

JOHANNES-FOERSTER

HILFSBUCH  
FÜR DEN  
SCHIFFBAU



FÜNFTE AUFLAGE

ERSTER BAND

# Johow - Foerster

# Hilfsbuch

# für den Schiffbau

Fünfte Auflage

neu bearbeitet in Gemeinschaft mit

Obermarinebaurat A. Blechschmidt · Dr.-Ing. C. Commentz · Dipl.-  
Ing. H. Croseck · Dipl.-Ing. A. Garweg · Dr.-Ing. G. Kempf · Ober-  
ingenieur F. Kielhorn · Dipl.-Ing. H. Lorenz · Dr.-Ing. H. Meyer  
Dipl.-Ing. F. Otto · Marinebaurat H. Paech · Dr.-Ing. e. h. H. Techel  
Professor Dr.-Ing. e. h. F. Werner † · Dipl.-Ing. G. Zeys

von

Dr.-Ing. E. Foerster

Zwei Bände

Mit 688 Textabbildungen und 56 Tafeln

Erster Band



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

**Additional material to this book can be downloaded from <http://extras.springer.com>**

ISBN 978-3-642-50392-4      ISBN 978-3-642-50701-4 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-642-50701-4

**Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung  
in fremde Sprachen, vorbehalten.**

Copyright 1928 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg  
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1928  
Softcover reprint of the hardcover 5th edition 1928

## Vorwort zur fünften Auflage.

Das Hilfsbuch von Johow war gelegentlich seiner zweiten Auflage im Jahre 1902 von dem — 1917 verstorbenen — Geh. Marinebaurat Krieger in grundlegender Weise umgearbeitet, verbessert und vervollständigt worden. Das von Krieger geschaffene und 1902 erweiterte Werk bildete in jeder Beziehung eine so gute Grundlage, daß auch eine unabhängige Neuschöpfung eines Schiffbau-Hilfsbuches nichts Besseres hätte tun können, als sich in den Hauptgesichtspunkten an den Johow anzulehnen. Notwendig wurde 1920 eine Neubearbeitung infolge der mannigfachen Fortschritte und neuen wissenschaftlichen Ergebnisse, während manches geschichtlich Gewordene entbehrt werden konnte. Eine Umstellung von Haupt- und Unterabschnitten erfolgte damals zur besseren Gliederung und Übersichtlichkeit des Ganzen.

An dieser Neugliederung ist bei der fünften Auflage nichts geändert worden, nur ist der erste Abschnitt „Allgemeine Hilfsmittel“ unter der Bezeichnung „Berechnungsmaterial“ nunmehr dem zweiten Bande eingefügt worden, in dessen Rahmen sich dieses Zahlenmaterial besser einfügte. Gleichzeitig wurden aus diesem Teil zur Entlastung des Buches solche Werttabellen und Angaben entfernt, welche sich den auf jedem Konstruktionstisch befindlichen Spezialtabellen und Gebrauchsbüchern, wie Germanischer Lloyd Normalprofilhefte usw., ebensogut entnehmen lassen.

In dem früher zweiten, jetzt ersten Abschnitt „Berechnung und Entwurf der Schiffe“ war schon bei der Neubearbeitung der vierten Auflage eine gründliche Reform durchgeführt worden, die, unter Berücksichtigung der Entwicklung des Schiffbaues, nicht viel von den früheren Grundlagen übrig gelassen hatte. Dieser Abschnitt erhielt schon damals einen Zusatz „Einfluß des Schiffsbetriebes auf den Entwurf der Handelsschiffe“, der dem Schiffbauer die Durcharbeitung der Entwürfe vom reedereitechnischen Standpunkte aus nahebrachte und zweckentsprechendes Material dazu lieferte. Bei der diesmaligen Neubearbeitung des jetzt ersten Abschnittes „Berechnung und Entwurf der Schiffe“ ist der neueren Entwicklung der Schiffstypen, der Schiffsformen und der Veränderung mancher Konstruktions- und Betriebsgrundlagen in möglichst weitgehendem Maße Rechnung getragen. Die früheren Gewichtsangaben, welche durch die Entwicklung der Schiffskonstruktion überholt waren, sind neu bearbeitet. Mehr Wert als bisher ist auf diejenigen Fragen gelegt worden, welche mit Abschlußkontrakten von Schiffen zusammenhängen. Ein neuer Abschnitt über die Bearbeitung von Kostenanschlägen ist eingefügt worden.

Der neue zweite Abschnitt „Fortbewegung der Schiffe“ hatte schon bei der vierten Auflage eine wesentliche Umgestaltung erfahren. Schon damals war die heute im weitesten Maße zum Arbeitsmittel des Schiffbaues gewordene Modell-Versuchstechnik stark berücksichtigt worden, doch hält jene Neubearbeitung keinen Vergleich mit dem Maße der Neugestaltung aus, den der Abschnitt jetzt, nach der im stürmenden Tempo vor sich gegangenen weiteren Entwicklung bei der fünften Auflage erfahren hat. Die Modell-Versuchstechnik ist diesmal auf Grund des neuesten Standes der Forschung noch weit ausführlicher berücksichtigt worden.

Über die Widerstandsformeln, die mit einer einzigen Ausnahme heute nur noch geschichtlichen Wert besitzen, wurde ein besonderes Literaturverzeichnis gebracht. Die verschiedenen Versuchsmethoden fanden entsprechende Ergänzung. Dasselbe ist bezüglich der Antriebsmittel der Fall, bei denen das

Schaufelrad und der Schraubenpropeller und die mit diesen zusammenhängenden Theorien, auch in Zusammenwirkung mit dem Schiffskörper, eingehender behandelt worden sind. Besonderer Wert wurde auf die Ausführungen über Leitvorrichtungen gelegt, die zur Regelung der Zu- und Abströmung des Propellers dienen und deren Entwicklung auch zur Einbeziehung des Ruders in die Maßnahmen zur Entwirbelung und Leitung des Wassers geführt haben.

Vollständig neu bearbeitet sind die Ausführungen betreffend das aerodynamische Gebiet, wofür ein Spezialist herzugebeten wurde. An Hand der Luftwiderstandsgesetze und der grundlegenden Messungsergebnisse des Flugzeugbaues mit Flächen und Profilen wurde der Kräfteverbrauch im einzelnen Segel, als abhängig von seiner Formgebung, verfolgt und auf die Entwicklungsmöglichkeiten hingewiesen.

Der neue dritte Abschnitt „Stabilität der Schiffe“ hatte schon 1920 eine Umgestaltung seines Inhaltes erfahren, indem von den vielen zur Berechnung der Stabilität bei Neigungen angegebenen Verfahren nur die vier einfachsten beibehalten wurden. Die theoretischen Zusammenhänge der verschiedenen Stabilitätsbegriffe waren schon damals ausführlicher als im Grundwerk behandelt worden. Nunmehr ist der Abschnitt noch durch die Einfügung eines experimentellen Berechnungsverfahrens erweitert worden. Die Hilfsmittel zur Nachprüfung von Stabilitätsrechnungen wurden verbessert. Die Angaben über Wind und Winddruck sind entsprechend den neueren Anschauungen, welche im Zusammenhang mit der Entwicklung der Aerodynamik stehen, neu bearbeitet worden.

Im vierten Abschnitt „Festigkeit der Schiffe“ waren schon früher eingehende Darlegungen über die Anwendung der Festigkeitslehre auf die einzelnen Elemente der Schiffbaukonstruktion zugefügt worden. Nunmehr sind die Tabellen über Materialeigenschaften und zulässige Beanspruchungen in Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Entwicklung des Materialwesens gebracht worden. Die neuen Anschauungen in der Festigkeitslehre über die Wirksamkeit der Materialien in den Schiffskonstruktionen haben entsprechenden Niederschlag gefunden. Der theoretische Teil ist durch Aufnahme eines Abschnittes über die Clapeyron'sche Gleichung erweitert worden. Der Abschnitt über Schiffsschwingungen ist fast vollständig neu bearbeitet.

In den fünften Abschnitt „Messung und Ausnutzung des Schiffsraumes“ ist ein Auszug der Panama-Kanal-Vermessungsvorschriften eingefügt worden. Die Vermessungsbestimmungen über Jachten und Motorboote sind, soweit im Rahmen eines allgemeinen Schiffbauwerkes erforderlich, neu bearbeitet. Bei „Freibord und Tiefadelinie“ sind die Vorschriften des Board of Trade auszugsweise berücksichtigt. Im Unterabschnitt „Ladung und Besatzung“ ist eine Neubearbeitung aller Einzelheiten über Ladegeschirr vorgenommen worden, um diese in Übereinstimmung mit den heutigen Vorschriften zu bringen. Eine besondere Bearbeitung betreffend Berechnung und Anordnung des modernen Ladegeschirrs ist durch einen Spezialisten zugefügt worden.

Im sechsten Abschnitt „Schiffseinrichtungen für seemännische Zwecke“ sind die Einzelheiten über Bootsausstattungs- und Besatzungsvorrichtungen sowie über Ruder- und Steuergeschirr einer eingehenden fachmännischen Neubearbeitung unterzogen worden.

Bei den „Gesetzlichen Bestimmungen und anderen Vorschriften“ wurden die Unfallverhütungsvorschriften der Seeberufsgenossenschaft bearbeitet.

Im Anhang ist die Übersicht über die Schiffbauliteratur neu bearbeitet und ergänzt worden.

Der siebente Abschnitt „Bewaffnung und Panzerung“ wurde unter Mitwirkung maßgebender Sachverständiger des Reichswehrministeriums, Abt. Marine, durchgesehen. Dieser Teil hat im wesentlichen den Zweck, eine allgemeine Übersicht der technischen Grundsätze und Bedingungen zu geben, in welchen der Kriegsschiffbau vom Handelsschiffbau abweicht.

Die in den anderen Abschnitten verstreuten kriegsschifftechnischen Angaben wurden der Neuzeit entsprechend überarbeitet.

Der achte Abschnitt „Unterseefahrzeuge“, welcher in der vergangenen Auflage erstmalig auf Grund der Bearbeitung des damaligen Schiffbauleiters der Deutschen U-Boots-Inspektion aufgenommen war, ist infolge des Ablebens dieses um den deutschen U-Bootsbau hochverdienten Mannes diesmal durch einen neuen Bearbeiter, der während des Krieges den U-Bootsbau auf der Friedr.-Krupp-Germaniawerft geleitet hat, übernommen worden. Von der Neubearbeitung wurden hauptsächlich die Abschnitte II: „Unterwasserfahrt und Tauchen“ und IV: „Entwurf der Unterseefahrzeuge“ betroffen. Im übrigen wurden alle anderen Abschnitte nach den neueren Erkenntnissen und Gesichtspunkten ergänzt bzw. geändert.

Der Abschnitt über „Eisenbeton-Schiffbau“ schien trotz der festigkeits- und materialtechnisch interessanten Seiten dieser Bautechnik jetzt doch entbehrlich und wurde zugunsten anderer Erweiterungen des Werkes herausgenommen.

Eine besonders starke Erweiterung hat die Sammlung von Konstruktionsmaterial im zweiten Bande gefunden, indem allein die Zahl der Tafeln und Schiffspläne nahezu verdoppelt wurde. Auch die Neubearbeitung dieses Teiles hat wieder die weitestgehende Unterstützung der einschlägigen Fach- und Industriekreise gefunden.

Da sich das Werk auch in seiner heutigen Gestalt im wesentlichen auf die schon der vierten Auflage zuteil gewordene Förderung gestützt hat, so sei hier nachfolgend die Zusammenstellung der Behörden, Firmen und Persönlichkeiten, welchen damals für die Bearbeitung durch Beistellung bewährten Erfahrungsgut- und Konstruktionsmaterials, sowie für die Hergabe angewandeter wissenschaftlicher Ergebnisse und für kritische Durchsicht einzelner Abschnitte Dank geschuldet wurde, wiederholt. Diese Zusammenstellung ist ergänzt worden durch die Namen solcher Behörden, Firmen und Persönlichkeiten, welche für die diesmalige Bearbeitung Material zur Verfügung gestellt und kritische Durchsichten einzelner Abschnitte vorgenommen haben.

Name, Behörde oder Firma	Abschnitt bzw. Einzelheit
Admiralität, Berlin Albrecht, Dr. -Ing., Schiffsvermessungsbehörde, Hamburg Anschütz & Co., Kiel Atlas-Werke, Bremen	Angaben über Kriegsschiffe. Vermessung der Seeschiffe.
Bauer, M. H., Oberingenieur, Berlin Bibliotheksverwaltungen der Technischen Hochschule, Danzig — des Patentamtes, Berlin — der Marineleitung, Berlin — der Schiffbautechnischen Gesellschaft — der Deutschen Seewarte, Hamburg — der Technischen Hochschule, Charlottenburg — des Archivs für Schiffbau und Schiffahrt, Hamburg	Kreiselkompass. Wasserdichte Türen, Unterwasserschallsignale, Gewichte von Hilfsmaschinen und Ausrüstung. Vermessung der Motorboote. Literatursammlung.
Blohm & Voß, Hamburg Bremer Vulkan, Vegesack Buchsbaum, Obering. beim Germ. Lloyd, Berlin	Konstruktionsmaterial. Konstruktionsmaterial. Festigkeit.

Name, Behörde oder Firma	Abschnitt bzw. Einzelheit
Deutsche Betriebsgesellschaft für drahtlose Telegraphie, Berlin	Angaben und Skizzen betr. Funkentelegraphie an Bord.
Deutsche Ost-Afrika-Linie (Woermannlinie); Hamburg	Konstruktionsmaterial.
Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Flensburg	Konstruktionsmaterial.
Frahm, Herm., i. Fa. Blöhm & Voß, Hamburg	Rollschwingungen, Meßmethoden, Schlingertanks.
Frerichs & Co., Einswarden	Angaben über gebaute Schiffe.
Gebers, Dr.-Ing., Schiffbautechnische Versuchsanstalt, Wien	Fortbewegung der Schiffe.
Germaniawerft, Kiel	Unterseefahrzeuge.
Germanischer Lloyd, Berlin	Leck- und Schottrechnungen im Sinne der künftigen internationalen Vorschriften.
Günther, s. Zt. Dipl.-Ing. der Inspektion des U-Bootwesens, Kiel	Unterseefahrzeuge.
Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg	Konstruktionsmaterial.
Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt, Hamburg	Fortbewegung der Schiffe.
Hamburg-Südamerikan. Dampfschifffahrts-Ges., Hamburg	Konstruktionsmaterial.
Hein, Th., Geh. Rechnungsrat, Berlin	Vermessung der Jachten.
Horn, Prof. Dr.-Ing., Berlin	Schiffsschwingungen.
Horn, Dr.-Ing., Reichswerft, Danzig	Unterseefahrzeuge.
Howaldswerke, Kiel	Angaben über gebaute Schiffe.
Inspektion des U-Bootwesens, Kiel	Unterseefahrzeuge
Koch, H., Schiffswerft, Lübeck	Angaben über gebaute Schiffe.
Krupp, Fried., A.-G., Essen	Bewaffung und Panzerung.
Meyer, Jos. L., Schiffswerft, Papenburg	Konstruktionsmaterial.
Norddeutscher Lloyd, Bremen	Konstruktionsmaterial.
Popp, Dipl.-Ing., Schiffbau-Versuchsanstalt, Hamburg	Fortbewegung der Schiffe.
Reichs-Vermessungs-Amt, Berlin	Vermessung der Seeschiffe.
Reichs-Werft, Danzig	Unterseefahrzeuge.
Reiherstieg Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg	Konstruktionsmaterial.
Renner, Dipl.-Ing., Blohm & Voß, Hamburg	Maschinengewichtsfafeln und Raumbedarfskizzen für Antriebsanlagen.
Rickmerswerft, Geestemünde	Angaben über gebaute Schiffe.
Ruß, E., Reederei, Hamburg	Konstruktionsmaterial.
Sachsenberg A.-G., Roßlau u. Köln	Angaben über gebaute Schiffe.
v. Sanden, Dipl.-Ing., Germaniawerft, Kiel	Unterseefahrzeuge.
Schaffran, Dr.-Ing., Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin	Fortbewegung der Schiffe.
Schultz, Oberingenieur, Blohm & Voß, Hamburg	Stabilität.
Seebeck A.-G., Schiffswerft und Maschinenfabrik, Geestemünde	Konstruktionsmaterial.
Stettiner Oderwerke, Stettin	Konstruktionsmaterial.
Stülcken, H. C., & Sohn, Hamburg	Angaben über gebaute Schiffe.

Name, Behörde oder Firma	Abschnitt bzw. Einzelheit
Sütterlin, Oberingenieur, Blohm & Voß, Hamburg	Maschinengewichtstafeln und Raumskizzen.
Tecklenborg, Joh. C., Geestemünde Vulcan-Werke, Hamburg u. Stettin	Angaben über gebaute Schiffe. Konstruktionsmaterial, Maschinengewichtstafeln.
„Weser“, A.-G., Schiffswerft, Bremen Wirsing, L., Oberingenieur der Vereinigten Elbe-Schiffahrts-Gesellschaft, Dresden	Konstruktionsmaterial. Gewichtstafeln für Maschinenanlagen von Seitenraddampfern.
Wrobbel, Dr.-Ing., Hamburg Zimmermann, Marinebaumeister, Wilhelmshaven	Verschiedene Abschnitte. Stabilität, Festigkeit.

Wieder hat die hierdurch gekennzeichnete, dieses Mal noch gesteigerte Förderung der Buchbearbeitung durch Sachverständige der Praxis den Nutzungswert des Buches wesentlich gehoben, wofür Verlagsbuchhandlung und Herausgeber den genannten Behörden, Firmen und Persönlichkeiten besonderen Dank schulden. — Gewiß ist auch diesmal wieder eine Auswahl und in manchen Fällen eine Beschränkung auf das für wesentlich Gehaltene erfolgt, um den Umfang und die Kosten des Buches, die ohnehin wegen der teuren Herstellung besonders des figürlichen Materials namhaft sind, nicht noch zu erhöhen. Es darf aber wohl angenommen werden, daß das Buch in seiner jetzigen Form wieder für eine Reihe von Jahren dem Zeitbedürfnis entsprechen und besonders auch der Schiffbau studierenden Jugend diejenigen Dienste leisten wird, welche die Arbeiter angestrebt haben.

Hamburg, im Herbst 1928.

Dr.-Ing. E. Foerster.

# Inhaltsverzeichnis des ersten Bandes.

## Erster Abschnitt.

### Berechnung und Entwurf der Schiffe.

	Seite
I. Begriffe und Benennungen . . . . .	1
A. Schiffbautechnische Begriffe . . . . .	1
B. Allgemeine Beschreibung des Schiffskörpers . . . . .	3
C. Einteilung der Schiffe . . . . .	7
II. Maße und Formen der Schiffe . . . . .	26
A. Schiffbautechnische Bezeichnungen . . . . .	26
B. Hauptmaße . . . . .	33
C. Formen . . . . .	35
1. Hauptmaße und ihre Verhältnisse zueinander . . . . .	35
a) Der Tiefgang und sein Verhältnis zur Breite $T:B$ bzw. $Tg:B$ . . . . .	35
b) Die Länge und ihr Verhältnis zur Breite $L:B$ . . . . .	36
c) Die Breite . . . . .	37
2. Hauptschnittflächen, ihre Völligkeitsgrade und Schwerpunkte . . . . .	38
a) Längenschnitt oder Längenplan . . . . .	38
b) Die Wasserlinie (Konstruktionswasserlinie) $KWL$ . . . . .	40
c) Das Haupt- (oder Null-) Spant $\Sigma$ . . . . .	40
3. Verdrängung, ihr Völligkeitsgrad und Schwerpunkt . . . . .	42
D. Schiffsgewicht . . . . .	49
III. Erste Berechnung des Schiffes . . . . .	52
A. Entwurfsverfahren . . . . .	52
1. Handelsschiffe . . . . .	53
2. Kriegsschiffe . . . . .	54
B. Einfluß des Schiffsbetriebes auf den Entwurf der Handelsschiffe . . . . .	54
C. Gewicht und Schwerpunkt des Schiffskörpers . . . . .	68
1. Gewicht des Schiffskörpers . . . . .	68
2. Gewichtsschwerpunkt des Schiffskörpers . . . . .	75
D. Aufstellung des Kostenanschlages . . . . .	77
E. Entwurf des Liniennetzes . . . . .	81
1. Das Entwurfnetz . . . . .	81
2. Die Entwurfslinien . . . . .	83
IV. Berechnung der Inhalte, Schwerpunkte und Trägheitsmomente ebener, von Kurven begrenzter Flächen . . . . .	88
A. Berechnung durch Aufmaß mittels Annäherungsformeln . . . . .	88
1. Flächeninhalte . . . . .	88
a) Simpsons Regel I . . . . .	89
b) Simpsons Regel II . . . . .	91
c) Französische oder Trapezregel . . . . .	92
d) Das Verfahren von Tschibyscheff . . . . .	92
2. Schwerpunkte . . . . .	94
3. Inhalts- und Schwerpunktskurven . . . . .	96
a) Inhalte und Schwerpunkte der Spanten und Wasserlinien . . . . .	97
b) Rauminhalt und Schwerpunkt der Verdrängung . . . . .	97
c) Spantinhaltkurven . . . . .	99

	Seite
4. Trägheitsmomente . . . . .	101
a) Breitentragheitsmoment der Schwimmebene . . . . .	101
b) Längentragheitsmoment der Schwimmebene . . . . .	102
B. Berechnung auf zeichnerischem Wege (graphische Integration)	109
1. Flächeninhalte . . . . .	109
2. Statische Momente . . . . .	111
3. Trägheitsmomente . . . . .	112
C. Berechnung auf mechanischem Wege mit Hilfe von Meßgeräten (mechanische Integration) . . . . .	116
1. Integration mittels Planimeter . . . . .	116
2. Integration mittels Integrator . . . . .	120
3. Integraphen . . . . .	124
V. Annäherungsformeln und andere Hilfsmittel. . . . .	127
A. Normands Annäherungsformeln . . . . .	127
1. Erläuterung der Formeln . . . . .	127
2. Anwendungen der Annäherungsformeln . . . . .	131
B. Bauers Annäherungsformeln . . . . .	135
C. Verlauf der Spantenskalen von Frachtschiffen . . . . .	139
D. Werte für die Berechnung der benetzten Oberfläche . . . . .	139
1. Nach Taylor . . . . .	139
2. Nach Olsen . . . . .	141
E. Einheitliche Behandlung der Schiffsberechnungen nach Hammar	142

Zweiter Abschnitt.

**Fortbewegung der Schiffe.**

I. Schiffswiderstand und Maschinenleistung . . . . .	151
A. Allgemeines über den Schiffswiderstand . . . . .	151
1. Bewegungserscheinungen am Schiff . . . . .	152
2. Entstehung des Schiffswiderstandes . . . . .	154
B. Berechnung des Schiffswiderstandes und der Maschinenleistung	158
1. Ältere Formeln. . . . .	159
2. Neuere Berechnungsmethode . . . . .	163
C. Bestimmung des Schiffswiderstandes durch Modellversuche . . . . .	168
1. Froudesche Modellversuchsmethode . . . . .	168
2. Methode von E. V. Telfer . . . . .	173
3. Modellversuchsmethode von Föttinger . . . . .	173
4. Luftwiderstand des Schiffes . . . . .	174
5. Modellversuchsanstalten und ihre Einrichtung . . . . .	176
6. Wellenkamps Schleppverfahren . . . . .	179
D. Ergebnisse von Widerstandsmessungen . . . . .	180
1. Charakteristiken der Widerstandskurve . . . . .	181
a) Bei Fahrt auf tiefem Wasser . . . . .	181
b) Bei Fahrt auf flachem Wasser . . . . .	184
2. Fahrt in Kanälen . . . . .	185
a) Wasserspiegelabsenkung und Gefällewiderstand . . . . .	185
b) Kurzstabilität . . . . .	188
c) Schleppversuche mit Kähnen . . . . .	189
3. Fahrt auf Strömen . . . . .	189
a) Gleitgeschwindigkeit . . . . .	189
b) Schleppleistung . . . . .	191
4. Tangentialwiderstand . . . . .	192
E. Einfluß der Schiffsforn auf den Widerstand . . . . .	192
1. Schärfe der Schiffsforn . . . . .	192
2. Displacementsverteilung . . . . .	193
3. Linienführung . . . . .	197
4. Anbauten am Schiffskörper . . . . .	197

	Seite
F. Antriebsmittel . . . . .	198
1. Schaufelrad . . . . .	200
2. Schraubenpropeller . . . . .	200
a) Theorie des Schraubenpropellers . . . . .	200
b) Propeller-Modellversuche . . . . .	206
G. Zusammenwirkung von Schiffskörper und Propeller . . . . .	209
1. Mitstrom (Nachstrom, Vorstrom), Sog . . . . .	210
2. Leitvorrichtungen . . . . .	213
3. Modellversuche . . . . .	215
4. Rechenbeispiel eines Modellversuchs mit Schrauben . . . . .	218
H. Fahrtmessungen . . . . .	221
1. Allgemeines . . . . .	221
2. Ermittlung der Geschwindigkeit . . . . .	221
3. Aufzeichnung der Geschwindigkeitskurven . . . . .	224
J. Einfluß des Schiffsantriebes auf den Entwurf der Handelsschiffe . . . . .	224
II. Steuern . . . . .	234
A. Theorie des Steuerns . . . . .	234
1. Herleitung des theoretischen Steuermoments . . . . .	234
2. Der Deviationswinkel . . . . .	235
3. Bestimmung des Drehkreisdurchmessers . . . . .	237
4. Vergrößerung des Ruderdruckes durch den Derivationswinkel . . . . .	237
5. Einfluß des Ruderdruckes auf Trimm und Krängung . . . . .	238
a) Trimmänderung . . . . .	238
b) Krängung . . . . .	239
6. Krängen des Schiffes bei Drehung . . . . .	241
7. Einfluß der Schrauben auf die Steuerfähigkeit . . . . .	241
a) Ein- und Dreischraubenschiffe . . . . .	241
b) Zweischaubenschiffe . . . . .	243
B. Ruderformen . . . . .	243
C. Ruderdruck . . . . .	245
1. Berechnung des Ruderdruckes . . . . .	245
2. Arbeit des Ruderlegens . . . . .	249
III. Segeln . . . . .	253
A. Einleitende Bemerkungen zur Theorie der Luftkräfte . . . . .	253
B. Grundlagen der Modellversuche . . . . .	255
1. Modellversuchsarrangements . . . . .	255
2. Luftwiderstandsgesetze und Definition der Formelgrößen . . . . .	256
3. Das Reynoldsche Ähnlichkeitsgesetz . . . . .	259
C. Grundlegende Messungsergebnisse für die Aerodynamik des Segels . . . . .	260
1. Wirkung des Seitenverhältnisses . . . . .	260
2. Wirkung der Wölbung . . . . .	263
3. Wirkung des Segelumrisses . . . . .	265
4. Druckmittelpunktwanderung . . . . .	266
D. Besondere Segelversuche . . . . .	267
1. Gaffelsegelmodell . . . . .	267
2. Gewölbte Flächen mit Rundstab an der Vorderkante . . . . .	268
3. Takelagewiderstand . . . . .	269
4. Unterteilung der Segelfläche . . . . .	270
E. Entwicklungsmöglichkeiten . . . . .	271
1. Profilsiegel . . . . .	271
2. Der rotierende Zylinder als Siegel . . . . .	272
F. Theorie des Segelns . . . . .	275
1. Geschwindigkeit und Richtung des Windes . . . . .	275
2. Gleichgewichtsbedingungen für das Segelfahrzeug in der Bewegung . . . . .	278

	Seite
a) Angriffspunkt des Winddruckes- und Wasserwiderstandes	278
b) Einfluß der Lage des Gewicht- und Formschwerpunktes auf das Segeln . . . . .	280
c) Segelfläche und Stabilität . . . . .	281
3. Berechnung der Geschwindigkeit eines Seglers . . . . .	285
4. Veränderlichkeit der Kursdiagramme bei Änderung der relativen Größe von Segelfläche und Schiffswiderstand . . . . .	286
5. Fahrtergebnisse großer Segler . . . . .	290

Dritter Abschnitt.

**Stabilität der Schiffe.**

I. Theorie der Stabilität . . . . .	294
A. Erklärung . . . . .	294
B. Statische Stabilität . . . . .	295
1. Neigungen querschiffs . . . . .	295
2. Neigungen längsschiffs . . . . .	303
3. Neigungen um beliebige Achsen . . . . .	304
C. Zusammenhang zwischen Anfangsstabilität und statischer Stabilität für endliche Neigungen . . . . .	305
D. Dynamische Stabilität . . . . .	306
E. Zusammenhang zwischen statischer und dynamischer Stabilität . . . . .	307
II. Geometrie des Schiffes . . . . .	310
A. Einfluß der Schiffsformen auf die Stabilität . . . . .	310
1. Neigungen querschiffs . . . . .	310
2. Neigungen längsschiffs und um beliebige Achsen . . . . .	320
B. Einfluß von Veränderungen der Hauptmaße auf die Stabilität . . . . .	321
1. Höhe des Metazentrums über dem Formschwerpunkt . . . . .	321
2. Stabilitätsmoment der Form (Stabilität für Neigungen) . . . . .	322
C. Einfluß von Veränderungen der Formen unter Wasser auf die Stabilität . . . . .	322
III. Berechnung der Stabilität für Querneigungen . . . . .	324
A. Rechenverfahren von Barnes . . . . .	325
1. Theoretische Grundlage . . . . .	325
2. Ausführung der Stabilitätsrechnung . . . . .	330
B. Rechenverfahren von Benjamin-Spence . . . . .	336
C. Integratorverfahren von H. L. Schulz (Fellowsches Verfahren) . . . . .	337
D. Planimeter-Verfahren von Middendorf . . . . .	341
E. Stabilitätsermittlung nach Kempf . . . . .	345
F. Nachprüfung von Stabilitätsrechnungsergebnissen . . . . .	347
G. Überschlags- und Annäherungsrechnungen zur Ermittlung der Querstabilität . . . . .	347
IV. Anwendungen der Stabilitätslehre . . . . .	355
A. Trimm und Krängung . . . . .	355
1. Trimberechnung . . . . .	356
2. Bestimmung des Gewichtsschwerpunktes durch Krängung . . . . .	358
B. Auswertung von Stabilitätsrechnung und Krängungsversuch . . . . .	363
C. Veränderungen des Gewichtszustandes . . . . .	366
1. Beliebige Verschiebung von Gewichten . . . . .	366
2. Zuladung und Abladung von Gewichten . . . . .	367
D. Bewegliche Ladung (Wasser im Schiff, Leckstabilität) . . . . .	371
1. Einfluß flüssiger Ladung auf die Anfangsstabilität . . . . .	374
2. Einfluß flüssiger Ladung auf die Stabilität der Neigungen . . . . .	374
E. Leckrechnung . . . . .	377
F. Strandung . . . . .	385
G. Docken . . . . .	387

	Seite
H. Stapellauf . . . . .	388
1. Der Verlauf . . . . .	389
2. Der eigentliche Ablauf . . . . .	390
3. Das Aufschwimmen . . . . .	397
4. Die Stabilität beim Stapellauf . . . . .	399
5. Stapellaufmessungen und Bremsmittel . . . . .	403
I. Aufschleppen . . . . .	407
V. Praktische Stabilitätslehre . . . . .	408
A. Wellen . . . . .	408
1. Arten der Wellen . . . . .	408
2. Form der Wellen . . . . .	409
3. Rollwellen . . . . .	410
4. Beobachtete und berechnete Wellen . . . . .	415
B. Wind . . . . .	417
1. Windgeschwindigkeit . . . . .	417
2. Vertikale Windverteilung . . . . .	419
3. Winddruck . . . . .	419
C. Rollschwingungen der Schiffe in ruhigem Wasser . . . . .	421
1. Erläuterung . . . . .	421
2. Schlinger- oder Rollbewegung ohne Berücksichtigung des Wasserwiderstandes . . . . .	421
3. Ermittlung des Massenträgheitsmoments durch Rechnung . . . . .	424
4. Ermittlung des Massenträgheitsmoments durch Schwingerversuch . . . . .	426
5. Schlinger- oder Rollbewegung mit Berücksichtigung des Wasserwiderstandes . . . . .	427
6. Schwingungen um die Querachse . . . . .	428
7. Stampfbewegungen und Tauchschwingungen als Begleiter der Rollbewegungen . . . . .	428
8. Ausschwingungskurve . . . . .	429
9. Größe des Widerstandes und der Widerstandsarbeit . . . . .	431
10. Vorrichtungen zur Bestimmung der Schlingerwinkel . . . . .	432
11. Mittel zur Verringerung der Rollbewegungen von Schiffen . . . . .	435
D. Rollschwingungen der Schiffe im Seegang . . . . .	443
1. Wellenimpuls und Rollwinkel . . . . .	443
2. Folgen verschiedener Verhältnisse der Rollperiode des Schiffes zur Wellenperiode . . . . .	446
3. Berücksichtigung des Wasserwiderstandes . . . . .	450
E. Querstabilität im Seegang . . . . .	452
VI. Beurteilung und Beeinflussung von Stabilitätseigenschaften . . . . .	453
A. Methoden der Stabilitätsbeurteilung . . . . .	453
1. Überneigung durch Wind . . . . .	454
2. Schwingungseigenschaften . . . . .	455
3. Wind und Seegang . . . . .	455
4. Umfang der Stabilität . . . . .	456
5. Bewertung von Aufbauten . . . . .	456
6. Ladung . . . . .	457
7. Leckstabilität . . . . .	457
B. Größe der erforderlichen Anfangsstabilität, der Stabilität für Neigungen und des Stabilitätsumfanges . . . . .	457
1. Segler . . . . .	457
2. Große Personendampfer . . . . .	458
3. Mittlere Fracht- und Personendampfer . . . . .	459
4. Frachtschiffe . . . . .	459
5. Fischdampfer und kleinste Frachtdampfer . . . . .	460

	Seite
6. Revier- und Flußdampfer . . . . .	460
7. Schlepper, Tonnenleger, Eisbrecher . . . . .	461
8. Schwimmende Kräne . . . . .	461
9. Kriegsschiffe . . . . .	461
C. Beeinflussung von Stabilitätseigenschaften durch die Konstruktion	462

## Vierter Abschnitt.

**Festigkeit.**

I. Allgemeine Festigkeitslehre . . . . .	465
A. Erläuterungen . . . . .	465
B. Allgemeine Gesetze . . . . .	466
C. Elastizitäts- und Festigkeitszahlen für Maschinen- und Hochbau	468
D. Zulässige Spannungen für Maschinen- und Hochbau . . . . .	470
E. Festigkeit gerader Stäbe . . . . .	471
1. Zug- und Druckfestigkeit . . . . .	471
2. Knickfestigkeit . . . . .	471
3. Biegunfestigkeit . . . . .	474
4. Schubfestigkeit . . . . .	480
5. Drehungsfestigkeit . . . . .	481
6. Zusammengesetzte Festigkeit . . . . .	481
II. Ergänzungen der Festigkeitslehre und Festigkeit von Schiffskonstruktionselementen . . . . .	482
A. Allgemeines . . . . .	482
B. Schiffbaumaterialien und ihre Festigkeitseigenschaften . . . . .	484
C. Anwendung allgemeiner Festigkeitsbegriffe auf die Eigenarten der Schiffbaukonstruktion . . . . .	491
D. Beanspruchungen im genieteten Blechträger . . . . .	493
E. Die durch Wasserdruck beanspruchte Platte . . . . .	496
F. Festigkeit der Nietverbindungen . . . . .	498
III. Längs- und Querfestigkeit des gesamten Schiffskörpers	500
A. Allgemeines . . . . .	500
B. Längsfestigkeit des Schiffes in ruhigem Wasser . . . . .	500
C. Längsfestigkeit des Schiffes in bewegtem Wasser . . . . .	504
D. Widerstandsmoment des Schiffskörpers . . . . .	509
1. Die ältere Auffassung des wirksamen Widerstandsmomentes	509
2. Neuere Auffassungen des wirksamen Widerstandsmomentes	514
E. Berechnung und zulässige Größe der Normalspannungen aus Längsbiegung und Wasserdruck . . . . .	516
F. Schubbeanspruchungen und -spannungen aus der Längsbiegung	526
G. Durchbiegung des Schiffskörpers . . . . .	528
H. Querfestigkeit von Schiffen . . . . .	529
J. Die Clapeyronsche Gleichung im Schiffbau . . . . .	533
K. Festigkeitsbeanspruchungen außerhalb des Wassers . . . . .	541
1. Strandung . . . . .	541
2. Ablauf . . . . .	542
3. Dockung . . . . .	544
L. Die Schwingungen des Schiffskörpers . . . . .	547

## Fünfter Abschnitt.

**Messung und Ausnutzung des Schiffsraumes.**

I. Vermessung der Schiffe . . . . .	560
A. Allgemeines . . . . .	560
B. Meßverfahren für Seeschiffe . . . . .	560
C. Vermessungsbestimmungen für Seeschiffe . . . . .	564
1. Schiffsvermessungsordnung . . . . .	564
2. Technische Anweisung an die Schiffsvermessungsbehörden	568

	Seite
3. Instruktion zur Schiffsvermessung . . . . .	573
4. Schiffsvermessung für den Suezkanal . . . . .	576
5. Schiffsvermessung für den Panamakanal . . . . .	581
D. Eichung der Binnenschiffe . . . . .	597
E. Personenzahlvermessung für Binnen- und Küstenschiffe . . . . .	597
F. Vermessungsbestimmungen für Segeljachten . . . . .	598
G. Vermessungsbestimmungen für Motorboote . . . . .	599
II. Freibord und Tiefadelinie . . . . .	600
A. Allgemeines . . . . .	600
B. Grundlagen für die Bestimmung des Freibords . . . . .	602
C. Freibordvorschriften der See-Berufsgenossenschaft . . . . .	603
D. Freibord für Segelschiffe und Seeleichter . . . . .	618
E. Die Freibordvorschriften des Board of Trade . . . . .	624
III. Wasserdichte Abteilungen . . . . .	630
Allgemeines . . . . .	630
A. Handelsschiffe . . . . .	630
1. Grundsätze für die Unterteilung des Schiffsraumes . . . . .	630
2. Vorschriften des Germ. Lloyd . . . . .	631
3. Schottenstellung mit Rücksicht auf die Schwimmfähigkeit der Schiffe . . . . .	631
4. Bauausführung der wasserdichten Schotte und Öffnungen in denselben . . . . .	640
5. Schottürschließvorrichtungen . . . . .	642
B. Kriegsschiffe . . . . .	648
1. Grundsätze für die Anordnung wasserdichter Wandungen . . . . .	648
2. Einzelheiten für den Bau der wasserdichten Wandungen und Verschlüsse . . . . .	650
IV. Ladung und Besatzung . . . . .	651
A. Handelsschiffe . . . . .	651
1. Ladung . . . . .	651
2. Brennstoff, Speisewasser, Verbrauchsstoffe . . . . .	663
3. Besatzung, Fahrgäste und lebendes Vieh . . . . .	664
4. Besondere Einrichtungen für die Benutzung der Schiffsräume. Lüftungseinrichtungen . . . . .	668
B. Kriegsschiffe . . . . .	680
1. Gewichte von Besatzung und Ausrüstung . . . . .	680
2. Unterbringung der Besatzung und Ausrüstung . . . . .	683
3. Unterbringung des Brennstoffvorrates . . . . .	693
4. Besondere Einrichtungen für die Benutzung der Schiffsräume . . . . .	694

## Sechster Abschnitt.

**Einrichtungen für den Schiffsbetrieb.**

I. Bemastung und Takelung . . . . .	706
A. Handelsschiffe . . . . .	706
1. Wahl der Takelung . . . . .	706
2. Größe und Verteilung der Segelfläche . . . . .	708
3. Ausführung und Abmessungen der Bemastung . . . . .	716
4. Form und Verwendung der Segel . . . . .	718
5. Aufhängung und Schnitt der Segel . . . . .	719
6. Stehendes Gut . . . . .	722
7. Laufendes Gut . . . . .	726
8. Beispiele von Segelschiffen . . . . .	726
9. Gewichte von Einzelheiten der Bemastung und Takelung . . . . .	726
10. Vorkehrungen an Masten und Takelung . . . . .	731
11. Ersatzstücke für die Bemastung und Takelung . . . . .	731

	Seite
B. Kriegsschiffe . . . . .	731
1. Anforderungen an die Bemastung . . . . .	731
2. Zahl und Aufstellung der Masten . . . . .	732
3. Bauart und Höhe der Masten . . . . .	732
4. Berechnung der Masten . . . . .	733
II. Lade- und Löscheinrichtungen der Handelsschiffe . . . . .	734
1. Einleitung . . . . .	734
2. Schiffe der allgemeinen Frachtfahrt . . . . .	735
Einzelheiten des Ladegeschrirs, einschließlich Winden . . . . .	741
3. Schiffe für Sonderzwecke . . . . .	751
a) Kohlschiffe . . . . .	751
b) Tankschiffe . . . . .	752
4. Einrichtungen für die Proviant-, Gepäck- und Post-Übernahme . . . . .	752
5. Einrichtungen für Brennstoffübernahme und Ascheentfernung . . . . .	753
a) Handelsschiffe . . . . .	753
b) Kriegsschiffe . . . . .	754
III. Anker, Ketten, Trossen und zugehörige Einrichtungen . . . . .	758
A. Anker . . . . .	758
1. Handelsschiffe . . . . .	758
2. Kriegsschiffe . . . . .	759
B. Ankerketten . . . . .	764
1. Handelsschiffe . . . . .	764
2. Kriegsschiffe . . . . .	765
C. Trossen . . . . .	769
1. Handelsschiffe . . . . .	769
2. Kriegsschiffe . . . . .	770
D. Einrichtungen für Anker, Ketten und Trossen . . . . .	772
1. Spille . . . . .	772
2. Anker-Krane und Davits, Ankerklüsen und Kettenstopper . . . . .	777
a) Handelsschiffe . . . . .	777
b) Kriegsschiffe . . . . .	780
3. Poller, Klampen, Klüsen, Trossenwinden . . . . .	780
IV. Boote und zugehörige Einrichtungen . . . . .	785
A. Handelsschiffe . . . . .	785
1. Boote . . . . .	785
2. Aussetzvorrichtungen für Boote . . . . .	788
B. Kriegsschiffe . . . . .	794
1. Boote . . . . .	794
2. Aussetzvorrichtungen für Boote . . . . .	797
V. Ruder- und Steuervorrichtungen . . . . .	800
A. Handelsschiffe . . . . .	800
1. Ruder . . . . .	800
2. Steuervorrichtungen . . . . .	801
3. Steuermaschinen . . . . .	802
4. Übertragung der Steuerbewegung . . . . .	805
5. Berechnung des Rudergeschirrs . . . . .	806
B. Kriegsschiffe . . . . .	808
VI. Pumpen, Lenz-, Ballast-, Feuerlösch- und sonstige Einrichtungen für Wasser . . . . .	809
A. Handelsschiffe . . . . .	809
1. Pumpen, Lenz- und Ballasteinrichtung . . . . .	809
2. Feuerlösch- und Deckwascheinrichtung . . . . .	812
3. Bade- und Klosettwasserleitungen . . . . .	812
4. Frischwasserversorgung . . . . .	813
5. Entkeimung . . . . .	814

	Seite
6. Allgemeines über Rohrleitungen . . . . .	814
7. Speigaten und sonstige Abflußleitungen . . . . .	814
B. Kriegsschiffe . . . . .	814
1. Lenzeinrichtungen . . . . .	816
2. Fluteinrichtungen . . . . .	821
3. Feuerlöschleinrichtungen . . . . .	824
4. Wasserleitungen . . . . .	824
5. Speigatleitungen . . . . .	824
6. Peil-, Luft- und Peillenzrohre, Durchlüftungshähne oder -rohre	825
7. Rohrleitungen im allgemeinen . . . . .	825
8. Schiffspumpen . . . . .	825
VII. Einrichtungen zur Befehlsübermittlung . . . . .	827
VIII. Kompass und ihre Aufstellung . . . . .	829
A. Allgemeines über Magnetkompass . . . . .	829
B. Wahl des Aufstellungsortes der Magnetkompass . . . . .	830
C. Kreiselkompaß . . . . .	832
1. Allgemeines . . . . .	832
2. Mutterkompaß . . . . .	834
3. Kreiselkompaßübertragung . . . . .	835
4. Tochterkompaß . . . . .	835
5. Selbststeuer . . . . .	836
6. Koppeltischanlage . . . . .	836
7. Kursschreiber . . . . .	836
8. Strombedarf, Wartung, Prüfung und Vorteile des Kreiselkompasses . . . . .	837
IX. Funkspruch- und Unterwasserschalleinrichtungen, Zeitkabel . . . . .	838
A. Funkspracheinrichtungen . . . . .	838
1. Allgemeines . . . . .	838
2. Grundsätze für den Einbau von Funkspruchanlagen auf Schiffen . . . . .	838
B. Unterwasserschalleinrichtungen . . . . .	840
1. Allgemeines . . . . .	840
2. Unterwasserschallsignalgeräte . . . . .	841
3. Akustische Lote . . . . .	843
C. Leitkabel . . . . .	844
X. Rettungsgeräte und sonstige Ausrüstung . . . . .	844
1. Rettungsgeräte . . . . .	844
2. Sonstige Ausrüstung . . . . .	845

### Siebenter Abschnitt.

#### Bewaffnung und Panzerung der Schiffe.

I. Allgemeines . . . . .	849
II. Geschützbewaffnung . . . . .	850
A. Geschütze . . . . .	850
1. Kaliberwahl . . . . .	850
2. Rohre und deren Lafetten . . . . .	851
3. Pivotierung . . . . .	852
4. Geschützstand . . . . .	853
5. Munitionsaufzüge . . . . .	854
6. Richtmittel . . . . .	854
7. Antrieb der maschinellen Einrichtungen . . . . .	854
8. Panzerschutz und Anordnung der Geschütze . . . . .	855
9. Aufstellung der Geschütze . . . . .	856

	Seite
B. Munition . . . . .	858
1. Geschosse . . . . .	858
2. Pulver . . . . .	859
3. Munitionsverpackung . . . . .	859
4. Unterbringung der Munition . . . . .	859
5. Stauung der Munition . . . . .	861
6. Munitionsförderung . . . . .	861
C. Artillerieleitung . . . . .	862
D. Kruppsche Geschütze . . . . .	863
E. Umrißzeichnungen von Geschützen für Entwurfszwecke . . . . .	867
III. Torpedobewaffnung . . . . .	871
A. Whitehead-Torpedo . . . . .	871
B. Ausstoßvorrichtung und Luftpumpen . . . . .	872
C. Einbau der Torpedobewaffnung . . . . .	872
D. Lagerung der Torpedos und der Ladung, Fördereinrichtungen . . . . .	873
E. Torpedoleitung . . . . .	873
F. Gewichte . . . . .	873
IV. Minenbewaffnung . . . . .	874
A. Seeminen . . . . .	874
B. Minenwurfeinrichtungen . . . . .	874
C. Minensucheinrichtungen . . . . .	874
V. Panzerung . . . . .	874
A. Material . . . . .	874
B. Abmessungen und Form der Platten . . . . .	875
C. Geschoßwirkung gegen Panzerplatten . . . . .	876
D. Anordnung der Panzerung . . . . .	877
E. Einbau der Panzerung . . . . .	880

## Achter Abschnitt.

**Unterseefahrzeuge.**

I. Allgemeines . . . . .	882
A. Geschichte . . . . .	882
B. Beschreibung und Benennungen . . . . .	885
II. Tauchen, Unterwasserfahrt und Auftauchen . . . . .	890
A. Das Tauchen auf der Stelle . . . . .	890
B. Das Fahren unter Wasser . . . . .	890
III. Stabilität der Unterseefahrzeuge . . . . .	896
A. Anfangsstabilität . . . . .	896
B. Stabilität bei endlichen Neigungen . . . . .	900
C. Stabilität im Leckfall . . . . .	902
D. Stabilität beim Aufgrundlegen . . . . .	903
E. Stabilität beim Auftauchen . . . . .	903
IV. Entwurf der Unterseefahrzeuge . . . . .	903
A. Allgemeines . . . . .	903
B. Reserveschwimmkraft und Ballastbehälter . . . . .	908
C. Berechnung der Flut- und Entlüftungsorgane . . . . .	911
D. Freibord . . . . .	914
E. Ruder . . . . .	914
1. Tiefenruder . . . . .	914
2. Haupt-(Vertikal-)Ruder, auch Seilenruder genannt . . . . .	921
F. Form und Widerstand . . . . .	922
G. Geschwindigkeit und Fahrbereich . . . . .	924
H. Bewaffnung . . . . .	926

	Seite
J. Festigkeit des Druckkörpers . . . . .	927
1. Unendlich langer Kreiszyylinder ohne Versteifungen . . . . .	928
2. Kreiszyylinder ohne Versteifungen mit Endböden . . . . .	929
3. Kreiszyylinder mit Versteifungen (Spanten) . . . . .	929
4. Zylinder mit aus Kreisbogen bestehender Querschnittsform mit Stützen . . . . .	933
5. Zylinder mit beliebig geformten Spanten . . . . .	933
6. Kegelstümpfe . . . . .	936
7. Einzellasten . . . . .	936
V. Tabelle: Hauptangaben über U-Boote . . . . .	938
VI. Literaturnachweis . . . . .	938

### Anhang.

I. Gesetzliche Bestimmungen und andere Vorschriften. . . . .	941
A. Allgemeines . . . . .	941
B. Auszug aus den gesetzlichen Bestimmungen über die Flaggen- führung, die Registrierung und Kennzeichnung der Schiffe (Auszug) . . . . .	943
C. Beaufsichtigung des Tiefgangs der Seeschiffe durch die See- Berufsgenossenschaft . . . . .	945
D. Anspruch der Schiffsmannschaft auf Logis, Kost und Kranken- pflege . . . . .	946
E. Gesetz über das Auswanderungswesen (Auszug) . . . . .	948
F. Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft (Aus- zug) . . . . .	954
II. Auswahl wichtiger Schiffbauliteratur . . . . .	964
Sachverzeichnis . . . . .	979

## Inhaltsverzeichnis des zweiten Bandes.

### I. Berechnungsmaterial.

1. Potenzen, Wurzeln, Briggsche Logarithmen, reziproke Werte, Kreis- umfänge und Kreisflächen von 1 bis 1000 . . . . .	2
2. Potenzen von 1000 bis 2000 . . . . .	22
3. Kreisfunktionen . . . . .	32
4. Binominalkoeffizienten $\binom{n}{1}$ bis $\binom{n}{15}$ . . . . .	36
5. Quadrat- und Kubikwurzeln einiger Brüche . . . . .	36
6. Wichtige Zahlenwerte . . . . .	36
7. Das metrische Maß und Gewicht . . . . .	37
8. Gebräuchliche Maße für den Schiffbau . . . . .	37
9. Vergleichende Übersicht der deutschen und englischen Maße und Ge- wichte mit Umrechnungstafeln . . . . .	38
10. Spezifische Gewichte . . . . .	50
11. Seemeile und Knoten . . . . .	52
12. Dampferwege . . . . .	54

## II. Tafeln.

Schiffsgattung	Linienrisse, Berechnungs- diagramme, Hauptspante Tafeln	Ladepläne, Längsschnitte, Deckspläne Tafeln
Nordatlantischer Schnelldampfer (ex „Vaterland“)	1	18
Nordatlantischer Fracht- und Fahrgastdampfer „George Washington“ . . . . .	2	19–21
Zweischrauben-Turbinendampfer „Hamburg“ . . . . .	3	22–23
Dreischrauben-Fahrgast- und Frachtdampfer „Cap Polonio“ . . . . .		24–26
Zweischrauben-Turbinen-Schnelldampfer „Cap Ar- cona“ . . . . .	4	27–29
La Plata-Passagier- und Frachtdampfer „Resolute“ und „Reliance“ . . . . .		30–32
La Plata-Doppelschrauben-Motorschiff „Monte Sar- miento“ . . . . .	5	33–35
La Plata-Frachtdampfer . . . . .	6	36–37
Ostasien- bzw. allgemeiner Frachtdampfer . . . . .		
Westindien-Frachtdampfer . . . . .	7	38
Westindien-Motorschiff . . . . .		
Frachtmotorschiff „Havelland“ . . . . .	8	39–40
Einschrauben-Motortankschiff . . . . .	9	
Einschrauben-Turbinenschiff „Saarland“ . . . . .	10	41–42
Ostafrika-Fracht- und Fahrgastdampfer . . . . .	11	43–46
Ost- und Westafrika-Frachtdampfer . . . . .		
Austral-Frachtdampfer . . . . .	12	47–48
Viermastsegler . . . . .		
Ostsee-Frachtdampfer . . . . .	13	49
Hochsee-Kühllichter . . . . .		
Rhein-See-Frachtdampfer . . . . .	14	50
Donau-Torschlepp . . . . .		
Rhein-Schleppkahn . . . . .	15	
1000-t-Donau-Schleppkahn . . . . .	16	
Hochsee-Fischdampfer . . . . .	17	51–52
Hochsee-Schleppdampfer . . . . .		
Großer deutscher U-Bootstyp . . . . .		53
Deutsches Minen-U-Boot . . . . .		54
Anordnung bei Modell-Schleppversuchen nach Froude mit nachgeführten Propellern . . . . .		55
Anordnung bei Modell-Schleppversuchen mit Eigen- antrieb . . . . .		56

## III. Schiffslisten.

A. Handelsschiffe.

B. Kriegsschiffe.

Johow - Foerster  
**Hilfsbuch  
für den Schiffbau**

Fünfte Auflage

neu bearbeitet in Gemeinschaft mit

Obermarinebaurat A. Blechschmidt · Dr.-Ing. C. Commentz · Dipl.-  
Ing. H. Croseck · Dipl.-Ing. A. Garweg · Dr.-Ing. G. Kempf · Ober-  
ingenieur F. Kielhorn · Dipl.-Ing. H. Lorenz · Dr.-Ing. H. Meyer  
Dipl.-Ing. F. Otto · Marinebaurat H. Paech · Dr.-Ing. e. h. H. Techel  
Professor Dr.-Ing. e. h. F. Werner † · Dipl.-Ing. G. Zeys

von

Dr.-Ing. E. Foerster

Zwei Bände

Mit 688 Textabbildungen und 56 Tafeln

Dritte Band



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

**Additional material to this book can be downloaded from <http://extras.springer.com>**

ISBN 978-3-642-50392-4      ISBN 978-3-642-50701-4 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-642-50701-4

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung  
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1928 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg  
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1928  
Softcover reprint of the hardcover 5th edition 1928

# Vorbemerkungen zum zweiten Band.

Die zuerst in der 4. Auflage des „Johow-Foerster“ 1920 aufgenommene Sammlung modernen Konstruktionsmaterials war in der dafür gewählten Form damals eine Neuheit. Den Wünschen nach Hergabe oder Veröffentlichung so vollständiger Unterlagen zum Zwecke des Studiums oder der Konstruktionshilfe haben die dafür entscheidenden Stellen damals aus verständlichen Gründen nur bruchteilweise entsprochen; immerhin war es schon sehr dankbar anzuerkennen, daß die um Unterstützung solcher Zusammenstellungen angegangenen Reedereien und Werften derart bereitwillig ihr neuestes Material beigesteuert hatten, daß doch wenigstens kein nennenswerter deutscher Seeschiffstyp auszufallen brauchte.

Die Beratung der 5. Auflage durch Sachverständige der Praxis ebenso wie des Hochschul- und Mittelschulwesens hat nun gezeigt, daß gerade der Tafelband des Werkes derart eingeschätzt wurde, daß eine wesentliche Verstärkung willkommen sein mußte. So hat sich denn das Konstruktionsmaterial von 33 Tafeln der 4. Auflage auf 56 Tafeln der vorliegenden Auflage gesteigert.

Der deutsche Schiffbau hat seit Erscheinen der letzten Auflage eine Reihe hervorragender Typen von Fahrgast- und Frachtschiffen geschaffen, ohne daß das früher in diesem Werk aufgenommene Material heute als veraltet bezeichnet werden könnte, — wenn es auch, soweit Hauptspante mit Materialstärken betreffend, nur unter Berücksichtigung der neuen Klassifikationsvorschriften verwendbar ist und bezüglich einiger der Einrichtungspläne einen mehr historischen Charakter angenommen hat.

Im einzelnen ist wieder zu den Tafeln zu bemerken, daß die von den Reedereien und Werften gelieferten Unterlagen ohne allzu gleichmacherische Arbeit verwendet worden sind; nur bei den zeichnerischen Darstellungen ist aus Übersichtsgründen eine möglichst gleichartige Anordnung angestrebt.

Das früher als erster Abschnitt des 1. Bandes aufgenommene Berechnungs- und statistische Material ist diesmal in den 2. Band übernommen worden, der somit eine in sich abgeschlossene Einheit darstellt, während dem 1. Band dadurch ein rein schiffbautechnisches Gepräge gesichert wurde.

Die Schiffslisten am Schluß des Bandes sind durch zahlreiche neue Schiffe ergänzt worden, während ältere Schiffe, soweit sie nicht ein technisch-historisches bzw. Vergleichsinteresse besitzen, herausgenommen wurden. Die Erweiterung und Bereicherung dieses Bandes ist wiederum nur möglich gewesen durch die in den Tafelüberschriften und in den Schiffslisten genannten Reedereien und Schiffswerften, welche ihr Material in dankenswertester Weise diesem Zwecke zur Verfügung gestellt haben.

Im übrigen möchte die Sammlung wieder nicht nur unmittelbare Hilfsmittel für die Projektierung und Konstruktion geben, sondern auch eine Quelle vielfältiger Anregungen, besonders für unsere studierenden Schiffbauer, sein. Unsere Zeit bietet dem Ingenieur, der auf der Grundlage eines vielseitigen Wissens und Könnens an neue Aufgaben herantritt, eine Fülle von Möglichkeiten zu weiteren Fortschritten. Möge auch der Tafelband dieses Buches sein Scherflein dazu beitragen, der weiteren Entwicklung von in jeder Hinsicht praktischen und denkbar wirtschaftlichen Schiffstypen zu dienen.

H a m b u r g , Herbst 1928.

Dr.-Ing. E. Foerster.

# Inhaltsverzeichnis des zweiten Bandes.

## I. Berechnungsmaterial.

	Seite
1. Potenzen, Wurzeln, Briggsche Logarithmen, reziproke Werte, Kreisumfänge und Kreisflächen von 1 bis 1000 . . . . .	2
2. Potenzen von 1000 bis 2000 . . . . .	22
3. Kreisfunktionen . . . . .	32
4. Binominalkoeffizienten $\binom{n}{1}$ bis $\binom{n}{15}$ . . . . .	36
5. Quadrat- und Kubikwurzeln einiger Brüche . . . . .	36
6. Wichtige Zahlenwerte . . . . .	36
7. Das metrische Maß und Gewicht . . . . .	37
8. Gebräuchliche Maße für den Schiffbau . . . . .	37
9. Vergleichende Übersicht der deutschen und englischen Maße und Gewichte mit Umrechnungstafeln . . . . .	38
10. Spezifische Gewichte . . . . .	50
11. Seemeile und Knoten . . . . .	52
12. Dampferwege . . . . .	54

## II. Tafeln.

Schiffsgattung	Linienrisse, Berechnungs- diagramme, Hauptspante Tafeln	Ladepläne, Längsschnitte, Deckspläne Tafeln
Nordatlantischer Schnelldampfer (ex „Vaterland“)	1	18
Nordatlantischer Fracht- und Fahrgastdampfer „George Washington“ . . . . .	2	19–21
Zweischrauben-Turbinendampfer „Hamburg“ . . . . .	3	22–23
Dreischrauben-Fahrgast- und Frachtdampfer „Cap Polonio“ . . . . .		24–26
Zweischrauben-Turbinen-Schnelldampfer „Cap Arcona“ . . . . .	4	27–29
La Plata-Passagier- und Frachtdampfer „Resolute“ und „Reliance“ . . . . .		30–32
La Plata-Doppelschrauben-Motorschiff „Monte Sarmiento“ . . . . .	5	33–35
La Plata-Frachtdampfer . . . . .	6	36–37
Ostasien- bzw. allgemeiner Frachtdampfer . . . . .		
Westindien-Frachtdampfer . . . . .	7	38
Westindien-Motorschiff . . . . .		
Frachtmotorschiff „Havelland“ . . . . .	8	39–40
Einschrauben-Motortankschiff . . . . .	9	
Einschrauben-Turbinenschiff „Saarland“ . . . . .	10	41–42
Ostafrika-Fracht- und Fahrgastdampfer . . . . .	11	43–46
Ost- und Westafrika-Frachtdampfer . . . . .		

Schiffsgattung	Linienrisse, Berechnungs- diagramme, Hauptspante Tafeln	Ladepläne, Längsschnitte, Deckspläne Tafeln
Austral-Frachtdampfer . . . . .	12	47—48
Viermastsegler . . . . .	13	49
Ostsee-Frachtdampfer . . . . .	14	50
Hochsee-Kühlleichter . . . . .	15	
Rhein-See-Frachtdampfer . . . . .	16	
Donau-Torschlepp . . . . .	17	51—52
Rhein-Schleppkahn . . . . .		53
1000 t-Donau-Schleppkahn . . . . .		54
Hochsee-Fischdampfer . . . . .		55
Hochsee-Schleppdampfer . . . . .		56
Großer deutscher U-Bootstyp . . . . .		
Deutsches Minen-U-Boot . . . . .		
Anordnung bei Modell-Schleppversuchen nach Froude mit nachgeführten Propellern . . . . .		
Anordnung bei Modell-Schleppversuchen mit Eigen- antrieb . . . . .		

### III. Schiffslisten.

A. Handelsschiffe.

B. Kriegsschiffe.

# Berechnung und Entwurf der Schiffe<sup>1)</sup>.

## I. Begriffe und Benennungen.

### A. Schiffbautechnische Begriffe<sup>2)</sup>.

**Archimedisches Prinzip.** Jeder im Wasser schwimmende Körper (Schiff) verdrängt eine Wassermenge, die ebenso schwer ist wie der Körper selbst.

**Verdrängung** heißt der Rauminhalt der vom Körper beim Schwimmen verdrängten Wassermenge in cbm, Wasserverdrängung (Displacement) —  $V$  —.

**Auftrieb, Schwimmkraft** ist die Kraft, welche das Schwimmen verursacht. Der Auftrieb —  $A$  — ist gleich dem Gewicht der Verdrängung in t, also gleich deren Rauminhalt mal dem spezifischen Gewicht des Wassers —  $\gamma$  —

$$A = \gamma \cdot V.$$

Die Richtung des Auftriebs geht senkrecht von unten nach oben (der Schwerkraft entgegen) durch den Schwerpunkt der Verdrängung, Form- (Displacement-) Schwerpunkt —  $F$  — (Abb. 1).

**Gesamtgewicht** —  $P$  —, das Gewicht aller der Schwerkraft unterliegenden Teile des fertig ausgerüsteten und beladenen Schiffes in t, ist gleich dem Auftrieb.

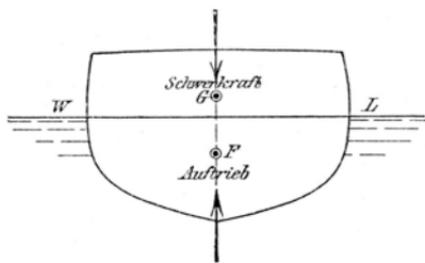


Abb. 1.

$$P = A = \gamma \cdot V.$$

Angriffspunkt der Schwerkraft, des Gesamtgewichts, ist der Gewichts- (System-) Schwerpunkt —  $G$  —.

**(Reserve-)Schwimmfähigkeit, Auftriebsüberschuß (Restauftrieb)** ist vorhanden, wenn der schwimmende Körper (das Schiff) in diesem Zustand mit einem Teil seiner (dichten) Form über die Wasserfläche hervorragte. Der Auftriebsüberschuß ist gleich dem Gewicht der Reserveverdrängung, also gleich dem Rauminhalt des austauchenden (dichten) Teils mal dem spezifischen Gewicht des Wassers.

**Schwimmfähigkeit**, allgemein, ist das Bestreben des völlig untergetauchten Körpers, an die Wasseroberfläche zu gelangen. Sie hängt ab von der Gesamtform des Körpers und den spezifischen Gewichten von Körper und Wasser.

Die Schwimmfähigkeit ist eine unbedingte, wenn das spezifische Gewicht des Körpers kleiner oder höchstens ebenso groß ist wie das des Wassers (schwimmende Vollkörper, vollständig geschlossene schwimmende Hohlkörper);

<sup>1)</sup> Quellenangaben s. S. 964.

<sup>2)</sup> S. a. Schiffbautechnische Bezeichnungen S. 26 f.

sie ist eine bedingte, wenn das spezifische Gewicht des Körpers zwar größer ist als das des Wassers, wenn aber der Körper, eingetaucht, eine größere Gewichtsmenge Wasser verdrängt, als er selbst schwer ist (nicht völlig geschlossene, schwimmende Hohlkörper, in deren Inneres kein oder nur so viel Wasser eindringen kann, daß noch ein Überschuß an Auftrieb bestehen bleibt).

Bei geschlossenen Hohlkörpern ist die Schwimmfähigkeit von der Lage des Körpers im Wasser unabhängig; bei nicht geschlossenen richtet sie sich nach dem Abstand der nächsten über der Schwimmebene liegenden Öffnung.

**Unbedingte Schwimmfähigkeit haben:**

Flöße, treibende Wracks, unsinkbare Rettungsboote, Bojen und Fahrwassertonnen.

**Bedingte Schwimmfähigkeit haben:**

Schiffe, die durch einen angemessenen Freibord im Seegang oder durch Einteilung des Schiffsinners in eine Anzahl wasserdichter Räume bei Zerstörung der äußeren Haut schwimmfähig erhalten werden.

Unterseeboote, welche nach Einlassen von Wasserballast noch einen Restauftrieb besitzen, der sie befähigt, an der Wasseroberfläche, wenn auch in tief eingetauchtem Zustand, zu verbleiben.

**Keine Schwimmfähigkeit haben:**

Torpedos und Unterseeboote, deren Gesamtgewicht gleich dem Gewicht ihrer Verdrängung ist, die sich bei Unterwasserfahrt durch die Wirkung der Tiefenruder in einer gewissen Tiefe halten.

**Negative Schwimmfähigkeit (Untertrieb) haben:**

Torpedos und Unterseeboote, wenn deren Gesamtgewicht größer als das Gewicht ihrer Verdrängung (ihr Auftrieb) ist, und die sich bei Unterwasserfahrt dann durch die Wirkung der Tiefenruder schwimmend erhalten.

**Wasserlinie** heißt die Schwimmebene, bis zu welcher das Schiff in das Wasser eintaucht; im engeren Sinne bedeutet Wasserlinie die Umgrenzungslinie dieser Schwimmebene. Man unterscheidet:

**Ladewasserlinie, Tiefadelinie**, auf welcher das Schiff mit seiner Ladung, also im vollkommen seefertig ausgerüsteten und beladenen (be-  
frachteten) Zustand — die Tiefadelinie wird behördlich festgelegt —,

**Leichtwasserlinie**, auf welcher das Schiff ohne Ladung, also im betriebsfertigen, aber leeren (leichten) Zustand, ohne die nützliche Ladung,

**Konstruktionswasserlinie (KWL)**, auf welcher das Schiff bei dem der Konstruktion zugrunde gelegten Ausrüstungszustand schwimmt<sup>1)</sup>.

**Eigengewicht des Schiffes** (Schiffseigengewicht) ist das der Leichtwasserlinie entsprechende Gewicht des fertigen, unbeladenen Schiffes mit Ausrüstung und Zubehör, mit der fest eingebauten Ausstattung der Innenräume sowie mit Maschine und Kessel. Zum Eigengewicht des Schiffes gehört alles zum Betriebe der Maschinen gehörige Wasser in den Kesseln, im Kondensator und in den Rohrleitungen, ferner Maschinenteile aller Art.

**(Nutz-)Tragfähigkeit**<sup>2)</sup> umfaßt das Gewicht der Zuladung, welche das Schiff von der Leichtwasserlinie auf die Ladewasserlinie bringt. Zur Tragfähigkeit rechnen außer der Ladung also Brennstoffe, Trinkwasser, Proviant, Kessel-  
speisewasser, soweit es in Tanks mitgeführt wird, Maschinenvorräte, Inventar der Besatzung.

**Tiefgang** heißt das Maß der Eintauchung von der Wasserlinie bis zum tiefsten Punkt des Kiels.

**Trimm, Vertrimmung** heißt der Unterschied zwischen dem hinteren und dem vorderen Tiefgang.

<sup>1)</sup> Über die bei den Kriegsmarinen der verschiedenen Staaten üblichen Ausrüstungsmengen (Brennstoff, Munition usw.), welche der Konstruktion zugrunde gelegt werden, s. Nauticus 1914, S. 539.

<sup>2)</sup> Auch häufig Nutzladefähigkeit genannt, obwohl Ladefähigkeit streng genommen den für die Nutzladung verfügbaren Raum betrifft (s. S. 652).

**Steuerlastig** ist ein Schiff, dessen Tiefgang hinten größer ist als vorn.

**Kopflastig** ist ein Schiff, dessen Tiefgang vorn größer ist als hinten.

**Gleichlastig** ist ein Schiff, dessen Tiefgang vorn und hinten gleich groß ist.

**Trimmen** bedeutet, durch Verlagerung von Gewicht oder Verdrängung der Länge nach den Unterschied der Tiefgänge vorn und hinten verändern.

**Schlagsseite** hat ein Schiff, welches nach einer Seite geneigt liegt.

**Krängung, krängen.** Der Winkel, um welchen das Schiff seitlich geneigt ist, heißt Krängung; man sagt: das Schiff krängt nach Steuerbord oder Backbord.

**Rollen, Schlingern.** Ein Schiff rollt oder schlingert, wenn es sich um eine Längsachse bewegt.

**Stampfen, Setzen.** Ein Schiff stampft oder setzt, wenn es sich um eine Querachse bewegt; Stampfen bezeichnet hierbei vornehmlich die Abwärtsbewegung des Buges, Setzen die des Hecks.

**Gieren.** Ein Schiff giert, wenn es sich um eine senkrechte Achse bewegt.

**Rank** ist ein Schiff, wenn es leicht in eine geneigte Lage und in Rollbewegungen gebracht werden kann.

**Steif** oder **stabil** ist das Schiff, wenn es die Eigenschaft hat, sich schnell aus einer geneigten Lage wieder aufzurichten (s. Stabilität).

**Seefähigkeit.** Sicherheit und Seefähigkeit besitzt ein Schiff, dessen Schwimmfähigkeit im Seegang gesichert ist, dadurch daß alle Öffnungen in seinem dichten Teil hoch genug über Wasser liegen, dessen Bewegungen (infolge guter Stabilität) ruhig und angenehm, dessen Bauteile kräftig genug sind, um den Beanspruchungen im Seegang standzuhalten (s. Festigkeit der Schiffe); ferner umfaßt der Begriff Seefähigkeit Eigenschaften bezüglich Einrichtung und Ausrüstung des Schiffes, die für eine sichere Führung desselben über See unbedingt erforderlich sind und die im Falle der Not eine gewisse Sicherheit für Schiff, Ladung und Besatzung gewährleisten (wasserdichte Schotteinteilung, Pumpenanlage, Boote u. a. m.). Der versicherungsrechtliche Begriff der Seefähigkeit ist viel umfassender als der rein technische<sup>1)</sup>.

**Steuerfähigkeit.** Steuer- (manövrier-) fähig ist das Schiff, welches dem Ruder (Steuer) gut gehorcht, sich schnell wenden läßt. Zu den Steuerungseigenschaften im weiteren Sinne des Wortes gehört auch die Kursbeständigkeit, d. h. das Bestreben des Schiffes, seinen Kurs beizubehalten, solange das Ruder nicht einwirkt. Außer der Lenkbarkeit (d. h. dem Vermögen, einer Rudereinwirkung schnell zu folgen) ist auch die Wirksamkeit des Ruders von Bedeutung für die Steuerfähigkeit.

## B. Allgemeine Beschreibung des Schiffskörpers.

**Äußere Schiffform.** Der Schiffskörper wird begrenzt durch die äußere Schiffform, eine gekrümmte, an den Enden mehr oder weniger scharf auslaufende Fläche, deren einzige geometrische Eigenschaft darin besteht, daß sie zu beiden Seiten einer in der Längsrichtung hindurch gelegten senkrechten Mittelebene — der Mittschiffs- oder Mittellängsebene — formgleich (symmetrisch) ist (Symmetrieebene).

Das vordere Ende des Schiffes heißt Bug, das hintere Heck, der vordere Teil (in weiterer Ausdehnung) Vorschiff, der hintere Hinterschiff, der mittlere Mittelschiff.

Die Seitenflächen des Schiffes sind die Bordwände — rechts (von hinten nach vorn blickend) Steuerbord, links Backbord — die untere Fläche heißt der Schiffsboden. Die seitliche Abrundung des Schiffsbodens, wo dieser in

<sup>1)</sup> Vgl. Vortrag von Ives: Seaworthiness, what it means. North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders in England 1925.

die Seitenwände übergeht, heißt die Kimm. Aufkimmung nennt man das Ansteigen des Schiffsbodens vom Kiel zur Kimm.

Der unter Wasser befindliche Teil der äußeren Schiffsförm, umschlossen von der benetzten Oberfläche, heißt die Unterwasserförm. Die Unterwasserförm läuft vorn bzw. hinten aus in Vorsteven und Hintersteven, unten in den Kiel oder die Kielplatten und wird oben durch die Schwimmbene oder Wasserlinie begrenzt.

Der über Wasser befindliche Schiffsteil heißt die Oberwasserförm; ihre vordere Begrenzung bildet der Vorsteven oder dessen vorderer Ausbau,

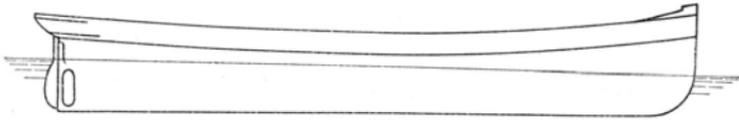


Abb. 2.

das Galion, die hintere das Heck, dessen Teil oberhalb des Hinterstevens bis zur unteren Knicklinie Gillung heißt; die obere Begrenzung bildet im einfachsten Fall das Oberdeck (Abb. 2).

Reichen die Bordwände über das Oberdeck hinaus, so bilden sie das Schanzkleid, welches oben in der Reling endigt (Relinglinie).

Durch noch weitere Erhöhung der Bordwände entsteht vorne die Back (Forecastle), hinten die Hütte (Poop) bei Handelsschiffen, oder Kampanje bei Kriegsschiffen, in der Mitte das Brückenhaus (die Brücke). Alle diese Aufbauten erhöhen die Seefähigkeit des Schiffes.

Alle sonstigen über das Oberdeck sich erhebenden Bauten, welche nicht bis an die Bordwand heranreichen, nennt man Deckshäuser.

Im Kriegsschiffbau umfaßt der Begriff Decksaufbauten alle sich über das Oberdeck erhebenden Deckshäuser.

Ein in seinem hinteren Teil um etwa die Hälfte einer Stehhöhe (Decks-höhe) erhöhtes Deck heißt an dieser Stelle Quarterdeck.

Über den Deckshäusern liegen die Kommandobrücken.

**Bauteile.** Die Gesamtheit der Bauteile des Schiffskörpers, die seine Festigkeit bestimmen, nennt man seinen Verband oder seine Verbände. Man unterscheidet: Längsverbände, die besonders den Längsbeanspruchungen begegnen, und Querverbände, die Formveränderungen durch Querbeanspruchungen verhindern (s. Festigkeit der Schiffe).

**Außenhaut.** Der Schiffskörper wird nach außen hin abgeschlossen durch die Außenhaut, die sich bei stählernen Schiffen aus Platten, die miteinander vernietet werden, bei hölzernen Schiffen aus Planken zusammensetzt.

Eine Reihe längsschiffs aufeinanderfolgender Platten oder Planken heißt Platten- (Planken-)Gang, die senkrechten Verbindungsstellen oder Fugen von je zwei benachbarten: Platten- (Planken-)Stoß, die wagerechten: Platten- (Planken-)Naht. Plankenstöße und -nähte werden gegen das Eindringen von Wasser durch besondere Mittel (Werg, Baumwolle, Pech, Kitt) abgedichtet, Plattenstöße und -nähte werden vernietet und verstemmt.

Die Plattengänge am Kiel oder neben dem Flachkiel heißen Kielgänge, diejenigen zwischen Kielgang und Kimm Bodengänge, diejenigen im Bereiche der Kimmwölbung Kimmgänge und diejenigen von der Kimm nach oben Seitengänge der Außenhaut. Die Seitengänge, gegen welche Decks stoßen, werden Schergänge genannt (Oberdeckschergang).

**Kiel und Steven.** Die Außenhaut legt sich entweder flach an den Kiel und die Steven (Vor- und Hintersteven) an, mit denen sie vernietet oder verschraubt wird, oder sie endigt in einer Vertiefung des Kiels und der Steven, der Sponung.

Letztere ist immer bei hölzernen und holzbeplankten stählernen Schiffen, seltener bei stählernen Schiffen ohne Holzbeplankung vorhanden.

Bei großen Stahlschiffen mit maschinellm Antrieb wird der Kiel heute durchweg als Flachkiel ausgeführt, bildet also nur den mittleren, etwas verstärkten Gang des flachen Schiffsbodens. Bei kleineren Stahlfahrzeugen mit starker Aufkimmung und bei stählernen Segelschiffen wird er als Balkenkiel ausgeführt und ist dann aus mehreren Platten zusammengesetzt (Lamellenkiel) oder als einfacher Stangenkiel durchgebildet. Bei Holzschiffen wird durchweg ein starker Balkenkiel vorgesehen, der häufig zum Schutz gegen Grundberührungen einen Loskiel erhält.

Der Vorsteven, bei stählernen Schiffen meist ein Schmiedestück, wird entweder unmittelbar mit dem Kiel verlascht oder er erhält als Verbindungsstück einen Vorstevenschuh aus Stahlguß. Die leicht nach vorn geneigte Anordnung heißt Fall des Vorstevens.

Der Hintersteven, bei Segel- und Radschiffen nur aus dem Rudersteven, bei Einschraubenschiffen aus Ruder- und Schraubensteven bestehend, wird in Schmiedeisen oder Stahlguß ausgeführt. Der Rudersteven trägt mittels Ruderösen und Fingerlingen das Ruder (Steuerruder), der Schraubensteven bildet in der Wellennabe den Austritt der Schraubenwelle. Die Schraube arbeitet im Schraubenbrunnen.

**Spanten.** Die Außenhaut findet ihre Auflage und Unterstüzung auf den Spanten oder (bei hölzernen Schiffen) Inhölzern, welche als Quer- und Längsspanten das Gerippe des Schiffskörpers darstellen und dessen äußere Form bestimmen. Sie wird bei eisernen Schiffen mit den Spanten vernietet, bei hölzernen mit den Inhölzern verbolzt.

Die Querspanten endigen unten am Kiel bzw. an den Bodenwrangen oder Kimmstützplatten, oben am Oberdeck und stehen in Ebenen, senkrecht zur Längsschiffebene und zur Konstruktionswasserlinie. Das Spant in der Mitte der Schiffslänge, welches meist die größte Querschnittfläche und den größten Umfang hat, heißt Hauptspant (auch Nullspant, weil früher von ihm aus die übrigen Spanten nach vorn und hinten gezählt wurden) — ☒ —.

Die Heck- oder Gillungsspanten stehen im Heck schräg zur Längsschiffebene und dienen mit den in gleicher Ebene liegenden Heckbalken zur Versteifung des Hecks.

Die Längsspanten sind zwischen den Querschotten an der Außenhaut parallel zu den Gängen der Außenhaut angeordnet; da die Entfernung zwischen den Schotten zu groß ist, um die Längsspanten allein tragfähig durchzubilden, sind bei den Längsspantkonstruktionen zwischen den Schotten sogenannte Rahmenspanten, d. h. schwere Querspanten angeordnet, auf denen die Längsspanten aufgelagert werden.

**Bodenwrangen** heißen die unteren, bei Stahlschiffen aus Platten gebauten Teile der Querspantkonstruktion; sie versteifen die Spanten und die Außenhaut gegen Verbiegen durch den äußeren Wasserdruck sowie bei Grundberührungen und bilden die Unterstüzung für innere Belastungen (Maschine, Kessel usw.), welche gewöhnlich auf besonderen, auf den Bodenwrangen erbauten Maschinen- und Kesselträgern ruhen.

Eine ähnliche Versteifung in der Längsrichtung bilden der Mittelträger, der über dem Kiel, und die Seitenträger, die seitlich davon angeordnet sind.

**Stringer** sind Längsverbände zur Versteifung der Seitenwände im Unterschiff (Kimmstringer, Raumstringer, Seitenstringer).

**Schotte** sind Wände, die in der Quer- und Längsrichtung (Querschotte, Längsschotte) eingebaut sind, teils um die einzelnen Räume voneinander zu trennen, teils um den Schiffskörper gegen Formveränderungen zu versteifen und um die Gefahr des Sinkens bei Vollaufen, infolge von Beschädigungen der Außenhaut, zu verringern. Die Querschotte liegen meistens in den Ebenen der Quer-

spanten, die Längsschotten in senkrechten Längsschiffeneben. Wasserdicht gebaut heißen sie wasserdichte (Quer-, Längs-) Schotte.

**Deckbalken.** In den höher gelegenen Teilen werden die Querspanten beider Schiffseiten durch die Deckbalken gegeneinander abgesteift, welche zugleich

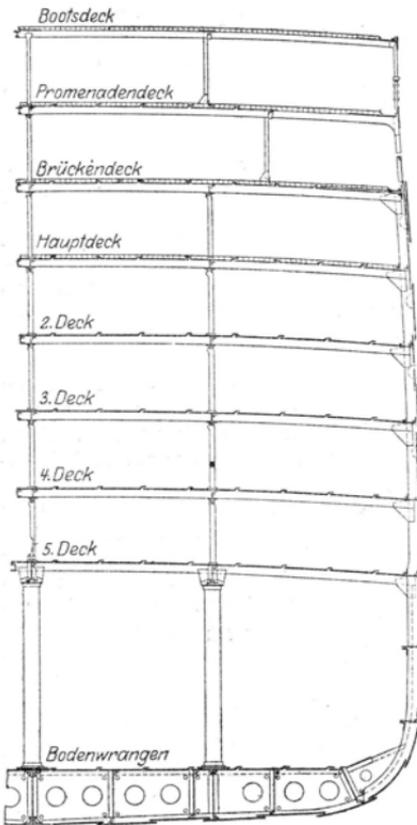


Abb. 3.

als Träger der Decks dienen. Bei Längsspantenschiffen erfolgt die Absteifung der Schiffseiten gegeneinander durch die Rahmenbalken, die mit den Rahmenspannen verbunden sind; auf ihnen liegen dann, den Längspanten entsprechend, die Längsbalken.

**Decks.** Die Decks teilen den inneren Schiffsraum der Höhe nach. Die klassifikationsmäßigen Bezeichnungen, die vom Hauptdeck aus gerechnet werden, sind aus der Abb. 3 ersichtlich. In der Schifffahrt unterscheidet man bei mittleren Schiffen unterhalb des Hauptdecks das Zwischendeck und darunter das Unterdeck. Bei großen Schiffen werden die Decks in der Schifffahrt als A-Deck, B-Deck, C-Deck usw. bezeichnet. Über dem Hauptdeck befinden sich als nicht durchlaufende Decks das Brückendeck, das Promenadendeck und das Bootsdeck. Ein über dem Hauptdeck im Vorschiff befindliches Deck heißt Backdeck, im Hinterschiff Hüttendeck (Poopdeck). Bei Kriegsschiffen sind die Bezeichnungen Oberdeck, Batterie-deck, Zwischendeck, Panzerdeck, Plattformdeck üblich.

#### **Decksbucht. Sprung des Decks.**

Die Decks sind selten ebene, sondern meist gewölbte Flächen, und zwar querschiffs nach oben, längsschiffs nach unten gewölbt, damit

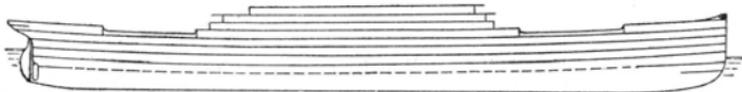


Abb. 4.

das überkommene Wasser sowohl nach der Mitte der Länge sich sammeln, wie auch seitwärts durch die Speigaten (Spülgossen) abfließen kann. Die Wölbung querschiffs heißt Decksbucht, die längsschiffs Sprung des Decks. Die obere Begrenzungslinie (Reling) hat gewöhnlich den gleichen Verlauf wie die Deckslinien, die sich meist nach vorn etwas mehr als nach hinten erheben. Der Decksprung und Decksbucht beeinflussen die Reserveschwimmfähigkeit und damit die Seefähigkeit des Schiffes im günstigen Sinne (s. Freibord).

### C. Einteilung der Schiffe.

Man teilt die Schiffe ein:

I. nach der Art ihres hauptsächlichsten Baustoffes in

- A. hölzerne Schiffe,
- B. stählerne<sup>1)</sup> Schiffe,

C. Komposittschiffe, d. h. Schiffe mit stählernem Innenbau und hölzernen Außenhautplanken;

II. nach der Art ihres Verwendungszwecks in

- A. Handelsschiffe,
- B. Kriegsschiffe;

erstere wieder

1. nach der Art der zu befahrenden Wasserstraßen in  
Seeschiffe,

Küstenschiffe,

Fluß-, Kanal- und Binnenschiffe (Sund- und Wattfahrzeuge);

2. nach der Art der Ladung und dem Zweck der Beförderung in

Schiffe für Fahrgastbeförderung,

Postschiffe, Fracht- und Fahrgastschiffe,

Frachtschiffe (Kohlen-, Getreide-, Erz-, Öl- und Kabelschiffe),

Fähr- und Schleppschiffe,

Jachten (Segel- und Motorfahrzeuge für Vergnügungszwecke),

Eisbrecher,

Fischereifahrzeuge,

Feuerschiffe,

Leichter und Kähne;

3. nach der Art ihres Treibmittels in

Segelschiffe,

Rad(-dampf-, motor-)schiffe, Seitenrad- und Heckradschiffe,

Schrauben(dampf-, motor-)schiffe (Ein-, Zwei-, Drei-, Vierschraubenschiffe),

Schiffe mit Wasserprall- oder Rückstoß- (Reaktions-) Einrichtung.

Seil- und Kettenschiffe.

Rotorschiffe.

Die Namen der Segelschiffe richten sich nach der Anzahl der Masten und der Art der Takelung<sup>2)</sup>. Die Abbildungen der hauptsächlichsten Typen siehe S. 9–25.

Man unterscheidet:

Schiffe mit einem Mast und Gaffelsegel: Kutter<sup>3)</sup>, Kutterjacht, Kahn, Tjalk, Schlup. Führt der Kutter am Heck hinter der Rudereinrichtung noch einen kleinen, sogenannten Treibermast, so heißt er Yawl.

Schiffe mit einem Großmast vorn und einem kleinen Mast hinten (Anderthalbmast): Logger, Ewerkahn, Kufftjalk, Kuff, Galiot (mit Heck Galeaß), Ketsch.

Schiffe mit zwei Masten.

Beide Masten mit Gaffelsegeln: Schoner oder Gaffelschoner (Zweimastgaffelschoner), Lotsenschoner, Schonerjacht.

Beide Masten mit Gaffelsegeln, der vordere (Fockmast) mit Rahsegeln (Topp- und Bramsegel) darüber: Toppsegelschoner.

Der hintere Mast (Großmast) mit Gaffelsegel, der vordere nur mit Rahsegeln (voll getakelt): Schonerbrigg.

<sup>1)</sup> Unter Stahl ist hier stets der sog. weiche Schiffbaustahl, d. i. Siemens-Martin-Flußstahl zu verstehen.

<sup>2)</sup> Näheres über die verschiedenen Bezeichnungen und Segelanordnungen s. Middendorf: Bemastung und Takelung der Schiffe. Berlin 1903.

<sup>3)</sup> Vgl. Middendorf: Bemastung und Takelung der Schiffe. Berlin 1903, dem die folgenden Segelschiffskizzen entnommen sind. Ferner Laas: Die großen Segelschiffe. Berlin 1908; Haentjens und Techow: Jachtsegeln. Berlin 1908; Seglers Handbuch 2. Aufl. Berlin 1897; Zeitschr. Die Yacht.

Beide Masten mit Rahsegeln (voll getakelt), der Großmast noch mit Gaffelsegel: Brigg. Schiffe mit drei Masten.

Alle drei Masten mit Gaffelsegeln: Dreimastgaffelschoner (Abb. 24).

Alle drei Masten mit Gaffelsegeln, der Fockmast mit Rahsegeln darüber: Dreimastschoner.

Alle drei Masten mit Gaffelsegeln, Fock und Großmast mit Rahsegeln darüber: Dreimasttoppssegelschoner.

Die beiden hinteren Masten (Groß- und Kreuz- oder Besanmast) mit Gaffelsegeln, der Fockmast nur mit Rahsegeln (vollgetakelt): Schonerbark.

Fock und Großmast voll getakelt, Kreuzmast mit Gaffelsegel (Besan): Bark.

Alle drei Masten voll getakelt, Kreuzmast außerdem mit Besan: Vollschiff.

Schiffe mit vier und mehr Masten.

Viermastgaffelschoner (mit Gaffelsegeln), Viermastbarken, Viermastvollschiffe.

Fünfmastgaffelschoner (mit Gaffelsegeln), Fünfmastbarken, Fünfmastvollschiffe.

Sechs- und Siebenmastgaffelschoner.

#### 4. Nach der Art ihrer Bauweise<sup>1)</sup>.

Mit Rücksicht auf Anordnung des Oberdecks und der Aufbauten in

Volldeckschiffe (Abb. 2 u. 46),

Brückendeckschiffe (gewöhnlich auch mit Hütten- und Backdeck) (Abb. 35),

Welldeckschiffe (Abb. 36),

Quarterdeckschiffe (Abb. 37),

Turmdeckschiffe (Abb. 47), veraltet,

Kofferschiffe (Abb. 48), veraltet.

Mit Rücksicht auf die Anzahl der Decks und die Stärke der Verbände in

Schiffe mit einem, zwei oder mehr Decks (Eindeck-, Zweideck-, Dreideck, Vierdeck- und Fünfdeckschiffe), deren Verbände in den Abmessungen für die höchste Klasse der Klassifikationsvorschriften aufgeführt sind.

Schiffe „mit Freibord“, deren Verbände bestimmte Verringerungen der Materialstärken aufweisen (Abb. 34).

Mit Rücksicht auf die Vermessung in

Volldeck- und Schutzdeckschiffe. Als Schutzdeckschiffe werden nur solche bezeichnet, bei denen der Raum zwischen dem obersten und dem zweiten Deck durch Anordnung von Vermessungsöffnungen von der Vermessung ausgeschlossen ist. Schutzdeckschiffe sind stets Schiffe „mit Freibord“.

B. Die Kriegsschiffe werden verschieden eingeteilt; in der deutschen Marine waren die Hauptgattungen:

Linienschiffe (Abb. 38),

Große Kreuzer (Abb. 39),

Kleine Kreuzer (Abb. 40),

Torpedofahrzeuge (Abb. 42),

Kanonendoote (Abb. 41),

Unterseeboote,

Schiffe für besondere Zwecke.

In der englischen Marine werden unterschieden: Battleships, Battle Cruisers, Aircraft Carriers, Cruisers, Mine-laying Cruisers, Monitors, Flotilla Leaders, Destroyers, Patrol-Boats, Coastal Motor Boats, Submarines, Minesweepers, Sloops, Mine Layers, Gunboats, Depot Ships, Repair Ships, Yachts, Oilers, Distilling Vessels, Water Carriers, Supply Ships, Store Carriers, Hospital Ships, Surveying Vessels, usw.

Nach dem Washington-Abkommen werden Battleships und Battle Cruisers zusammengefaßt unter der Bezeichnung Capital Ships.

<sup>1)</sup> Vgl. die Vorschriften für den Freibord der See-Berufsgenossenschaft (diese führen als besondere Bezeichnungen noch Spardeck-, Sturmdeck-, Schutzdeck- und Schattendeckschiffe auf, s. Freibord).

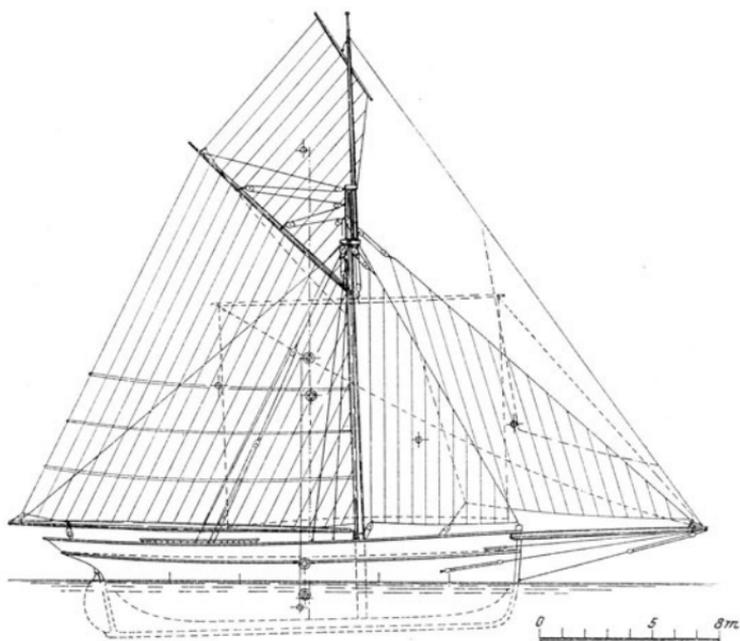


Abb. 5. Kutter.

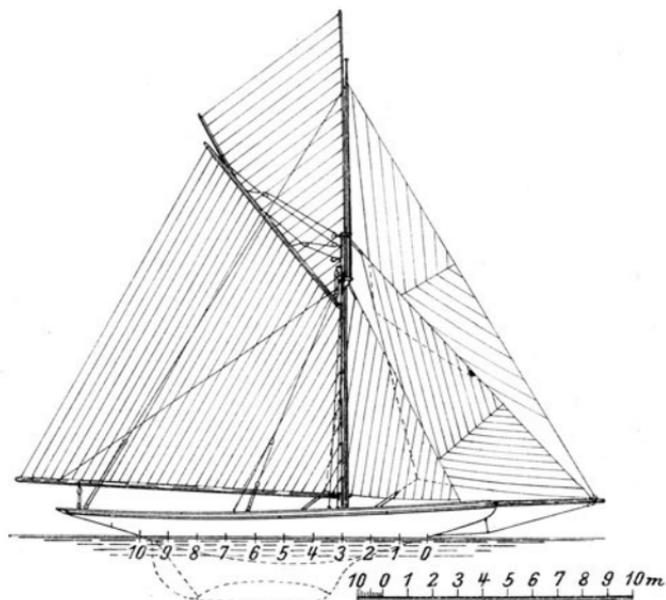


Abb. 6. Kutterjacht.

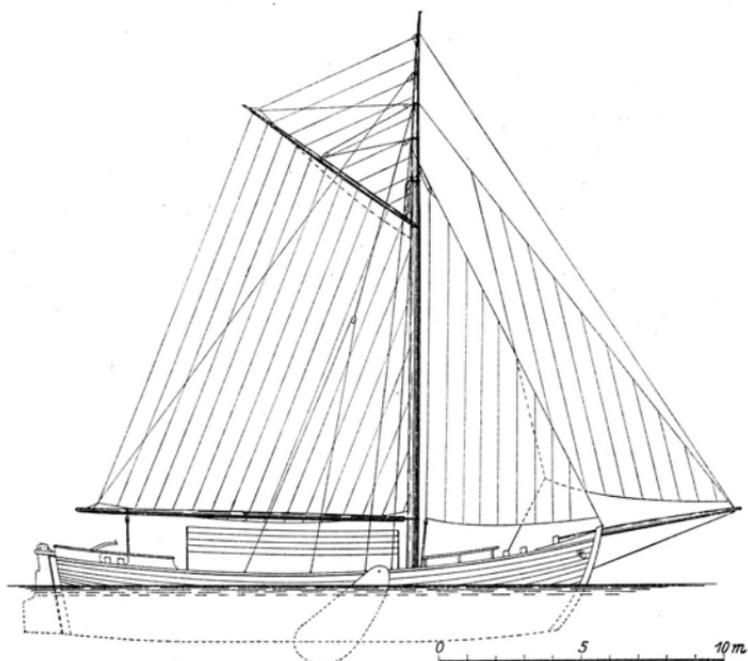


Abb. 7. Kahn.

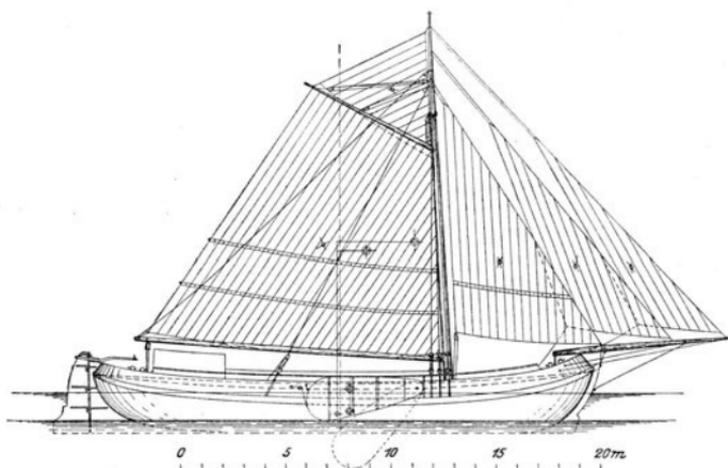


Abb. 8. Tjalk.

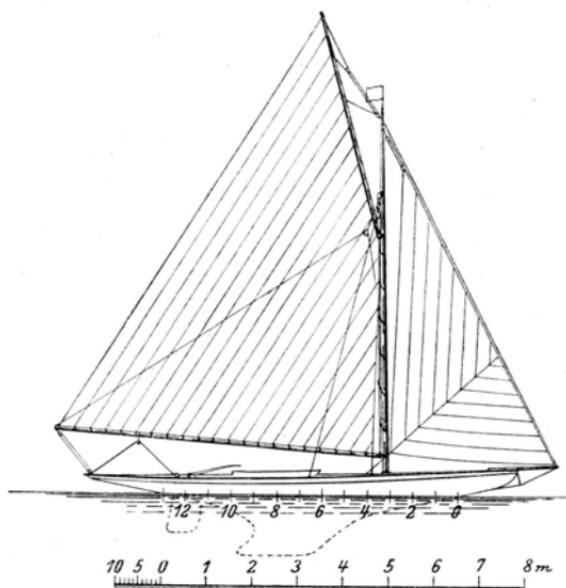


Abb. 9. Schlup.

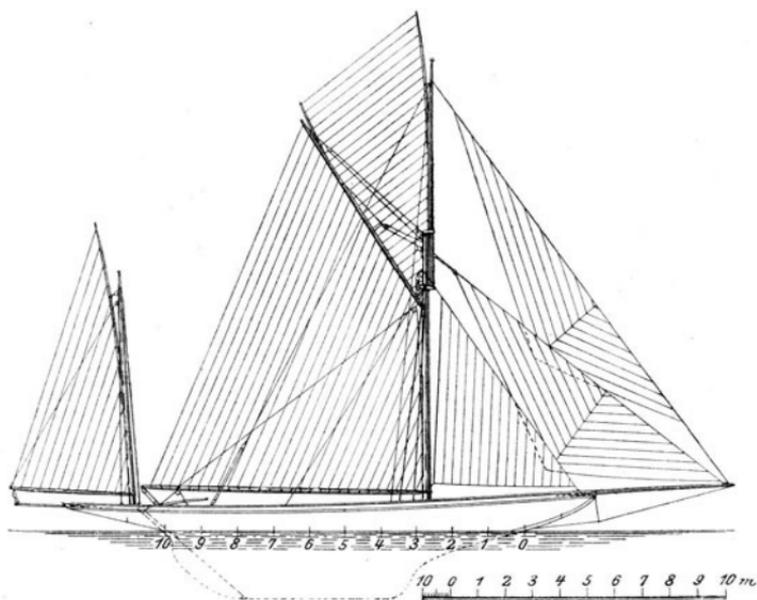


Abb. 10. Yawl.

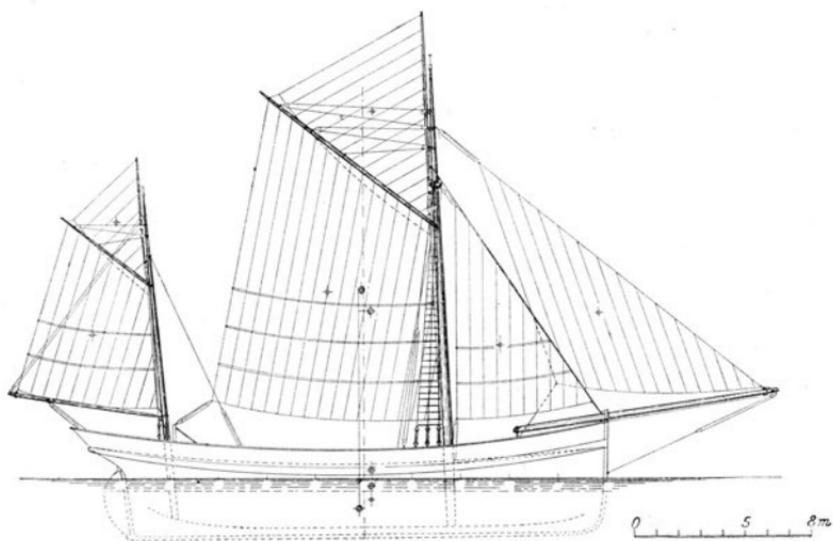


Abb. 11. Logger.

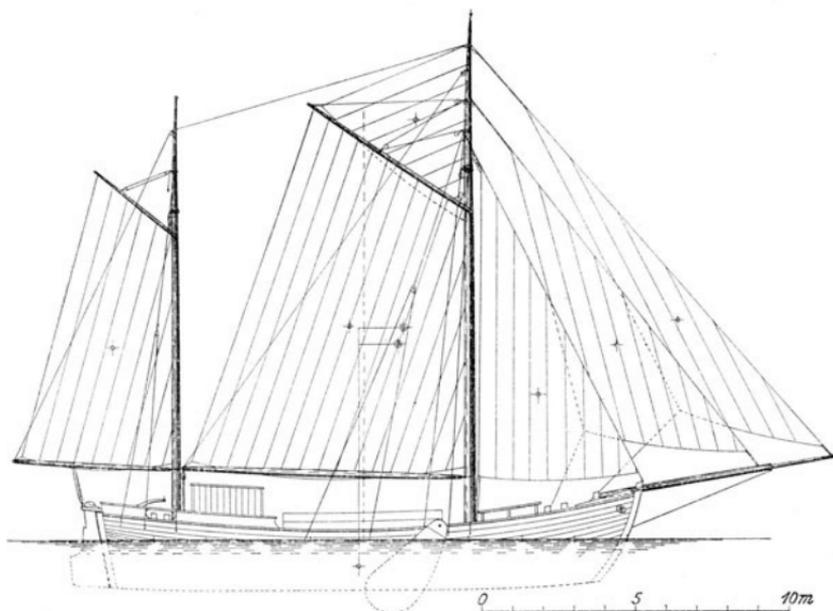


Abb. 12. Ewerkahn.

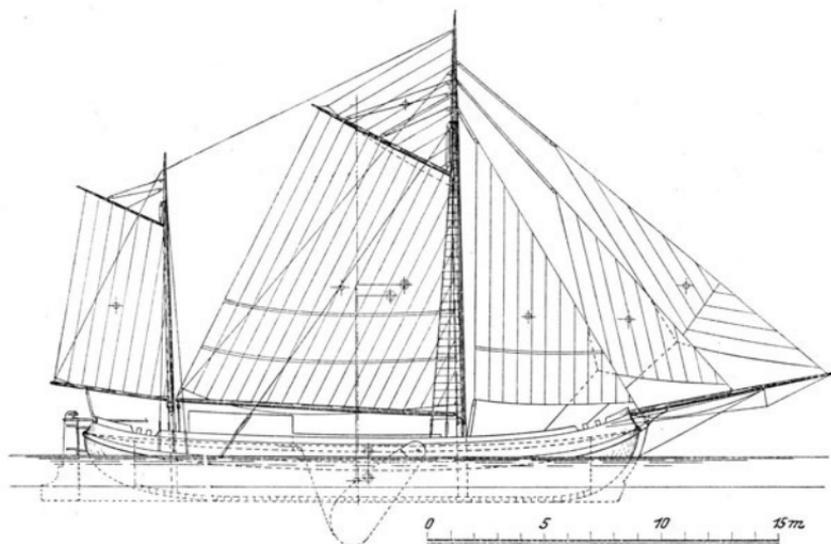


Abb. 13. Kufftjalk.

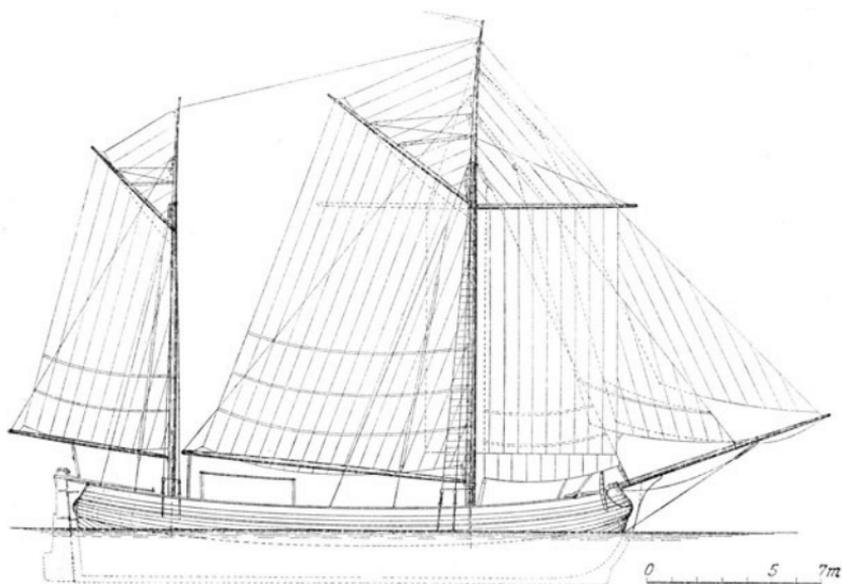


Abb. 14. Kuff.

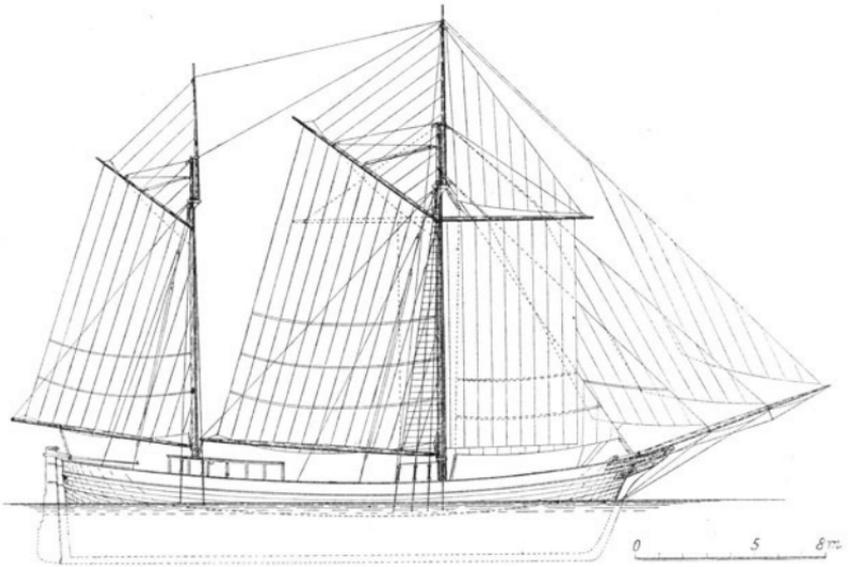


Abb. 15. Galiot.

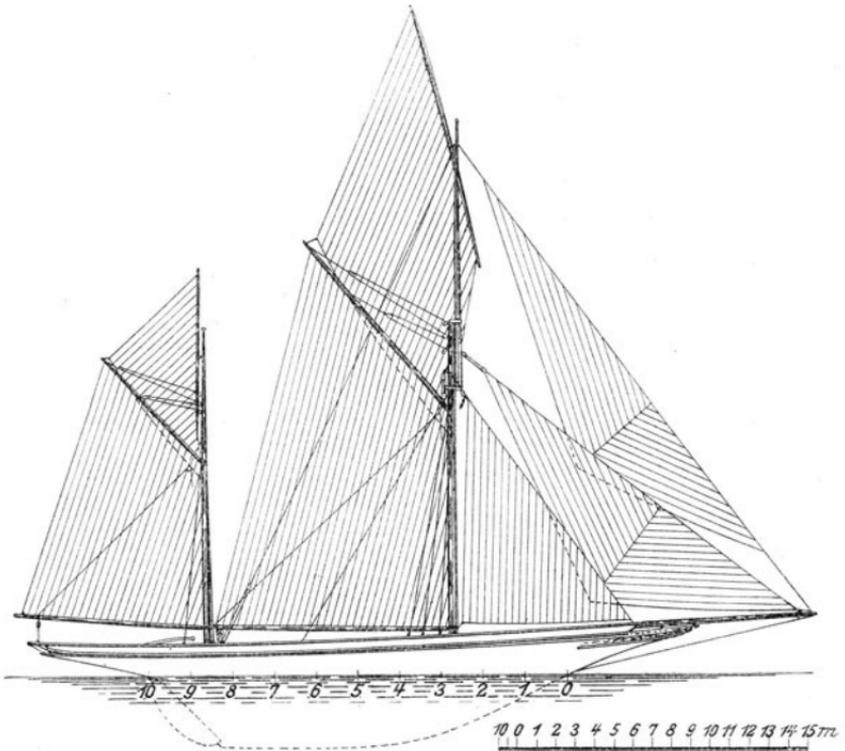


Abb. 16. Ketsch.

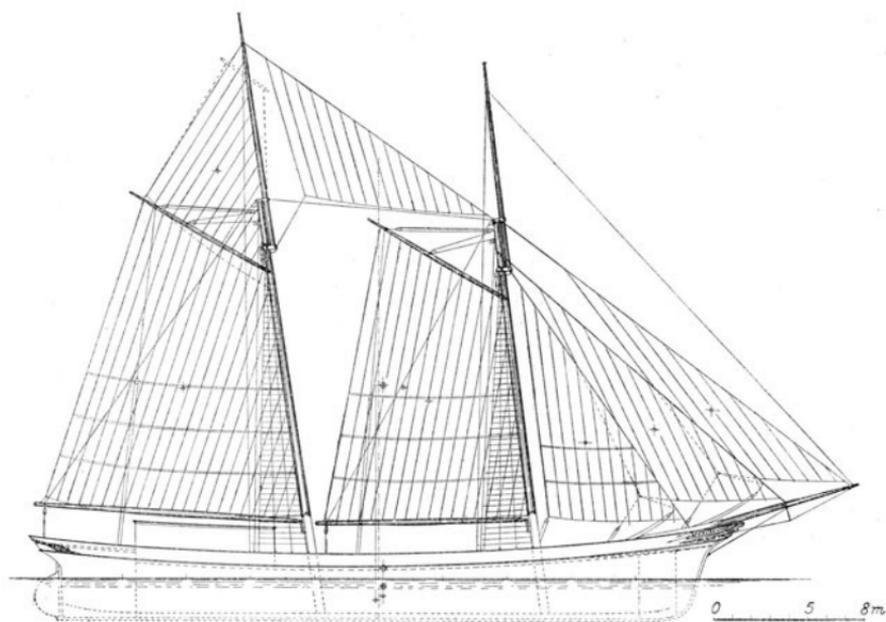


Abb. 17. Zweimastgaffelschoner.

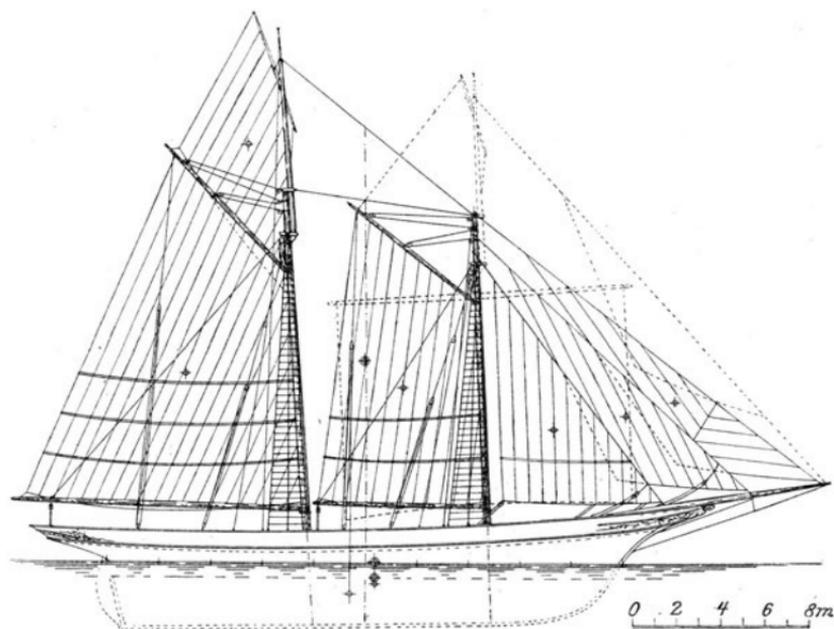


Abb. 18. Lotsenschoner.

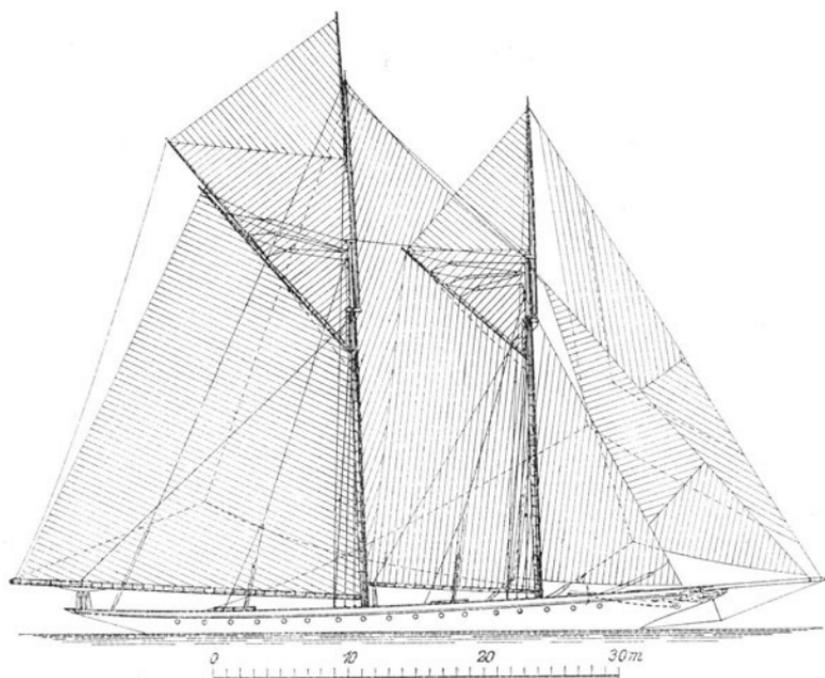


Abb. 19. Schonerjacht.

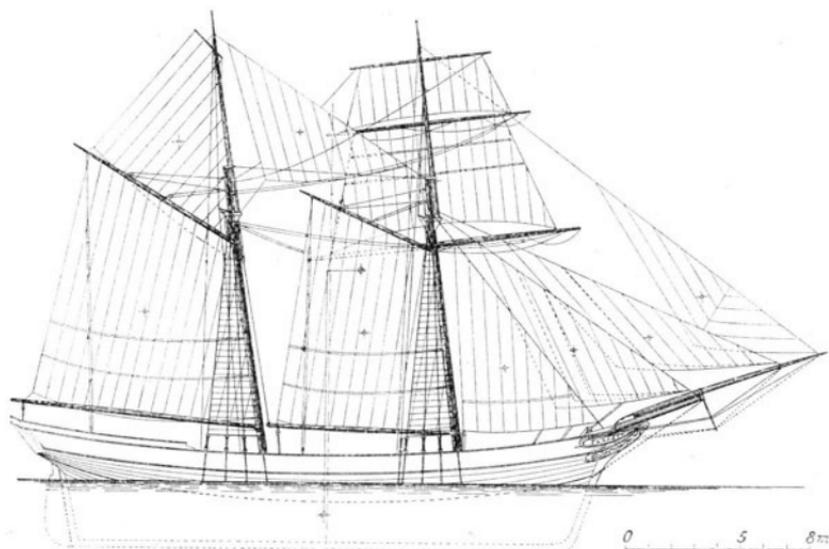


Abb. 20. Schoner mit einfachem Topp- und Bramsegel.

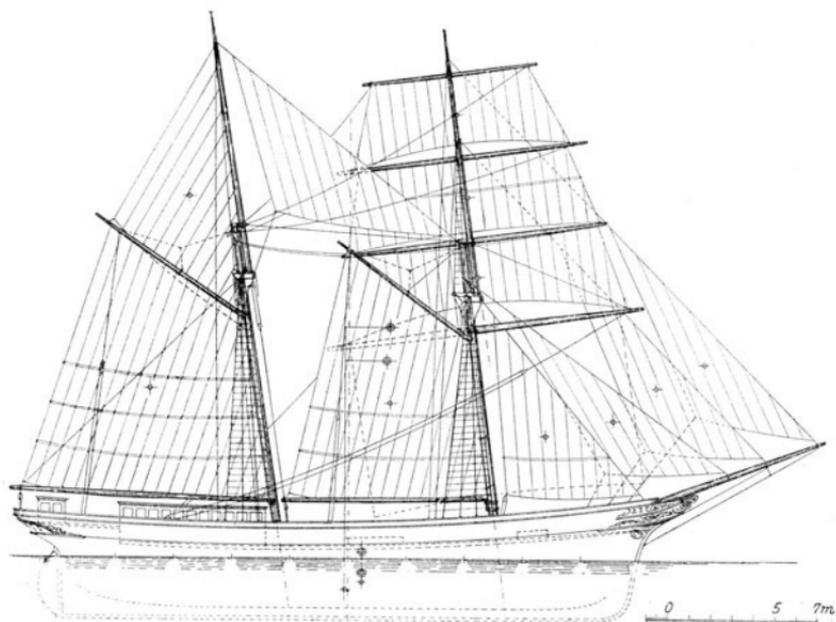


Abb. 21. Schoner mit geteiltem Toppsegel.

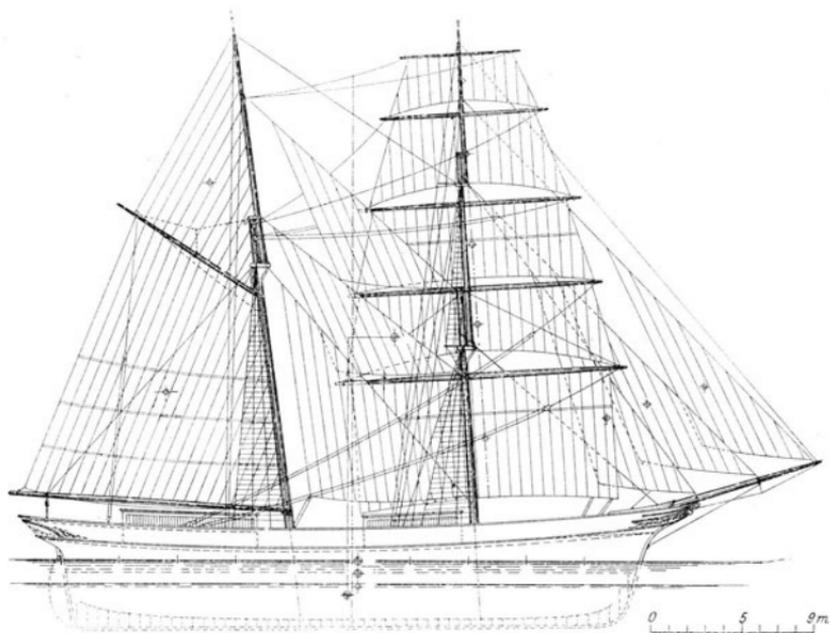


Abb. 22. Schonerbrig.

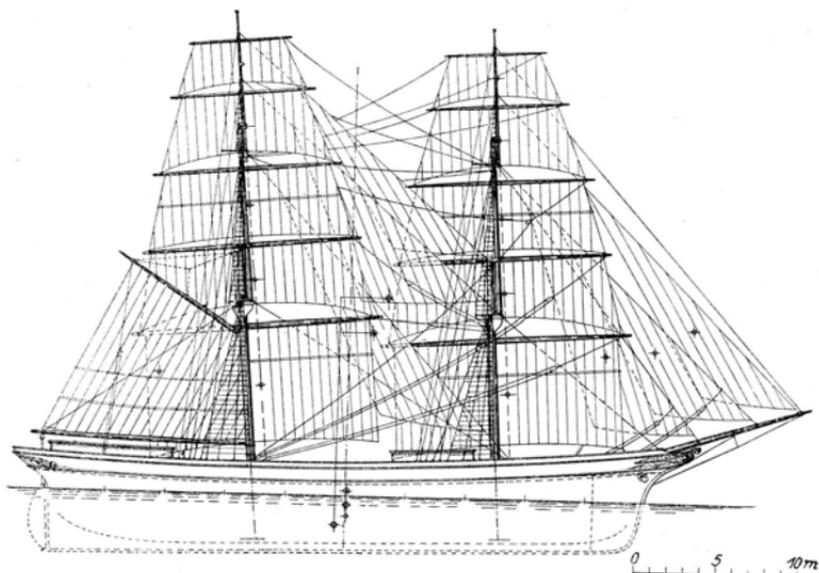


Abb. 23. Brig.

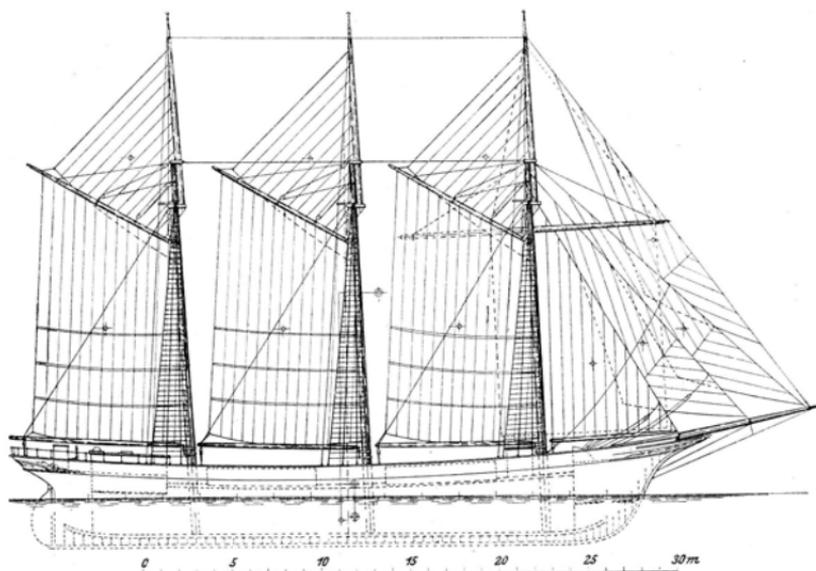


Abb. 24. Dreimastgaffelschoner.

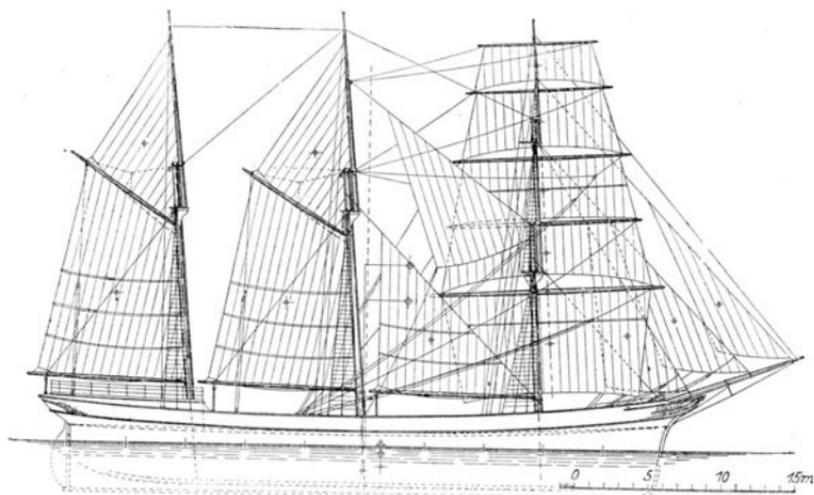


Abb. 25. Dreimastschoner.

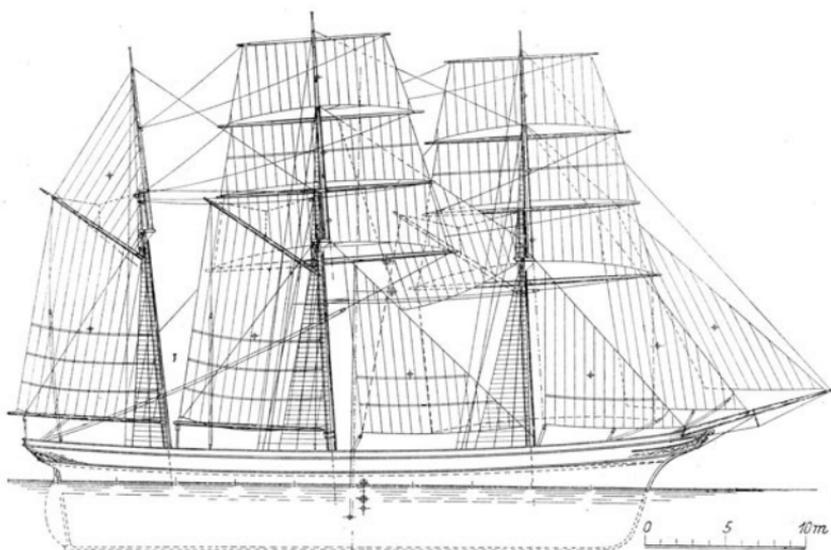


Abb. 26. Dreimasttopsegelschoner.

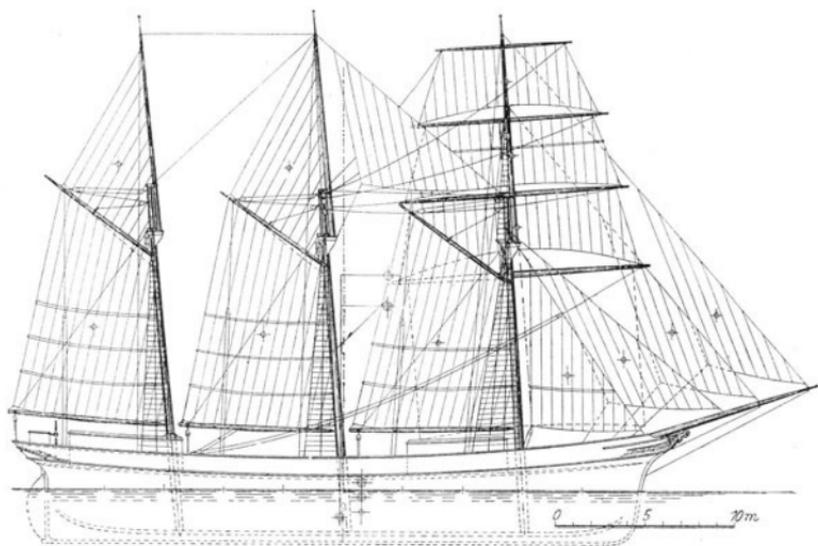


Abb. 27. Schoonerbark.

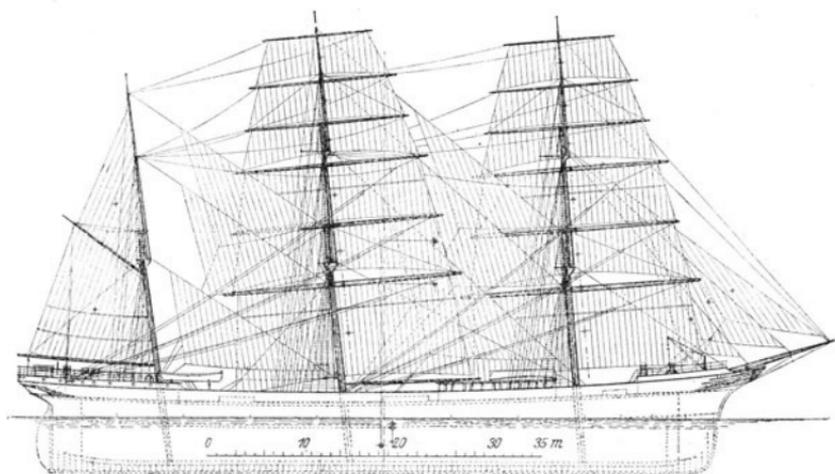


Abb. 28. Bark.

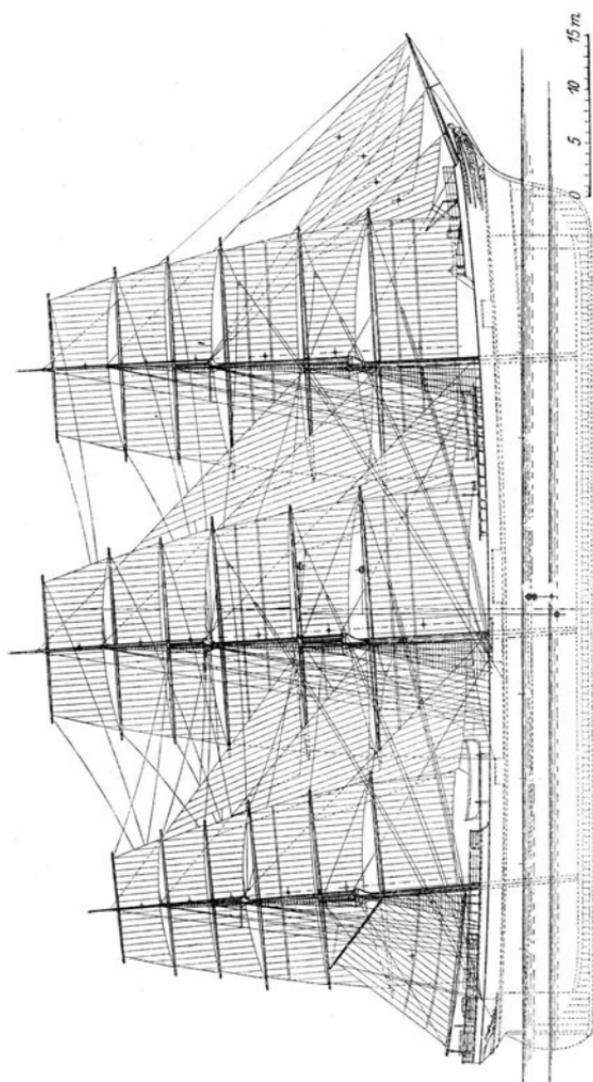


Abb. 29. Vollschiff.

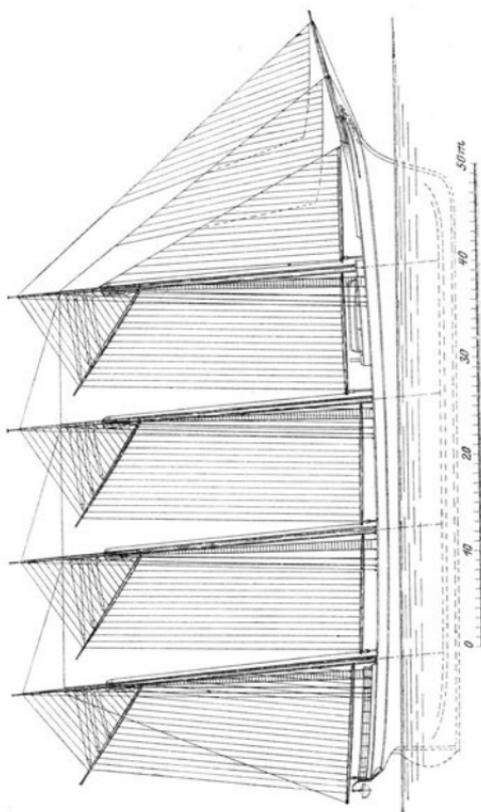


Abb. 30. Viermastigafelschoner.

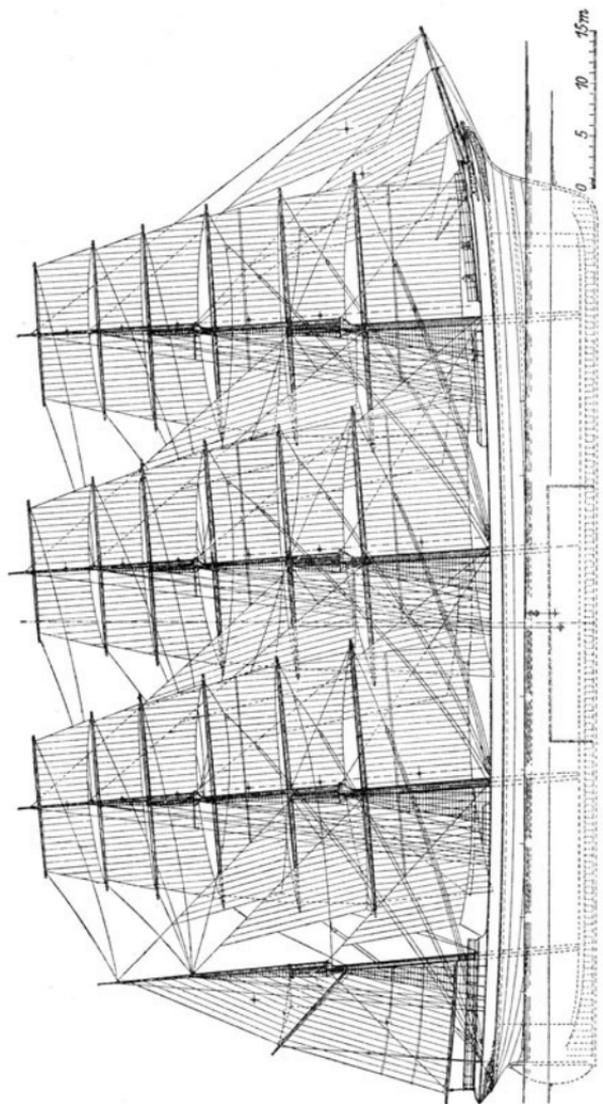


Abb. 31. Viermastbark.

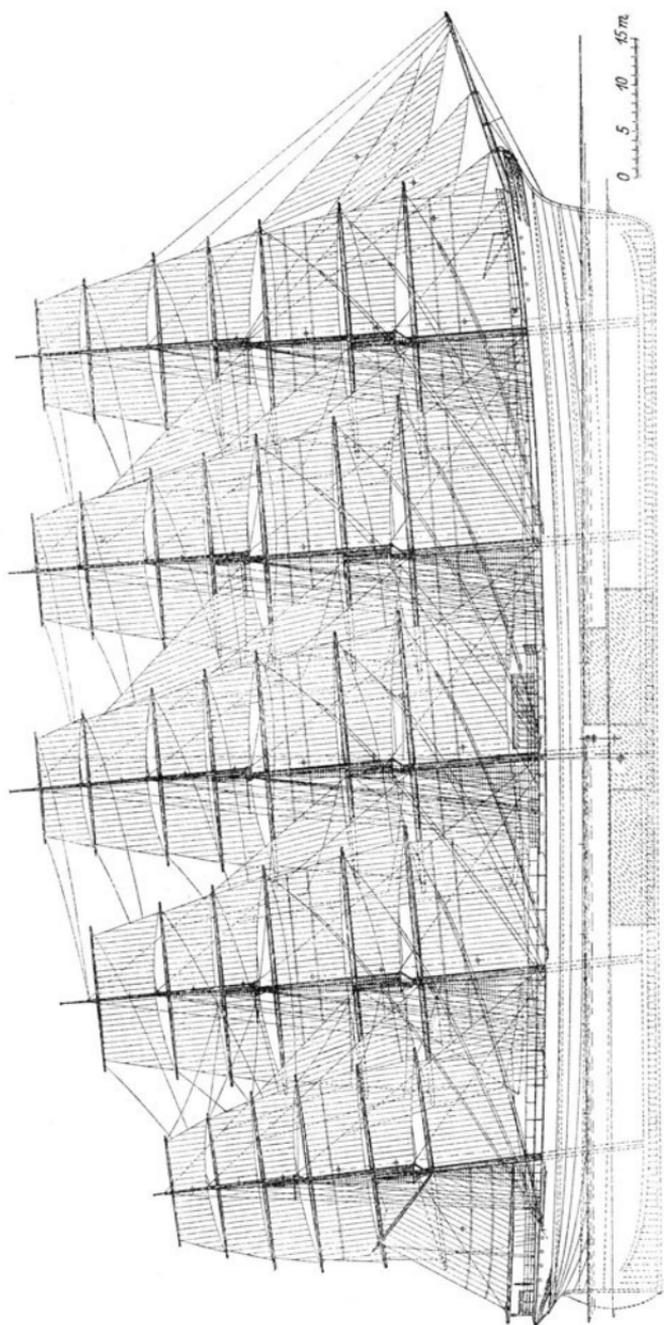


Abb. 32. Fünfmastvollschiff.

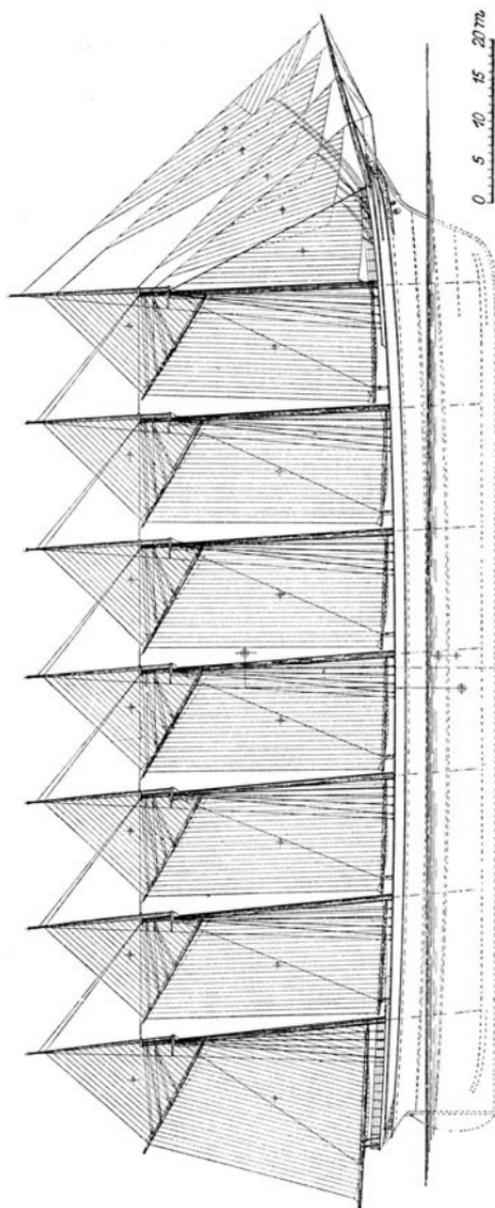


Abb. 33. Siebenmastgafelschoner.

## II. Maße und Formen der Schiffe.

### A. Schiffbautechnische Bezeichnungen<sup>1)</sup>.

1. <b>Länge</b> des Schiffes. Länge über alles, größte Länge, zu messen: zwischen zwei Geraden, die senkrecht zur Schwimmebene durch die äußersten Punkte des Schiffes gelegt werden. (Bugsriet, Ruder, Heckschutz usw. bleiben unberücksichtigt.)	$L_{gr}$
Länge in der Schwimmebene zu messen: zwischen zwei Senkrechten, die durch die äußersten Punkte der Schwimmebene gelegt werden.	$L_{WL}$
Länge zwischen den Loten <sup>2)</sup> , Konstruktions- oder Berechnungslänge, zu messen: bei Handelsschiffen mit Flacheisenstegen in der Höhe der Konstruktionswasserlinie oder der Tiefladelinie, und zwar: bei Stahlschiffen von der Hinterkante des Vorstevens bis zur Vorkante des Hinterstevens (Ruderstevens) bzw. über Steven, je nach Vorschrift der in Frage kommenden Klassifikationsgesellschaft, bei Schiffen ohne Flacheisenstegen von Vorkante Vorstegen bis Hinterkante Hintersteven, bei Schiffen mit Holzhaut von der Außenkante der Sponung am Hinterstegen bis zur Außenkante der Sponung am Vorstegen.	$L$
2. <b>Breite</b> . Breite über alles, größte Breite, zu messen: an der breitesten Stelle des Schiffes über Scheuerleiste, Schwalbennester oder sonstige Ausbauten. Größte Breite im Schwimmkörper des Schiffes, zu messen: in oder unterhalb der Konstruktionswasserlinie oder Tiefladelinie, Berechnungsbreite, und zwar: bei Stahlschiffen auf Außenkante Spanten, bei Schiffen mit Holzhaut auf Außenkante Planken, bei gepanzerten Schiffen auf Außenkante Panzer. Größte Breite in der Schwimmebene, zu messen: an der breitesten Stelle der Konstruktionswasserlinie (oder Tiefladelinie), sonst wie vorher. (Breite auf Hölzern $B_h$ , auf Außenhaut $B_a$ ).	$B_{gr}$  $B$
3. <b>Konstruktionstiefgang</b> , zu messen: auf halber Schiffslänge von der Konstruktionswasserlinie bis Unterkante Spantwinkel (Oberkante Kiel) bei Stahlschiffen und bis Außenkante Sponung bei Schiffen mit Holzhaut.	$T$
4. <b>Tiefgang</b> , zu messen: von der Schwimmebene (Konstruktionswasserlinie oder Tiefladelinie) bis Unterkante Kiel oder bis zum tiefsten unter Wasser liegenden Punkt des Längsplans einschließlich Ruder und Schraube. Es ist zu unterscheiden zwischen: Tiefgang vorn ( $Tg_v$ ), Tiefgang in der Mitte ( $Tg_m$ ), Tiefgang hinten ( $Tg_h$ ), größter Tiefgang ( $Tg_{gr}$ ).	$Tg$

<sup>1)</sup> Im Anhalt an die „Schiffbautechnischen Begriffe und Bezeichnungen“, wie sie von der VI. Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft am 18. Nov. 1904 angenommen worden sind. S. Jahrbuch der Gesellschaft 1905, S. 467. Hiervon abweichende Maßangaben s. unter Vermessung, Freibord und Wasserdichte Abteilungen.

<sup>2)</sup> Diese Lote (Perpendikel) sind Senkrechte zu der Konstruktionswasserlinie des Schiffes in denjenigen Punkten, bis zu welchen die Länge des Schiffes jeweils gemessen wird, s. a. Fußn. S. 33.

**5. Höhe (Seitenhöhe),**

zu messen: auf halber Schiffslänge von der Wagerechten durch Unterkante Spantwinkel bei Stahlschiffen (von Außenkante Sponung bei Schiffen mit Holzhaut) bis Oberkante Deckbalken des obersten durchlaufenden Decks (Hauptdeck oder Oberdeck) an der Bordwand.

*H*

Raumtiefe (Tiefe im Raum), zu messen: von Oberkante Oberdeckbalken mittschiffs bis Oberkante Bodenwrangen.

*RT***6. Freibord**

ist die Entfernung der Oberkante des Deckbelages auf Freiborddeck an der Bordwand von der Tiefladelinie auf halber Schiffslänge.

*F<sub>l</sub>***7. Verdrängung, Wasserverdrängung (Displacement).**

Rauminhalt in m<sup>3</sup>.

Der gesamte Rauminhalt des vom Schiff mit Außenhaut und allen Anhängen verdrängten Wassers ist

$$V_{\Sigma} = V + V_a + V_h$$

( $V_a$  = Rauminhalt [Verdrängung] der Anhänge,

$V_h$  = „ „ „ der Außenhaut);

für die Ermittlung des Völligkeitsgrades jedoch zu rechnen ohne Außenhaut und Anhänge bei Stahlschiffen; mit Außenhaut, aber ohne Anhänge bei Schiffen mit Holzhaut.

(Unter Anhängen sind verstanden: Wellenhosen, Wellenböcke, Wellen außerhalb des Schiffes, Schlingerkiel, Ruder, Schraube und die sonstigen außerhalb der Hauptabmessungen im Wasser liegenden Teile des Schiffes.)

Verdrängung auf Außenhaut (Planken).

Gewicht in Tonnen zu 1000 kg.

Gesamtgewicht des Schiffes ist der Gesamtrauminhalt des vom Schiff verdrängten Wassers multipliziert mit dem spezifischen Gewicht des Wassers.

(Es ist zu rechnen mit einem spezifischen Gewicht  $\gamma$  des Flußwassers = 1,000, des Ostseewassers = 1,015 und des Nordseewassers = 1,025.)

$$D_{\Sigma} = \gamma \cdot V_{\Sigma} = \gamma \cdot (V + V_a + V_h) = A \quad (\text{Auftrieb}).$$

*V* oder *V<sub>Σ</sub>**V<sub>p</sub>*  
*D* oder *D<sub>Σ</sub><sup>1)</sup>***8. Konstruktionswasserlinie**

ist die der Konstruktion (Berechnung) zugrunde gelegte Schwimmlinie.

*KWL*

(Die übrigen Wasserlinien werden von der Unterkante Spantwinkel oder Außenkante Sponung im Hauptspant anfangend, nach oben mit Nummern, von 0 anfangend:  $WL_0, WL_1, WL_2$  usw. bezeichnet.)

*WL***9. Hauptspant**

ist das Spant mit der größten Fläche unterhalb der Konstruktionswasserlinie; die übrigen Spanten werden mit Nummern, vom hinteren Lot (*HL*) bis zum vorderen (*VL*) durchlaufend: Sp 0, Sp 1, Sp 2 usw. bezeichnet. Bei den Spanten ist zu unterscheiden zwischen Konstruktions- (Berechnungs-) Spanten und Bauspanten. Erstere werden der Verdrängungsberechnung zugrundegelegt; ihr Abstand voneinander entspricht einer gleichmäßigen Einteilung der Berechnungslänge. Letztere kennzeichnen die Lage und Form der als Spanten bezeichneten Bauteile, deren Abstand voneinander ungleichmäßig sein kann.

 $\otimes$ 

<sup>1)</sup> Auch *P*, wenn es sich um das Schiff als „Gewicht“ oder „Kraft“ handelt.



Abb. 34. Schiff „mit Freibord“.



Abb. 35. Schiff mit Hütte, Brückenhaus und Back.



Abb. 36. Schiff mit langer Hütte und Back (Welldeckschiff).



Abb. 37. Schiff mit erhöhtem Quarterdeck, Brückenhaus und Back (Quarterdeckschiff).

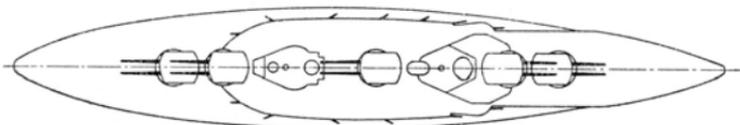
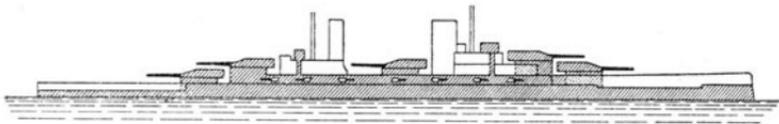


Abb. 38. Linienschiff.

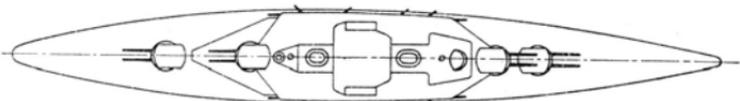
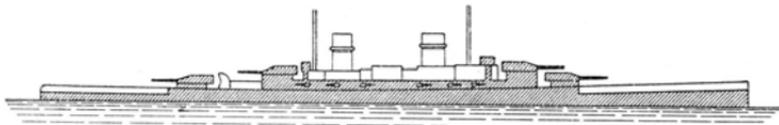


Abb. 39. Großer Kreuzer.

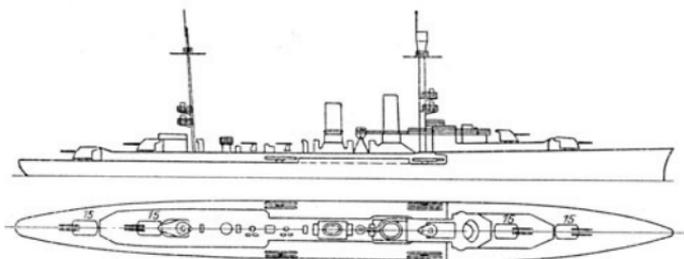


Abb. 40. Kleiner Kreuzer.



Abb. 41. Gepanzertes Kanonenboot.

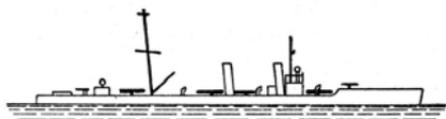


Abb. 42. Torpedofahrzeug.

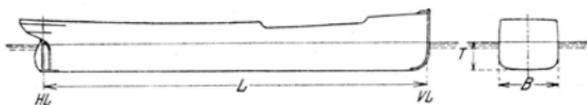


Abb. 43. Handelsschiff.

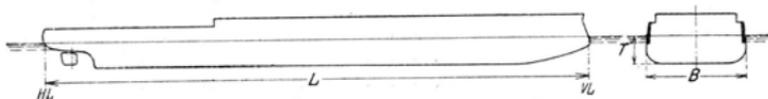


Abb. 44. Linienschiff.



Abb. 45. Geschützter Kreuzer.

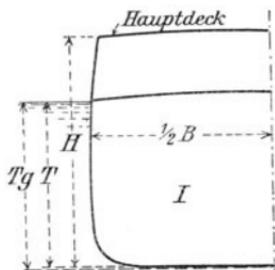


Abb. 46. Volldeckschiff.

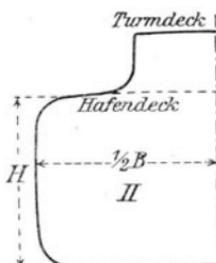


Abb. 47. Turmdeckschiff.

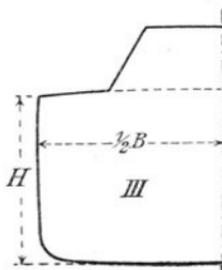


Abb. 48. Kofferschiff.

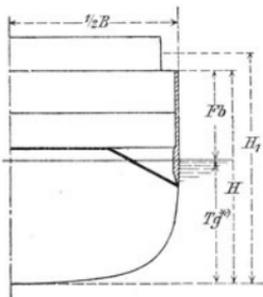


Abb. 49. Linienschiff.

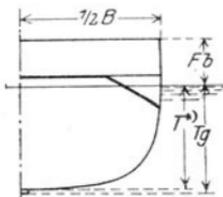


Abb. 50. Kleiner Kreuzer.

\*)  $T$  wie  $T_g$ , nur ohne die Dicke der Kielplatten.

\*)  $T$  ohne die Dicke der Kielplatten.

10. **Längsplan** oder Längenplan

ist die Fläche der mittleren Längsschiffsebene (Symmetrieebene).

11. **Spantumfang**

ist der Umfang des Hauptspants bis Oberkante Hauptdecksbalken an jeder Seite.

12. **Benetzte Oberfläche**

ist die vom Wasser benetzte, eingetauchte Fläche der Außenhaut.

13. **Segelfläche**

ist die Gesamtfläche aller vorhandenen Segel.

14. **Schwerpunkte.**

Verdrängungs- (Displacement-) oder Formschwerpunkt . . . . .

Gewichts- (System-) Schwerpunkt . . . . .

Schwerpunkt der Konstruktionswasserlinie . . . . .

„ einer Wasserlinie . . . . .

„ des Längsplans . . . . .

„ der Segelfläche . . . . .

„ des Ruders . . . . .

Die Längslage der Schwerpunkte ist auf die Senkrechte auf halber Schiffslänge  $L$  oder auf das hintere Lot  $HL$  zu beziehen.

Die Höhenlage ist von der Unterkante Spantwinkel im Spant auf halber Schiffslänge nach oben zu messen.

15. **Stabilität**<sup>1)</sup>

ist der Widerstand, den das Schiff einer Neigung entgegensetzt, und die Fähigkeit, sich aus der geneigten Lage wieder aufzurichten.

- $\tau$
- $\Omega$
- $S$  oder  $F_s$
- $V \odot$  oder  $F$
- $G \odot$  „ „  $G$
- $KWL \odot$
- $WL \odot$
- $S \odot$
- $R \odot$

<sup>1)</sup> Siehe diese.

Statische Stabilität ist gleich dem Moment in geneigter Lage des Schiffes, gebildet aus dem Auftrieb oder dem Schiffsgewicht und dem Abstand beider Krafrichtungen voneinander.

Dynamische Stabilität ist die Arbeit, die zu leisten ist, um ein Schiff überzuneigen.

Krängungswinkel (Neigung um die Längsachse),

Trimmungswinkel (Neigung um die Querachse).

16. **Metazentrum**<sup>1)</sup>.

der Krümmungsmittelpunkt der Formschwerpunktcurve (wahres Metazentrum),

der Schnittpunkt der Auftriebsrichtung bei einer Neigung mit der Senkrechten durch den Formschwerpunkt der Gleichgewichtslage (falsches Metazentrum, jedoch allgemein Metazentrum genannt).

Bei unendlich kleiner Neigung fallen wahres und falsches Metazentrum zusammen und liegen in der Symmetrieebene des Schiffes. Dieser Punkt heißt allgemein Metazentrum und dient zur Bestimmung der Anfangsstabilität.

Das Metazentrum für Neigungen um die Längsachse heißt Breitenmetazentrum,

für Neigungen um die Querachse Längenmetazentrum.

17. **Metazentrische Höhe**

ist der Abstand des Breiten- oder Längenmetazentrums von dem Gewichtsschwerpunkt (*G*) des Schiffes in der aufrechten Lage.

18. **Völligkeitsgrad**

der Verdrängung ist das Verhältnis der zwischen den Loten liegenden Verdrängung (bei stählernen Schiffen auf Spanten, bei Schiffen mit Holzhaut auf Planken und in beiden Fällen ohne Anhänge zu rechnen) und dem umschriebenen rechteckigen Prisma aus der Länge zwischen den Loten, der größten Breite und des Konstruktionsstiefganges im Hauptspant

$$\frac{V}{L \cdot B \cdot T};$$

der Konstruktionswasserlinie ist das Verhältnis des zwischen den Loten liegenden Flächeninhalts der Konstruktionswasserlinie zum umschriebenen Rechteck aus der Länge zwischen den

$$\frac{KWL}{L \cdot B};$$

des Hauptspants ist das Verhältnis der bis zur Konstruktionswasserlinie eingetauchten Fläche des Hauptspants zum umschriebenen Rechteck aus der größten Breite in oder unterhalb der

$$\frac{\text{Fläche}}{B \cdot T};$$

der Spantflächenskala (s. S. 44) ist das Verhältnis des Inhaltes der Spantflächenskala (= *V*) zu dem Inhalt des ihr umschriebenen Rechtecks (=  $\varnothing \cdot L$ ), d. h. zu dem Inhalt des Haupt-

$$\frac{V}{\varnothing \cdot L} = \frac{L \cdot B \cdot T \cdot \delta}{B \cdot T \cdot \beta \cdot L} = \frac{\delta}{\beta};$$

der Schwimmflächenskala ist das Verhältnis des Inhaltes der Schwimmflächenskala (= *V*) zu dem Inhalt des ihr umschriebenen Rechtecks (= *KWL* · *T*), also

$$\frac{V}{KWL \cdot T} = \frac{L \cdot B \cdot T \cdot \delta}{L \cdot B \cdot \alpha \cdot T} = \frac{\delta}{\alpha};$$

das Verhältnis  $\frac{\delta}{\alpha \cdot \beta}$  ist . . . . .

*St*

*St<sub>d</sub>*

*φ*

*τ* oder *ψ*

*M*

*M* oder *M<sub>B</sub>*

*M<sub>L</sub>*

*M<sub>G</sub>*, *M<sub>L</sub>G*

*δ*

*α*

*β*

*φ*

*λ*

*z*

<sup>1)</sup> Siehe dieses im Abschnitt Stabilität.

19. **Mittlerer Zuschärfungswinkel der Wasserlinien** gibt ein Maß zur Beurteilung der Schiffsschärfe (s. auch S. 44). Er wird bestimmt durch:

$$\frac{\text{tg } \xi}{2} = \frac{L \cdot \beta}{2B \cdot (1 - \varphi)}$$

20. <b>Schiffswiderstand und Geschwindigkeit<sup>1)</sup></b> . . . . .	Schiff	Modell
Gesamtwiderstand des Schiffes . . . . .	WW	w' w'
Schiffswiderstand (allgemein) . . . . .	W	w'
Reibungswiderstand . . . . .	W <sub>r</sub>	w' <sub>r</sub>
Formwiderstand (= Widerstand durch Wirbel und Wellen)	W <sub>f</sub>	w' <sub>f</sub>
Luftwiderstand . . . . .	W <sub>l</sub>	w' <sub>l</sub>
Widerstandsarbeit = Maschinenleistung . . . . .	PS oder N	
Nutzleistung der Maschinen in Pferdestärken am Ende der Kurbelwelle . . . . .	PS <sub>e</sub> „	N <sub>e</sub>
Nutzleistung der Maschinen in Pferdestärken am Ende der Schraubenwelle . . . . .	PS <sub>w</sub> „	N <sub>w</sub>
Indizierte Maschinenleistung in Pferdestärken . . . . .	PS <sub>i</sub> „	N <sub>i</sub>
Wirkungsgrad der Maschine $\frac{PS_e}{PS_i}$ oder $\frac{N_e}{N_i}$ . . . . .		$\eta_m$
„ „ Wellenleitung <sup>2)</sup> $\frac{PS_w}{PS_e}$ oder $\frac{N_w}{N_e}$ . . . . .		$\eta_w$
„ „ Propeller $\frac{PS_s}{PS_w}$ oder $\frac{N_s}{N_w}$ . . . . .		$\eta_s$
Gesamtwirkungsgrad der maschinellen Anlage $\eta_w \cdot \eta_s$ . . . . .		$\eta$
Wirkungsgrad für Modellschleppversuche . . . . .		$\tilde{\eta}$
Geschwindigkeit des Schiffes in Seemeilen/Std. (kn) . . . . .		$\mathfrak{B}$
„ „ „ „ msek . . . . .		v
Leistungswert nach der französischen Formel <sup>3)</sup>		
$\sqrt[3]{\frac{\mathfrak{W} \cdot \mathfrak{B}^3}{PS_i}}$ oder $\sqrt[3]{\frac{\mathfrak{W} \cdot \mathfrak{B}^3}{PS_e}}$ . . . . .		m oder m <sub>e</sub>
oder $\frac{\mathfrak{W} \cdot \mathfrak{B}^3}{PS_i}$ oder $\frac{\mathfrak{W} \cdot \mathfrak{B}^3}{PS_e}$ . . . . .		C „ C <sub>e</sub>
nach der englischen (Admiralitäts-)Formel <sup>3)</sup>		
$\frac{D^{2,3} \cdot \mathfrak{B}^3}{PS_i}$ oder $\frac{D^{2,3} \cdot \mathfrak{B}^3}{PS_e}$ . . . . .		C <sub>1</sub> „ C <sub>1e</sub>

<sup>1)</sup> S. Abschnitt Schiffswiderstand, S. 151.

<sup>2)</sup> Für genauere Rechnungen, wie z. B. für Modellversuche, müssen auch die Verluste der Wellenleitung berücksichtigt werden; sie schwanken zwischen etwa 2 und 4%, je nach Art der Lagerung.

<sup>3)</sup> S. auch S. 162. Durch die Entwicklung der Maschinentypen ist es unmöglich geworden, die indizierten Pferdestärken als Maß der Leistung für diese Formeln beizubehalten. Streng genommen müßten die Leistungswerte moderner Anschauung nach mit PS<sub>w</sub> errechnet werden; da jedoch die effektive Maschinenleistung leichter zur Hand ist und es sich nur um Vergleichswerte handelt, ist Verwendung von PS<sub>e</sub> zweckmäßiger. Ihren Wert behalten die Formeln auch in dieser neueren Form, doch dürfen die Werte nicht mit früher nach PS<sub>i</sub> ermittelten verglichen werden. In den Dampferlisten (s. Band II) sind alle Leistungswerte auf PS<sub>e</sub> basiert worden.

Für die Umrechnung von indizierten auf effektive Pferdestärken ist für Dampfkolbenmaschinen mit Kondensationsanlagen und angekuppelten Pumpen sowie mehrscheibigen Drucklagern etwa folgende Tabelle gültig:

PS <sub>i</sub>	η	PS <sub>e</sub>	PS <sub>i</sub>	η	PS <sub>e</sub>
200	0,742	148	1500	0,870	1310
300	0,765	230	2000	0,886	1772
400	0,783	313	2500	0,599	2247
500	0,797	398	3000	0,909	2727
750	0,823	618	4000	0,920	3680
1000	0,843	843	5000	0,925	4625

Forts. der Fußnote s. nächste Seite.

**21. Sonstige Werte.**

Moment . . . . .	<i>M</i>
Kraft, Druck, Gesamtgewicht . . . . .	<i>P</i>
Spezifischer Druck . . . . .	<i>p</i>
Arbeit . . . . .	<i>A</i>
Beschleunigung der Schwere . . . . .	<i>g</i>
Winkelbeschleunigung . . . . .	<i>ω</i>
Reibungswert . . . . .	<i>μ</i>
Spezifisches Gewicht . . . . .	<i>γ</i>
Trägheitsmoment, allgemein (s. S. 465) . . . . .	<i>J</i>
Breitentragheitsmoment der <i>KWL</i> . . . . .	<i>J<sub>B</sub></i>
Längentragheitsmoment der <i>KWL</i> . . . . .	<i>J<sub>L</sub></i>

Für die Abmessungen usw. der Kriegsschiffe hat jede Marine besondere Bezeichnungen. In der deutschen Marine bedeutet z. B.:

Die Länge in der <i>KWL</i> von Hinterkante Hintersteven (Konstruktionsspannt 0) bis Vorkante Vorsteven (Konstruktionsspannt 20)	<i>L</i>
die Länge über alles . . . . .	<i>L<sub>l</sub></i>
die größte Breite über Panzer oder Holzbeplankung, sonst über Mallkante Spant . . . . .	<i>B</i>
die größte Breite in der <i>KWL</i> . . . . .	<i>B<sub>a</sub></i>
die größte Breite im Hauptspant . . . . .	<i>B<sub>β</sub></i>
die Konstruktionstiefe von Mallkante Spant am Kiel auf Konstruktionsspannt 10 bis <i>KWL</i> (bei Holzhaut von Außenkante Sponung) . . . . .	<i>T</i>
der Konstruktionstiefgang von Unterkante Kiel bis <i>KWL</i> . . . . .	<i>T<sub>g</sub></i>
die Tiefgänge hinten und vorn an der Ahming . . . . .	<i>T<sub>g<sub>h</sub></sub></i> , <i>T<sub>g<sub>v</sub></sub></i>
das Hauptspant, d. h. das Bauspant, größter Fläche unter <i>KWL</i> einschl. Panzer und Holzbeplankung . . . . .	⊗
die Fläche der Konstruktionswasserlinie, und zwar wie beim ⊗ gemessen . . . . .	<i>KWL</i>
die Verdrängung im m <sup>3</sup> ohne Außenhaut und Anhänge . . . . .	<i>D</i>
die Verdrängung in m <sup>3</sup> mit Außenhaut und Anhängen . . . . .	<i>D<sub>l</sub></i>
die Verdrängung in t . . . . .	<i>D<sub>l</sub> · 1,015</i>

$$\alpha = \frac{KWL}{L \cdot B_\alpha}; \quad \beta = \frac{\otimes}{B_\beta \cdot T}; \quad = \frac{D}{L \cdot B \cdot T}.$$

**B. Hauptmaße<sup>1)</sup>.**

Die als Hauptmaße geltenden Werte *L*, *B*, *T* und *H* unterliegen je nach ihrem Verwendungszweck einer verschiedenen Betrachtung und Bemessung.

Die Hauptmaße finden Anwendung wie folgt:

**I. Länge.**

Die Länge zwischen den Loten (Konstruktions- oder Berechnungslänge) — *L* — wird zugrundegelegt bei der Berechnung der Verdrängung. Wenn bei

Bei abweichenden Maschinenarten, also etwa bei abgekuppelten Pumpen, sind entsprechend andere Wirkungsgrade einzusetzen.

Bei Dieselmotoren schwanken die mechanischen Wirkungsgrade außerordentlich stark bei den verschiedenen Maschinentypen; sie bewegen sich zwischen etwa 0,75 bei einigen einfachwirkenden Viertakt Dieselmotoren und 0,90 und mehr bei doppeltwirkenden Zweitaktmotoren. Auch die Art der Brennstoffeinspritzung ist hierbei von Bedeutung. Dagegen ist der Einfluß der Maschinengröße nicht so erheblich wie bei Dampfmaschinen. Wenn, was bei Motoren eine Ausnahme ist, die Leistung in indizierten Pferdestärken angegeben ist, muß die Umrechnung möglichst nach dem tatsächlichen mechanischen Wirkungsgrad erfolgen, der von den Haupttypen bekannt ist.

<sup>1)</sup> Zu beachten sind die in den Vorschriften der fremdländischen Klassifikationsgesellschaften vorkommenden, hier nicht erörterten Abweichungen der anzuwendenden Hauptmaße.

besonderen Schiffsformen die Länge der Unterwasserform von der Berechnungslänge abweicht, so sind überstehende oder fehlende Teile bei der Ausführung der Verdrängungsberechnung besonders zu berücksichtigen.

Die Länge in der Schwimmebene, sofern sie nicht mit der Berechnungslänge übereinstimmt, ist von Bedeutung bei Untersuchungen über den Trimm der Schiffe (Leck- und Schottberechnungen), sowie bei der Beurteilung des Schiffswiderstandes (Schleppversuche). Als Länge über Steven wird sie bei der Ermittlung des Freibords und der Schottabstände nach den bestehenden Vorschriften benutzt.

Die Länge über alles —  $L_{gr}$  — kommt in Betracht, wenn die Benutzung bestimmter Hafen-, Schleusen- und Dockanlagen mit beschränkten Abmessungen gefordert ist.

Die Länge für die Vermessung ist ein den Vermessungsbestimmungen entsprechendes (Identitäts-)Maß, also für den abgabepflichtigen Raumgehalt des Schiffes von Bedeutung; sie wird im Schiffsmeßbrief und im Schiffsregister verzeichnet (s. Vermessung und Registrierung der Schiffe).

## 2. Breite.

Die Breite des Schwimmkörpers (Konstruktions- oder Berechnungsbreite) —  $B$  —, schlechtweg Breite, auch gemallte Breite genannt (d. i. die Breite der Spantenmodelle oder -malle), liegt der Berechnung der Verdrängung zugrunde. Die Verringerung der Breite von ihrem größten Maß bis zum obersten Deck bezeichnet man (wenn vorhanden) als „Spanteneinfall“ (engl. tumble home).

Die Breite in der Wasserlinie stimmt meist mit der Berechnungsbreite überein, kommt jedoch auch kleiner als diese vor, und zwar kann sie sowohl die Breite der Unterwasserform als diejenige der Überwasserform (bei Jachten) unterschreiten.

Die größte Breite —  $B_{gr}$  —, bei Seitenradschiffen von der Berechnungsbreite stark abweichend, ist bei Benutzung bestimmter Hafen-, Dock-, Schleuseneinfahrten, sowie bei Brückendurchfahrten zu beachten.

## 3. Tiefgang.

Der Konstruktionstiefgang —  $T$  — wird angewandt bei der Berechnung der Verdrängung; bei steuerlastigen Fahrzeugen ist hierzu der mittlere Konstruktionstiefgang einzuführen.

Der Tiefgang —  $T_g$  —, im allgemeinen das Höchstmaß der Eintauchung, ist besonders zu beachten bei Schiffen, die Häfen, Flußläufe oder Seen mit beschränkter Wassertiefe zu befahren haben (bei steuerlastigen Fahrzeugen der hintere, größte Tiefgang), wobei mit einem Tiefergehen der Schiffe in Fahrt nötigenfalls zu rechnen ist. Dem Tiefgang entsprechend werden an den Steven oder an sonstigen den größten Tiefgang bestimmenden Stellen (bei den Kriegsmarinen nach besonderer Vorschrift) die Tiefgangsmarken (Ahmings) angebracht, die das Ablesen des Tiefgangs an der betreffenden Stelle ohne weiteres gestatten.

Die Tiefgangsmarken sind Zahlen, die als besondere Metallziffern an den Schiffskörper angeschraubt oder angekörnt und mit Farbe sichtbar gemacht werden. Die Unterkanten der Ziffern geben den Tiefgang in geradzahligen, die Oberkanten in ungeradzahligen Dezimetern an. Bei Übersee-Handelsschiffen werden neben Dezimetern noch Fuß engl. angebracht, und zwar so, daß die Unterkanten der Ziffern volle, die Oberkanten halbe Fuß angeben.

## 4. Höhe.

Die Höhe (Seitenhöhe) —  $H$  — des Schiffes ist für die Größe der Verdrängung insofern von Bedeutung, als von ihr die Größe des Tiefgangs abhängt; sie wirkt also mitbestimmend bei der Bemessung der Nutztragfähigkeit und des geforderten Raumes für Ladung und Fahrgäste; sie steht in unmittelbarem Zusammenhang mit der Größe des Freibords —  $F_b$  —.

Für die Bestimmung des Freibords wird das der Seitenhöhe sehr nahekommende, zum Unterschiede Seitentiefe genannte Maß eingeführt; diese wird gemessen bis zur Oberkante des Deckbelages der Ober- (Haupt-) decks an der Bordwand in der Mitte der Schiffslänge (bei Schiffen mit Stahldeck also bis zur Oberkante der Stringerplatten, bei Schiffen mit Holzdeck bis zum Schnittpunkt der verlängerten oberen Deckskurve mit der Schiffseite<sup>1)</sup>).

Die Raumentiefe oder Tiefe im Raum —  $RT$  — stellt ein bei der Berechnung des Freibords der Handelsschiffe gebräuchliches Höhenmaß dar. Sie ist, je nach der Bauart der Schiffe im Boden, gewissen Änderungen unterworfen (siehe Freibord).

### C. Formen.

Für die Formgebung der Schiffe, d. i. die Gestaltung der erforderlichen Verdrängung und des Überwasserschiffes sind maßgebend: die Stabilität, die Seefähigkeit, der Schiffswiderstand, die Ausnutzbarkeit des Raumes, die Tiefe der zu befahrenden Gewässer, sowie — hauptsächlich bei Kriegsschiffen — die Möglichkeit der Baustoffbearbeitung (Seitenpanzer).

Die Formen der Schiffe werden gekennzeichnet

a) durch die Hauptmaße und ihre Verhältnisse zueinander:  $T$  und  $T : B$ ,  $L$  und  $L : B$ ,  $B$ ;

b) durch die Formen und Schwerpunktlagen der Hauptschnittflächen, nämlich: Längenschnitt, Wasserlinie und Hauptspant und die Verhältnisse des Flächeninhalts der beiden letzteren zu dem der umschriebenen Rechtecke, d. h. die Völligkeitsgrade von  $KWL$  und  $\boxtimes$ ;

c) durch die Form der Verdrängung, nämlich durch ihr Verhältnis zu dem umschriebenen rechteckigen Prisma: den Völligkeitsgrad der Verdrängung, durch die Beziehungen der Völligkeitsgrade untereinander und die Schwerpunktlage der Verdrängung.

#### I. Hauptmaße und ihre Verhältnisse zueinander.

a) Der Tiefgang und sein Verhältnis zur Breite  $T : B$  bzw.  $T_g : B$ .

Als grundlegendes Hauptmaß, das deshalb in der oberen Grenze meist vom Besteller gegeben wird, gilt der Tiefgang des Schiffes.

Für die Bestimmung des Tiefgangs ist in erster Linie die Wassertiefe der zu befahrenden See-, Fluß- und Hafengebiete, sowie die vorhandene Dockmöglichkeit maßgebend; dabei ist zu beachten, daß bei Havarie und Gefechtsbeschädigung der Tiefgang erheblich vermehrt wird (Tauchung und Schlagseite).

Ferner ist die Stabilität bei der Wahl der Tiefe von Bedeutung; zu großer Tiefgang im Verhältnis zur Breite des Schiffes hat ungenügende Stabilität zur Folge. Derartige Schiffe müssen häufig, um leer ohne Ballast aufrecht zu schwimmen, mit doppeltem Boden zur Aufnahme von Wasserballast oder mit festem Ballast versehen sein, sofern nicht eine besondere Formgebung des Unterwasserschiffes dies nötig macht. Andererseits verursacht ein zu kleines Verhältnis des Tiefgangs zur Breite heftige Schlingerbewegungen des Schiffes im Segang, die durch besondere Maßnahmen (Verlegung des Gewichtschwerpunktes durch Hochstauen der Ladung, Anbringen von Schlingerkielen, Einbau von Dämpfungsbehältern) abgeschwächt werden müssen (s. Rolischwingungen der Schiffe).

Zu geringer Tiefgang ist für Segelschiffe nachteilig, da hierdurch ein starkes Abtreiben verursacht wird. Für Schraubendampfer ist in diesem Fall häufig die gewünschte Geschwindigkeit wegen zu kleiner Schrauben schwer erreichbar.

Man hilft sich hiergegen bei Segelschiffen durch Anbringen von Schwertern und Bleiballast, bei Dampfern durch Anwendung von Doppelschrauben und Schraubentunneln.

Bei der Wahl des Verhältnisses  $T : B$  ist die häufig gestellte Forderung zu beachten, daß Seeschiffe, die auch Flußläufe zu befahren haben, bei einem er-

<sup>1)</sup> Sonderfälle: s. d. Vorschriften über den Freibord der See-Berufsgenossenschaft.

heftig geringeren als dem größten Ladetiefgang eine bestimmte Tragfähigkeit aufweisen müssen; hierdurch wird die Formgebung des Unterwasserschiffes erheblich beeinflußt.

Gebräuchliche Werte für das **Verhältnis  $T : B$**  sind folgende:

#### A. Handelsschiffe.

##### 1. Dampfer.

Große Schnelldampfer . . . . .	$T = 0,38$ bis $0,43 B$ ,
Große Postdampfer . . . . .	$T = 0,40$ „ $0,45 B$ ,
Fracht- und Fahrgastdampfer . . . . .	$T = 0,42$ „ $0,48 B$ ,
Große Frachtdampfer . . . . .	$T = 0,45$ „ $0,52 B$ ,
Kleinere Frachtdampfer . . . . .	$T = 0,48$ „ $0,55 B$ ,
Flußfrachtdampfer . . . . .	$T = 0,18$ „ $0,33 B$ ,
Flußraddampfer (für Fahrgastbeförderung)	$T = 0,13$ „ $0,36 B$ ,
Flußradschlepper . . . . .	$T = 0,20$ „ $0,42 B$ ,
Schleppdampfer (mit Schrauben) . . . . .	$T = 0,32$ „ $0,43 B$ ,
Eisbrecher . . . . .	$T = 0,33$ „ $0,52 B$ ,
Fischdampfer . . . . .	$T = 0,42$ „ $0,46 B$ ,
Lotsendampfer . . . . .	$T = 0,40$ „ $0,44 B$ ,
Kleine Fahrgastdampfer (Revierdampfer)	$T = 0,27$ „ $0,37 B$ ,
Kanaldampfer (mit Schraube) . . . . .	$T = 0,20$ „ $0,30 B$ ,
Kanaldampfer (mit Rädern) . . . . .	$T = 0,18$ „ $0,25 B$ ,
Dampfjachten . . . . .	$T = 0,35$ „ $0,40 B$ ,
Heckraddampfer . . . . .	$T = 0,10$ „ $0,15 B$ ,
Barkassen . . . . .	$T = 0,30$ „ $0,44 B$ ,

##### 2. Segelschiffe.

Segelschiffe für Frachtfahrt . . . . .	$T = 0,45$ „ $0,50 B$ ,
Logger . . . . .	$T = 0,40$ „ $0,45 B$ .

#### B. Kriegsschiffe s. S. 46/47.

##### b) Die Länge und ihr Verhältnis zur Breite, $L : B$ <sup>1)</sup>.

Die Länge ist für die zu erreichende Geschwindigkeit von ausschlaggebender Bedeutung. Große Geschwindigkeiten sind für bestimmte Verdrängungsgrößen nur bei Innehaltung bestimmter Längen zu erreichen. Das Verhältnis  $L : B$  nimmt also im allgemeinen mit wachsender Geschwindigkeit größere Werte an.

Die Länge ist ferner abhängig von bestimmten Raumerfordernissen, Größe der Maschinen- und Kesselräume bei großen Treibkraftanlagen, sowie bei Kriegsschiffen von der Anzahl und Anordnung der Geschütztürme, der Munitionskammern und Torpedoräume.

Große Länge erschwert das Steuern und Drehen der Schiffe; demnach dürfen Segelschiffe, Linienschiffe, Schlepp- und Fährdampfer, welche gute Steuereigenschaften besitzen müssen, kein zu großes Verhältnis Länge zur Breite erhalten.

Große Länge beeinflußt das Schiffskörper-, bei Kriegsschiffen das Panzergewicht ungünstig, damit also auch die Baukosten.

Die Festigkeit der Schiffe wird durch ein zu großes  $L : B$  im Zusammenwirken mit der Seitenhöhe ungünstig beeinträchtigt. Schließlich ist die Wahl der Länge zur Breite von dem Fahrgebiet, namentlich bei Flußfahrzeugen von der Art des Fahrwassers, von Flußkrümmungen, Brücken, Schleusen, Docks und Häfen abhängig.

Für Kriegsschiffe gilt allgemein: Linienschiffe sind verhältnismäßig kurz, Kreuzer lang.

<sup>1)</sup> Hierzu beachte man auch: Die Bestimmung der Hellingabmessungen für den Fall kostspieliger Hellinganlagen, sowie die Bestimmung der Länge von Wasserfront und Ausrüstungskai von Albert Lincke, Charlottenburg. Zeitschr. Schiffbau X. Jahrg., S. 79. Siehe auch S. 49: Abmessungsverhältnisse von Frachtschiffen.

Gebrauchliche Zahlen für das **Verhältnis L : B** sind folgende:

### A. Handelsschiffe.

#### 1. Dampfer.

Große Schnelldampfer . . . . .	$L = 9,5$ bis $10 B$ ,
Große Postdampfer . . . . .	$L = 8$ „ $9 B$ ,
Fracht- und Fahrgastdampfer . . . . .	$L = 7$ „ $8,5 B$ ,
Große Frachtdampfer . . . . .	$L = 7,5$ „ $9 B$ ,
Kleinere Frachtdampfer . . . . .	$L = 6$ „ $7,5 B$ ,
Flußfrachtdampfer . . . . .	$L = 7$ „ $7,5 B$ ,
Flußraddampfer (für Fahrgastbeförderung)	$L = 10$ „ $12 B$ ,
Flußradschlepper . . . . .	$L = 6,5$ „ $8 B$ ,
Schleppdampfer (mit Schrauben) . . . . .	$L = 4,5$ „ $5,5 B$ ,
Eisbrecher . . . . .	$L = 3,5$ „ $4,5 B$ ,
Fischdampfer . . . . .	$L = 5$ „ $5,5 B$ ,
Lotsendampfer . . . . .	$L = 5$ „ $5,5 B$ ,
Kleine Fahrgastdampfer (Revierdampfer)	$L = 6$ „ $7,5 B$ ,
Kanaldampfer (mit Schrauben) . . . . .	$L = 7$ „ $8 B$ ,
Kanaldampfer (mit Rädern) . . . . .	$L = 7,5$ „ $8,5 B$ ,
Dampfjachten . . . . .	$L = 6,5$ „ $8,5 B$ ,
Heckraddampfer . . . . .	$L = 4,5$ „ $8 B$ ,
Barkassen . . . . .	$L = 4$ „ $5 B$ ,

#### 2. Segelschiffe <sup>1)</sup>.

Segelschiffe für Frachtfahrten . . . . .	$L = 6$ „ $7,5 B$ ,
Logger . . . . .	$L = 4$ „ $5 B$ .

### B. Kriegsschiffe s. S. 46/47.

#### c) Die Breite.

Für die Wahl der Breite ist vor allem die Stabilität des Schiffes maßgebend, und zwar gilt dies sowohl für Seeschiffe zur Gewährleistung einer guten Seefähigkeit, als auch für Fahrzeuge auf ruhigen Gewässern. Raddampfer verlangen im allgemeinen eine etwas größere Breite als Schraubendampfer, weil sie keine zu große Schlingerbewegung ausführen dürfen, um den Rädern ein möglichst gleichmäßiges Eintauchen zu sichern, und weil anderseits die großen und hochliegenden Gewichte der Räder und ihrer Welle den Gesamtschwerpunkt des Schiffes erheblich erhöhen und damit die Stabilität herabsetzen. Bei Dampfern für Fahrgastbeförderung (Fluß-, Revierdampfer) spielt die Stabilität noch insofern eine Rolle, als die Fahrgäste sich meist oben an Deck aufzuhalten und beim Anlegen an Landplätzen sich an die Landseite zu drängen pflegen; solche Dampfer müssen also verhältnismäßig breit sein. Das gleiche gilt für alle Schiffe, um ein zu starkes Überliegen beim Ruderlegen zu verhindern (s. Krängen des Schiffes bei der Drehung, S. 239).

Der Einfluß der Breite auf die Schiffsgeschwindigkeit ist, seitdem Schleppversuche in ausgedehnterem Maße ausgeführt werden, als weniger nachteilig erkannt worden, als früher vielfach angenommen wurde.

Häufig bedingen die Raumverhältnisse im Schiff (z. B. bei Kammeranordnungen) geringe Veränderungen des Breitenmaßes.

Zu beachten ist der Einfluß der Breite auf die Stärke und Anordnung der Verbände (Deckbalken und Stützenreihen).

Schließlich kommen bei der Breitenmessung der Schiffe Hafen-, Kanal- und Dockeinfahrten, die von dem Fahrzeug benutzt werden müssen, in Betracht.

<sup>1)</sup> Näheres im Abschnitt Takelung.

## 2. Hauptschnittflächen, ihre Völligkeitsgrade und Schwerpunkte.

### a) Der Längenschnitt oder Längenplan.

ist die Schnittfläche der mittleren Längsebene, welche das Schiff in zwei symmetrische Hälften teilt. Er zeigt die Kiel- und Relinglinie, sowie die Umrißlinien des Hecks und des Bugs.

Die Kiellinie ist im allgemeinen bei den Handels- und Kriegsschiffen und bei allen größeren Segelschiffen eine Gerade; dies ist in erster Linie dadurch begründet, daß Fehler bei der gleichmäßigen Druckverteilung auf die Kielstapel im Dock vermieden werden. Nur in Ausnahmefällen, bei Segeljachten und anderen kleineren Sonderfahrzeugen, erhält die Kiellinie zur Vergrößerung des Längenplans eine Kurvenform. Bei Einschraubenschiffen läuft die Kiellinie nach hinten in einer Geraden bis zum Schraubenstegen und wird von hier bis zum Ruderstegen (im Bereiche der Stevensole) etwas in die Höhe gezogen, damit bei Grundberührungen ein Einklemmen des Ruders verhütet wird. Bei kleineren Fahrzeugen, z. B. Torpedobooten, bei denen Schraube und Ruder oft unter die Kiellinie hinabreichen, geht diese in eine Hinterstevenhacke über. Bei Mehrschrauben- (Kriegs-)schiffen wird das bei großer Schärfe hinten entstehende Totholz weggeschnitten, um den Schrauben einen guten Wasserzufluß zu sichern und die Drehfähigkeit zu verbessern. Nach vorn wird der gerade Teil der Kiellinie soweit geführt, wie die Schiffsform die Zugänglichkeit beim Bau gestattet. In jedem Falle sind bei großen Schiffen die Endpunkte des geraden Kiels so weit nach den Enden zu verlegen, daß die beim Docken überhängenden Teile des Bugs und des Hecks (Geschütztürme) gut getragen werden. Wegschneiden des Unterwasserschiffes verbessert die Kursstabilität<sup>1)</sup>.

Das Schiff wird gewöhnlich für eine ebene Lage des Kiels (parallel zur Schwimmlinie), also für eine gleichlastige Schwimmelage entworfen. Der Verbrauch von Betriebsgewichten während der Fahrt führt jedoch häufig zu einer Vertrimmung, d. h. zu einer steuerlastigen oder kopflastigen Lage des Schiffes im Wasser; hierbei bildet die Steuerlastigkeit häufig eine günstige, die Kopflastigkeit eine ungünstige Veränderung des Schwimmzustandes.

Durch die Steuerlastigkeit wird im allgemeinen, infolge der Vergrößerung der eingetauchten Ruderfläche und der günstigen Veränderung des Längenplanschwerpunktes, eine bessere Drehfähigkeit, bei Schraubenschiffen durch die größere Eintauchung der Schraube ein besserer Wirkungsgrad dieser erzielt. Bei Fahrzeugen mit im Verhältnis zur Schiffsgröße großer Treibkraftanlage (Schlepper, Eisbrecher, Fischdampfer) wird zur Unterbringung des erforderlichen Schraubendurchmessers Steuerlastigkeit durch Schräglage des Kiels von vornherein vorgesehen. Die Größe der Steuerlastigkeit, für welche sich ein bestimmtes Maß nicht angeben läßt, ist noch von der Lage des Formschwerpunktes abhängig, bei Segelschiffen kommt außerdem die Lage des Segelschwerpunktes in Betracht (s. Abschnitt Segeln, Takelung und Bemastung).

Kopflastigkeit ist meist unerwünscht und wird durch Einnahme von Wasserballast womöglich ausgeglichen; bei Segelfahrzeugen, und zwar sowohl bei großen als auch bei kleinen (Jachten) kann jedoch eine im Betrieb des Schiffes ermittelte Kopflastigkeit Vorteile für die Geschwindigkeit bringen.

Die Form der Umriß- (Aufriß-) Linien des Buges und des Hecks ist vielfach von dem Verwendungszweck des Schiffes (z. B. als Fährschiff, Eisbrecher, Bergungsfahrzeug), dann von besonderen Raumerfordernissen (bei Unterwassersteuereinrichtung) und auch von See-Eigenschaften abhängig. Handelsschiffe, besonders größere seegehende Fahrgast- und Frachtdampfer, zeigen vorwiegend runde oder elliptische, oft weit nach hinten (über Wasser) überhängende Heckformen. In neuerer Zeit findet jedoch das bei Kriegsschiffen übliche

<sup>1)</sup> Kempf: Schiffbau, Jahrg. 25, 1923/24, S. 2. — Klein: Schiffbau, Jahrg. 25, 1923/24, S. 32.

(Kreuzer-) Heck wegen seiner mannigfachen Vorteile auch im Handelsschiffbau Verwendung<sup>1)</sup>.

Kleinere, besonders Segelschiffe sind oft mit flachem oder Spiegelheck versehen; die Breite am Heck kann in diesem Fall bis  $\frac{2}{3}$  oder  $\frac{3}{4} B$  betragen.

Als Bugform wird bei Schnelldampfern und größeren Handelsdampfern allgemein der einfache gerade Vorsteven, meist mit geringem Fall nach vorne zu, bevorzugt. Stark ausfallende Vorsteven mit einer Abweichung von etwa 1 : 4 von der Senkrechten werden in England immer mehr angewendet, weil kleinere und mittlere Kollisionen mit derartigen Schiffen nur Verletzungen oberhalb der Wasserlinie verursachen; außerdem ergeben sich bei derartiger Stevenform günstigere Unter- und Überwasserformen zur Erzielung geringeren Widerstandes, trockenen Vorschiffes und guter Kursbeständigkeit. Den ausfallenden Steven mit dem das Bugspriet tragenden Galion findet man, seiner größeren Baukosten wegen, fast nur noch bei Segelschiffen und Jachten.

Bei Kriegsschiffen wird unter Wasser die früher allgemein übliche Rammstevenform nur noch selten angewandt. Die Überwasser-Stevenform wird mit Rücksicht auf ein trockenens Vorschiff vielfach ausfallend ausgebildet.

**Sprung.** Die das Schiff oben begrenzende Deckslinie ist nur selten eine gerade, gewöhnlich eine schwach gekrümmte Linie, welche zur Verbesserung der Seefähigkeit des Schiffes von einem bestimmten Punkt an nach vorn und hinten zu ansteigt. Den tiefsten Punkt legt man entweder auf die Mitte der Länge oder auf ungefähr  $\frac{1}{8}$  bis  $\frac{1}{4} L$  hinter die Mitte. Die Erhebung der Rellinglinie nach vorn und hinten, der Sprung, beträgt im allgemeinen 0,02 bis 0,04  $L$ , bei kleinen Schiffen im Verhältnis mehr, bei großen weniger. Der Sprung am Hintersteven ist ungefähr  $\frac{1}{4}$  (kleine Schiffe) bis  $\frac{1}{2}$  (große Schiffe) desjenigen am Vorsteven, im übrigen ist für das Maß des Sprungs an den Steven häufig der für den Freibord des Schiffes zu erzielende Gewinn maßgebend.

In bezug auf die Formgebung des Sprungs bei Handelsschiffen geben die den Freibord der Schiffe überwachenden Behörden bestimmte, den Endpunkten an den Steven entsprechende Zwischenpunkte an<sup>2)</sup>, deren Über- oder Unterschreitung Vor- oder Nachteile für die Größe des Freibords bedingen.

Die Abmachungen des internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See<sup>3)</sup> sehen für Personenschiffe, die diesen Abmachungen unterliegen, als Form für den Sprung eine Parabel mit dem Scheitel auf der Mitte der Schiffslänge vor.

Bei Handelsschiffen mit Kreuzerheck muß der Sprung im Hinterschiff des Aussehens wegen weniger hoch gewählt werden als bei dem üblichen Heck. Große Schiffe haben im allgemeinen weniger Sprung als kleine, Radschiffe weniger als Schraubenschiffe. Flußschiffe haben meist wenig oder gar keinen Sprung. Bei Kriegsschiffen ist die Wahl des Sprungs willkürlich und hängt von der Feuerhöhe der Geschütze ab. Im allgemeinen wird bei diesen nur das Vorschiff zur Verbesserung der Seefähigkeit gehoben. Zum Absetzen des Sprungs auf den verschiedenen Spanten kann das in Abb. 51 dargestellte Verfahren dienen, wenn bei Spant 5 der tiefste Punkt des Sprungs bei 0 der Hintersteven und bei 10 der Vorsteven angenommen wird. Bei anderer Lage des tiefsten Punktes und anderer Verteilung des Sprungs ist die Kurve entsprechend zu verschieben<sup>4)</sup>. Bei Festlegung des Sprungs von Handelsschiffen sollte nicht übersehen werden, daß durch besonders großen Sprung leicht erhöhte Biegebbeanspruchungen für den Schiffskörper auftreten, besonders wenn die Laderäume weit nach den Enden reichen.

<sup>1)</sup> Wrobbe: Kreuzerhecks. W. R. H. 1921, Heft 22; Schaffran: Anwendung des Kreuzerhecks bei Handelsschiffen. Schiffbau 1914, Nr. 24.

<sup>2)</sup> Zahlenangaben und Formgebung s. unter Freibord und Tiefadelinie, sowie unter Wasserdichte Abteilungen.

<sup>3)</sup> s. Wasserdichte Abteilungen.

<sup>4)</sup> Über Formgebung des Sprungs s. Simpson: The Naval Constructor S. 50 bis 52. New York 1914.

Schwerpunkt und Flächeninhalt des eingetauchten Längenplanes sind für die Richtung und Größe des Seitenwiderstandes maßgebend, da der erstere

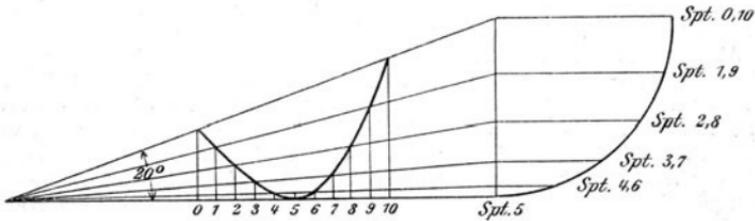


Abb. 51. Verteilung des Sprungs auf die einzelnen Spanten.

als der Angriffspunkt dieses Widerstandes angenommen wird (vgl. Segeln und Takelung).

b) Die Wasserlinie (Konstruktionswasserlinie)  $KWL$ , die obere Begrenzungsfläche der Überwasserform, ist ihrer Form nach wesentlich von dem Verhältnis  $L : B$  abhängig und somit besonders auf die Geschwindigkeit und Stabilität des Schiffes von Einfluß.

Indem man bei Handelsschiffen mit geringerer Geschwindigkeit den mittleren, breitesten Bereich der Wasserlinie über eine größere Länge ausdehnt und dafür die Enden spitzer (schärfer) ausführt, wird die Stabilität vergrößert; zugleich werden, da von der Form der oberen Wasserlinie auch die der übrigen in gewissem Grade abhängt, diese an den Enden scharf, wodurch der Widerstand des Schiffes verringert, die Geschwindigkeit erhöht wird. Bei allen Schiffen mit großer Geschwindigkeit ist anzustreben, die Wasserlinie ohne parallelen Mittelteil auszuführen.

Der Schwerpunkt der Wasserlinie, für welchen man in der Regel annimmt, daß durch ihn die Querachse geht, um welche sich das Schiff bei Stampfbewegungen dreht, ist für den Trimm und die Bewegungen des Schiffes im Seegang von Bedeutung. Liegt der Schwerpunkt nicht senkrecht über dem Form- und Gewichtschwerpunkt, so werden die Stampfbewegungen des Schiffes von einem beständigen Fallen und Steigen des Gewichtschwerpunktes begleitet sein. Solche Tauchschwingungen sind für die auf dem Schiffe befindlichen Personen unangenehm und haben schädlichen Einfluß auf die Verbände des Schiffes und die Schiffsgeschwindigkeit.

Im allgemeinen liegt der Wasserlinienschwerpunkt auf 0,01 bis 0,05  $L$  hinter der Mitte und auch hinter dem Formschwerpunkt (siehe S. 48), da die Spanten des Vorschiffs im Bereiche der Wasserlinie weniger auszufallen pflegen als die des Hinterschiffes.

(Angenäherte Bestimmung der Lage des Wasserlinienschwerpunktes siehe die Normandschen Annäherungsformeln und ihre Anwendung.)

Der **Völligkeitsgrad, Schärfegrad der Wasserlinie**,  $\alpha = \frac{KWL}{L \cdot B}$  (s. S. 31),

liegt in der Regel zwischen 0,7 und 0,8 und geht nur bei sehr schnellen und scharfen Schiffen (Panzerkreuzern, Torpedobooten) unter, bei sehr völligen Schiffen (flachgehenden Flußfahrzeugen) über diese Grenzwerte hinaus. Bei sehr langen Schiffen kann unbeschadet der Schärfe des Schiffes eine größere Völligkeit gewählt werden.

### c) Das Haupt- (oder Null-) Spant $\boxtimes$

liegt meist, wenn auch nicht immer, an der Stelle der größten Breite und in der Nähe der Mitte der Schiffslänge. Steinhaus<sup>1)</sup> empfiehlt, das Hauptspant bei Segelschiffen etwa  $\frac{1}{15}$  bis  $\frac{1}{18}$   $L$  vor die Mitte zu legen. Bei scharfen Schiffen und

<sup>1)</sup> Steinhaus: Schiffsbaukunst Bd. I, S. 9.

kleineren, sehr steuerlastigen Fahrzeugen liegt es jedoch etwas hinter der Mitte, und zwar gibt Dixon Kemp <sup>1)</sup> für Segeljachten hierfür  $\frac{1}{20} L$  an. Dasselbe gilt von scharfen Dampfschiffen, welche kein eigentliches Mittelschiff besitzen.

Die Form des Hauptspants bestimmt in gewissen Grenzen auch die Form der anderen Spanten und somit die Gesamtform des Unterwasserschiffes; es ist also in hohem Grade für die wichtigsten See-Eigenschaften des Schiffes maßgebend. Runde Formen, namentlich in der Nähe der Wasserlinie, geben im allgemeinen langsame und sanfte, flacher Boden und steile oder gar nach oben ausfallende Seitenwände dagegen schnelle und heftige Rollbewegungen.

Ein völliges Hauptspant macht das Schiff geeignet zur Aufnahme von Ladung, wogegen scharfe Spantform geringere Ladefähigkeit, aber gute Segel-eigenschaften verleiht. Daher haben Flußdampfer und flachgehende Schiffe sowie auch Handelsdampfer meist sehr völlige, Segelschiffe, namentlich Jachten, scharfe Hauptspante.

Der Schwerpunkt des Hauptspants ist insofern von Bedeutung, als seine Lage einen ungefähren Anhalt für die Lage des Formschwerpunktes der Höhe nach gibt; als Grenzfälle sind solche Formen zu betrachten, bei denen die Querschnitte Rechtecke, und solche, bei denen sie Dreiecke sind; da die Schwerpunkte aller Spanten in diesen beiden Fällen auf  $\frac{1}{2}$  und  $\frac{1}{3} T$  unter der Wasserlinie liegen, so liegt auch der Verdrängungsschwerpunkt im allgemeinen zwischen  $0,45 T$  und  $0,32 T$  (vgl. Abschnitt Stabilität).

Der Flächeninhalt des Hauptspants spielt eine Rolle bei der Beurteilung des Schiffswiderstandes und der Maschinenleistung (vgl. Abschnitt Schiffswiderstand).

Der **Völligkeitsgrad, Schärfegrad des Hauptspants**,  $\beta = \frac{\text{X}}{B \cdot T}$  (s. S. 31), schwankt in der Regel zwischen 0,7 und 0,98; letztere Grenze wird für völlig gebaute Schiffe (Küstenpanzerschiffe, Flußdampfer, Frachtdampfer) angewandt; bei Segeljachten geht dieser Völligkeitsgrad bisweilen bis zu 0,5 hinab.

**Decksbucht.** Die obere Begrenzung der Spantflächen bildet die gewölbte Deckslinie. Ihre Wölbung, die Decksbucht, beträgt im X in der Mitte gewöhnlich  $\frac{1}{50}$  der Breite  $B$  und nimmt, in der Form (Stärke der Rundung) gleichbleibend, nach vorn und hinten, entsprechend der Breitenverminderung, allmählich ab. Bei Kriegsschiffen wird die Decksbucht geringer ausgeführt.

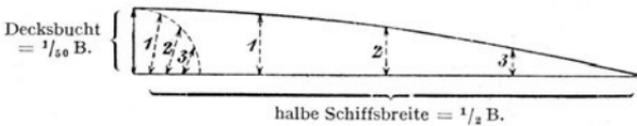


Abb. 52.

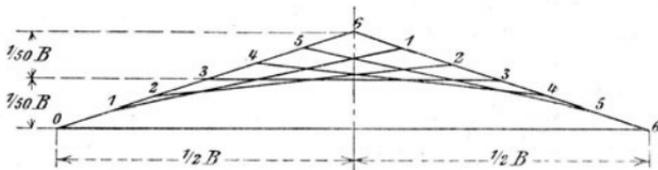


Abb. 53.

Der Verlauf der Balkenbucht kann nach Abb. 52 oder 53 bestimmt werden. Das erste Verfahren ist das einfachere und gebräuchlichere. Für Frachtschiffe mit breiten Luken empfiehlt es sich, um das Biegen der Deckbalken neben den

<sup>1)</sup> Dixon Kemp: Yacht Architecture S. 157.

Luken zu ersparen, das Deck neben den Luken gerade, aber mit einer dachförmigen Neigung auszuführen und zwischen den Luken im Bereich der Lukenbreite ein kreisbogenförmig gewölbtes Deck anzuordnen, welches an die geneigten Seiten tangiert. Die Konstruktion der zugehörigen Decksbucht ergibt sich nach Abb. 54,

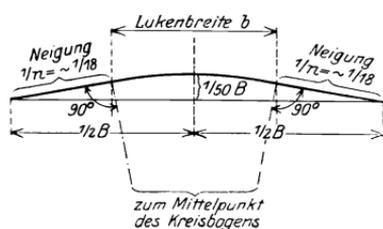


Abb. 54.

in welcher die Seiten eine Neigung von 1 : 18 haben. Der Mittelpunkt des Kreisbogens wird durch Errichten von Loten auf den schrägen Seitenlinien gefunden und dann der Kreisbogen gezogen. Wählt man  $n$  etwa = 18, so wird sich bei normalen Verhältnissen eine Decksbucht von ungefähr  $1/50$  Decksbreite ergeben. Soll die Decksbucht wie üblich genau  $1/50$  Decksbreite betragen, so sind auf der Grundlinie etwa 6 bis 8 Ordinaten zu errichten und auf ihnen die richtigen Ordinaten

im Verhältnis der gewünschten Decksbucht zu der bei einer Neigung von  $1/18$  gefundenen abzutragen.

In denjenigen Fällen, in welchen der Zweck der Decksbucht, dem Wasser ein schnelles Abfließen nach den Entwässerungsöffnungen zu ermöglichen, hinfällig wird (bei Decks im Unterschliff und bei Decks, die ganz mit Kammer-einrichtung bebaut sind), empfiehlt es sich, mit Rücksicht auf die einfachere und billigere Bauweise, in der Querrichtung ebene Decks anzuwenden, namentlich auch in großen Sälen, wo die Decksbucht das Gehen unsicher macht und das Gesamtbild des Raumes störend beeinflusst.

### 3. Verdrängung, ihr Völligkeitsgrad und Schwerpunkt.

Die Größe der aus den Hauptmaßen  $L$ ,  $B$  und  $T$  zu berechnenden Verdrängung hängt noch ab von dem Schärfegrad oder Völligkeitsgrad der Verdrängung:  $\delta = \frac{V}{L \cdot B \cdot T}$  (s. S. 31).

Für die Ermittlung des Völligkeitsgrades  $\delta$  betrachtet man den eingetauchten Teil der Schiffsförm als eine geschlossene geometrische Form ohne Rücksicht auf die sogenannten Anhänge: Kiel, Schlingerkiele, Dockkiele, Steven, Ruder, Schrauben, Wellenböcke, Wellenhosen u. a. m., welche für sich gerechnet und jener Form hinzugezählt werden.

Bei stählernen Schiffen pflegt man auch die Außenhaut zunächst unberücksichtigt zu lassen (als Anhang zu behandeln), also auf Außenkante Spanten zu rechnen; bei hölzernen oder holzbeplankten (Komposit-) Schiffen, wo die Außenhaut wegen ihrer größeren Dicke einen bedeutenden Teil der Verdrängung ausmacht, rechnet man gleich auf Außenkante Planken.

Die Verdrängung der Planken beträgt ungefähr 0,05 bis 0,08  $V$  für eichene, 0,06 bis 0,09  $V$  für kieferne Planken; oder sie ist zu berechnen aus  $Vp = V_s \left(1 + \frac{3p}{b}\right)$ , worin  $p$  die mittlere Plankendicke,  $b$  die halbe Schiffsbreite auf Spanten in Metern bedeutet. Die Verdrängung der Außenhaut bei stählernen Schiffen einschl. Kiel, Steven, Ruder usw. beträgt unten rd. 1 vH, oben rd. 0,7 vH, im Mittel rd. 0,8 vH der Verdrängung auf Spanten (bei gejogelten Platten im Mittel nur 0,5 vH), bei Doppelschraubenschiffen rd. 1 vH im Mittel einschl. Wellenhosen.

Der Völligkeitsgrad der Verdrängung bildet ein Maß für die Schärfe des Schiffes unter Wasser und läßt im allgemeinen ein Urteil über den Fassungsraum und die Tragfähigkeit des Schiffes zu.

Es ist hierbei zu bedenken, daß dieses Maß nicht die wirkliche Zuspärführung des Vorder- oder Hinterschiffes nach den Enden zu bestimmt, da sehr lange Schiffe bei verhältnismäßig hohen Völligkeitsgraden scharfe Linien zeigen, während kurze Schiffe bei gleichem  $\delta$  höchst plump ausfallen können,

so daß  $\delta$  nur unter ähnlichen Formverhältnissen ein Vergleichsmaß abgeben kann.

Im allgemeinen schwanken die Völligkeitsgrade zwischen den Grenzen 0,4 und 0,8. Die untere Grenze tritt bei Jachten und kleineren Fahrzeugen, die obere bei Flußschiffen und flachgehenden Seefrachtschiffen auf.

Prähme, Leichterfahrzeuge, Fähren und ähnliche Schiffsgefäße werden häufig mit noch höherem Völligkeitsgrad, der bis nahe an 1 steigt, gebaut.

Gebräuchliche Völligkeitsgrade für die Verdrängung, zusammen mit solchen für die Wasserlinie und das Hauptspant, sind auf S. 46/47 und 48 zusammengestellt <sup>1)</sup>.

Äußerste Grenzen sind:

Motorrennboote . . . . .	$\delta = 0,14$
Sehr scharfe Segeljachten. . . . .	$\delta = 0,27$
Sehr völlige Fahrzeuge (Prähme u. dgl.) . . . . .	$\delta = 0,90$ u. darüber.

Mittlere günstige Völligkeitsgrade für Schiffe verschiedener Größe und Geschwindigkeit sind in Abb. 55 wiedergegeben <sup>2)</sup>; sie sind jedoch nur unter

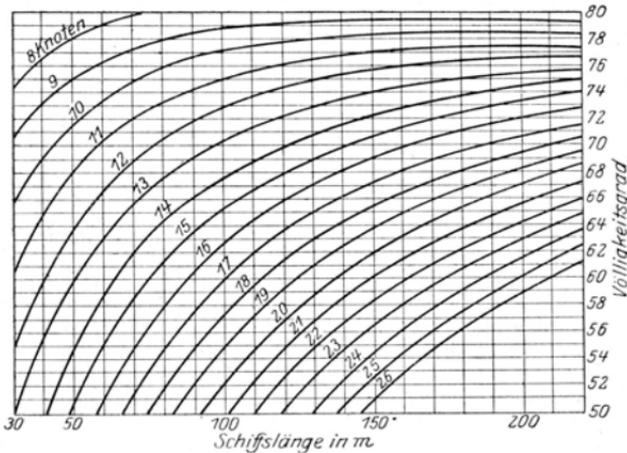


Abb. 55.

der Voraussetzung verwendbar, daß das betreffende Schiff ein seiner Länge entsprechendes mittleres Verhältnis von Länge zur Breite hat.

Der zweckmäßige Völligkeitsgrad von Schiffen ist kein absoluter Wert, da letzten Endes nicht ein Optimum an Gesamttragfähigkeit bei geringer Maschinenleistung erzielt werden soll, sondern ein Optimum an Nutzladungstragfähigkeit für eine bestimmte Reisestrecke. Hierbei ist das Gewicht der Brennstoffe von erheblichem Einfluß, und man muß deshalb den Völligkeitsgrad von Dampfern für weite Reisestrecken schärfer wählen als für kurze (bei Motorschiffen spielt die Reiselänge in dieser Beziehung bei Frachtschiffen mäßiger Geschwindigkeit kaum eine Rolle). Küstenschiffe werden im allgemeinen etwa 0,02 bis 0,03 *L. B. T.* völliger gehalten als Schiffe für mittlere Reiselängen <sup>3)</sup>.

Außer den drei genannten Völligkeitsgraden  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\delta$  spielt noch das Verhältnis der Verdrängung zum Rauminhalt eines Zylinders von der Länge des

<sup>1)</sup> Vgl. auch die Tabelle a. S. 46/47 und die Liste ausgeführter Schiffe im Anhang.

<sup>2)</sup> Aus Shipbuilding and Shipping Record 24. V. 1923, zusammengestellt nach Mittelwerten von Hamilton, Hillhouse und Lovett.

<sup>3)</sup> Calder: Notes on the Design of Coasters. Vortrag vor der Institution of Naval Architects. London: April 1927.

Schiffes und dem überall gleichen Querschnitt des Hauptspants eine Rolle als der Völligkeitsgrad der Spantflächenskala (s. S. 31 u. 83)

$$\varphi = \frac{V}{\overline{\sigma} \cdot L} = \frac{L \cdot B \cdot T \cdot \delta}{B \cdot T \cdot \beta \cdot L} = \frac{\delta}{\beta}.$$

Dieser Wert gibt deutlicher als der Völligkeitsgrad  $\delta$  das Maß der Zuschärfung des Schiffes nach den Enden hin an und stellt gewissermaßen den mittleren Völligkeitsgrad aller Wasserlinien dar.

**Mittlerer Zuschärfungswinkel der Schiffsenden.** Man muß sich darüber klar sein, daß der Schärfegrad des Schiffskörpers, wie er durch  $\delta$  bzw. durch  $\varphi$  gekennzeichnet wird, keineswegs ein Maß über die eigentliche Zuschärfung der Schiffsenden darstellt, da außer diesen Völligkeitsgraden noch das Verhältnis  $L : B$  eine wesentliche Rolle spielt. Der Zusammenhang ist ohne weiteres daraus ersichtlich, daß sich die Werte von  $\delta$  und  $\varphi$  vergrößern, wenn man ein Schiff durch Zusammenfügung eines Mittelteiles verlängert, dabei wird in solchem Falle die eigentliche Zuschärfung der Enden nicht verändert und der Widerstand, bezogen auf die Einheit der Verdrängung, verringert, selbst wenn der Einfluß der Vergrößerung abgerechnet wird. Aus diesen Zusammenhängen heraus hat man in England<sup>1)</sup> vorgeschlagen, den mittleren Zuschärfungswinkel aller Wasserlinien als Maß der Schärfe eines Schiffes zu betrachten. Dieser Winkel ist gegeben durch:

$$\operatorname{tg} \frac{\xi}{2} = \frac{B \cdot \beta}{2L(1 - \varphi)},$$

worin  $\xi/2$  den mittleren Winkel aller Wasserlinien mit der Mittschiffsebene darstellen würde, wenn man das Schiff bei gleichbleibender Verdrängung und gleichen Hauptabmessungen in eine Form bringen würde, die aus einem Parallelepiped mit zwei gleichmäßig zugeschärften Keilenden besteht (Kirksches Blockmodell). In dieser Formel kommt das Verhältnis  $L : B$  voll zur Geltung. Tatsächlich schließen die Werte von  $\delta$  und  $\varphi$  für große und kleine Schiffe gänzlich verschiedene Zuschärfung der Schiffsenden ein, weil bei großen Schiffen durchweg ein größeres  $L : B$  vorhanden ist; Völligkeitsgrade  $\delta$  von 0,76 zeigen bei kleinen Schiffen etwa gleiche Zuschärfungswinkel wie Völligkeitsgrade von 0,80 bei großen Schiffen, weil das normale Längenverhältnis  $L : B$  bei ihnen gleich 6,5 : 1 ist gegen 8 : 1 bei großen Schiffen. Der Nachteil der Bemessung der Schiffschärfe nach dem mittleren Zuschärfungswinkel liegt darin, daß er dem Vorstellungsvermögen schlechter zugänglich ist als ein prozentualer Völligkeitsgrad. Vergleichswerte für prozentualen Völligkeitsgrad und mittleren (halben) Zuschärfungswinkel der Schiffsenden zeigt unter Zugrundelegung normaler zusammengehöriger Werte von  $\delta$  und  $\beta$  die folgende Tabelle in Abhängigkeit von dem Verhältnis  $L : B$ :

$\delta$	$\beta$	$\varphi$	$L : B = 5$	$L : B = 6$	$L : B = 7$	$L : B = 8$	$L : B = 9$	$L : B = 10$
0,60	0,925	0,650	$\xi = 14^\circ 50$	$\xi = 12^\circ 24$	$\xi = 10^\circ 40$	$\xi = 9^\circ 20$	$\xi = 8^\circ 20$	$\xi = 7^\circ 30$
0,62	0,930	0,667	$15^\circ 35$	$13^\circ 05$	$11^\circ 17$	$9^\circ 53$	$8^\circ 50$	$7^\circ 57$
0,64	0,935	0,685	$16^\circ 25$	$13^\circ 50$	$11^\circ 58$	$10^\circ 29$	$9^\circ 23$	$8^\circ 26$
0,66	0,940	0,703	$17^\circ 22$	$14^\circ 41$	$12^\circ 43$	$11^\circ 09$	$9^\circ 59$	$8^\circ 58$
0,68	0,945	0,720	$18^\circ 25$	$15^\circ 38$	$13^\circ 34$	$11^\circ 54$	$10^\circ 39$	$9^\circ 33$
0,70	0,950	0,737	$19^\circ 37$	$16^\circ 43$	$14^\circ 31$	$12^\circ 44$	$11^\circ 24$	$10^\circ 13$
0,72	0,955	0,754	$20^\circ 57$	$17^\circ 56$	$15^\circ 35$	$13^\circ 41$	$12^\circ 15$	$10^\circ 59$
0,74	0,960	0,771	$22^\circ 28$	$19^\circ 18$	$16^\circ 47$	$14^\circ 45$	$13^\circ 12$	$11^\circ 51$
0,76	0,965	0,788	$24^\circ 10$	$20^\circ 50$	$18^\circ 09$	$15^\circ 57$	$14^\circ 17$	$12^\circ 50$
0,78	0,970	0,804	$26^\circ 07$	$22^\circ 34$	$19^\circ 40$	$17^\circ 20$	$15^\circ 31$	$13^\circ 57$
0,80	0,975	0,821	$28^\circ 20$	$24^\circ 29$	$21^\circ 24$	$18^\circ 52$	$16^\circ 55$	$15^\circ 14$
0,82	0,980	0,837	$30^\circ 50$	$26^\circ 40$	$23^\circ 20$	$20^\circ 38$	$18^\circ 31$	$16^\circ 42$

<sup>1)</sup> Siehe „Hansa“, Deutsche nautische Zeitschr. 8 XI. 1919.

Ebenso wie die Zuschärfung des Schiffes nach den Enden durch den Hauptspantzylinder kann man auch die Zuschärfung nach dem Boden hin durch den Wasserlinienzylinder ausdrücken und erhält dann den Völligkeitsgrad der Schwimmflächenskala (s. S. 31 u. 86)

$$\lambda = \frac{V}{KWL \cdot T} = \frac{L \cdot B \cdot T \cdot \delta}{L \cdot B \cdot \alpha \cdot T} = \frac{\delta}{\alpha}.$$

Dieser würde in entsprechender Weise als mittlerer Völligkeitsgrad aller Spanten anzusehen sein.

Ferner wird vielfach als Vergleichsmaß für die Schärfe zweier Schiffe gleicher Größe der Wert  $\sqrt[3]{\frac{V}{L}}$  berechnet, d. h. das Verhältnis der Seite eines mit der Verdrängung raumgleichen Würfels zur Schiffslänge.

**Beziehungen der Völligkeitsgrade untereinander**<sup>1)</sup>. Die Völligkeitsgrade der Verdrängung, der Wasserlinie und des Hauptspants dürfen nicht ganz willkürlich und unabhängig voneinander gewählt werden, weil sonst unzuweckmäßige Schiffformen entstehen können.

Nach Normand<sup>2)</sup> erhält man gute Verhältnisse, wenn man setzt:

$$\delta = \kappa \cdot \alpha \cdot \beta,$$

wobei  $\kappa$  ein nach ähnlichen Schiffen zu bestimmender Wert ist, der etwa zwischen den Grenzen 0,82 bis 0,96, am häufigsten zwischen 0,85 bis 0,87 liegt.

$$\kappa = \frac{\delta}{\alpha \cdot \beta} = \frac{V}{\alpha \cdot L \cdot \alpha} = \frac{\varphi}{\alpha} \quad \text{oder} \quad = \frac{V}{KWL \cdot T \cdot \beta} = \frac{\lambda}{\beta}$$

ist das Verhältnis zwischen der Verdrängung und dem Rauminhalt eines Schiffkörpers mit derselben Oberwasserlinie und demselben Hauptspant, aber mit Wasserlinien und Spantquerschnitten, die sämtlich der Oberwasserlinie und dem Hauptspant geometrisch ähnlich sind.

Ein anderes Verhältnis gibt Riehn an<sup>3)</sup>, nämlich:

$$\alpha = 1,65 \frac{\delta}{\beta} - 0,8 \left( \frac{\delta}{\beta} \right)^2 = 1,65 \varphi - 0,8 \varphi^2.$$

Da  $\kappa$  nur zwischen engen Grenzen schwankt, so ist mit zweien der Werte  $\alpha, \beta, \delta$  der dritte schon ziemlich genau bestimmt. Für die Wahl von  $\alpha$  und  $\beta$  beachte man:

1. Eine völlige Wasserlinie und ein scharfes Hauptspant ( $\alpha$  groß,  $\beta$  klein) gibt große Stabilität, geringen Laderaum und eignet sich besonders für Segelschiffe.

2. Eine völlige Wasserlinie und ein völligeres Hauptspant ( $\alpha$  und  $\beta$  groß) gibt geringere Stabilität, aber große Ladefähigkeit, eignet sich deshalb für Dampfer mit viel Ladung für kleinere Reisen, namentlich Küstenfahrer.

3. Eine scharfe Wasserlinie und ein völligeres Hauptspant ( $\alpha$  klein,  $\beta$  groß) gibt geringe Stabilität und großen Laderaum, eignet sich daher besonders für Flußdampfer, in geringerem Grade auch für große Fracht- und Fahrgastdampfer.

4. Eine scharfe Wasserlinie und ein scharfes Hauptspant ( $\alpha$  und  $\beta$  klein) gibt geringe Stabilität und geringen Laderaum, eignet sich infolgedessen in erster Reihe für Segeljachten, Lotsenfahrzeuge, bei denen die Stabilität durch Ballast vergrößert wird.

<sup>1)</sup> Siehe Simpson: Naval Constructor S. 47.

<sup>2)</sup> Vgl. die Normandschen Annäherungsformeln.

<sup>3)</sup> Siehe Z. V. d. I. 1884, S. 349.

## Formverhältnisse

## Tabelle aus-

## I. Handelsschiffe (s. a. die

Lfd. Nr.	Schiffsgattung	Verdrängung $V$ m <sup>3</sup>	Anhänge in vH der Verdrängung	Geschwindigkeit $\mathfrak{B}$ kn	L : B	T : B	L : H	T : H
1	Großer Pers.-(Schnell-)Dampfer	55 650	1,68	22,5	9,06	0,351	14,38	0,558
2	" " " "	33 900	1,25	18,0	9,78	0,420	12,58	0,602
3	" " " "	24 910	1,00	18,5	7,845	0,382	12,72	0,619
4	" " " "	22 000	2,00	23,5	9,892	0,420	14,89	0,632
5	Großer Fracht- u. Pers.-Dampf.	24 470	1,11	15,0	9,038	0,497	14,33	0,789
6	" " " "	19 050	0,90	12,3	9,036	0,449	14,88	0,692
7	" " " "	15 000	1,02	15,5	8,733	0,480	14,19	0,779
8	" " " "	13 340	0,94	12,5	8,296	0,476	13,78	0,791
9	" " " "	10 600	1,01	16,0	8,580	0,471	11,75	0,644
10	Großer Frachtdampfer . . . . .	16 230	0,70	11,8	8,055	0,450	13,34	0,746
11	" " " " . . . . .	13 950	0,65	13,0	7,728	0,438	11,94	0,676
12	" " " " . . . . .	12 100	0,66	11,0	7,522	0,412	13,70	0,750
13	" " " " . . . . .	8 860	0,70	11,0	7,148	0,440	11,248	0,693
14	" " " " . . . . .	8 560	0,75	12,9	7,265	0,495	12,925	0,881
15	" " " " . . . . .	7 170	0,75	11,0	7,961	0,495	12,89	0,805
16	Kleinerer Frachtdampfer . . . . .	4 600	—	10,5	7,40	0,462	12,70	0,792
17	" " " " . . . . .	3 400	—	9,0	7,65	0,585	10,10	0,772
18	Rhein-Seedampfer . . . . .	1 600	—	9,0	6,60	0,300	16,92	0,770
19	Fischdampfer . . . . .	400	—	10,0	5,30	0,458	9,25	0,800
20	Lotendampfer . . . . .	365	—	9,1	5,20	0,436	8,35	0,700
21	Schleppdampfer . . . . .	340	—	12,1	5,11	0,429	7,70	0,645
22	Eisbrecher . . . . .	700	—	12,0	3,48	0,333	7,18	0,682
23	Kleiner Revierdampfer . . . . .	130	—	12,0	6,23	0,267	14,00	0,596
24	Flußfrachtdampfer m. Schraub.	400	—	—	7,38	0,327	20,04	0,886
25	Flußraddampfer für Personen	520	—	13,5	10,10	0,143	25,50	0,400
26	" " " " . . . . .	360	—	13,5	10,80	0,136	24,00	0,300
27	Flußradschlepper . . . . .	795	—	—	7,831	0,313	20,00	0,900
28	" " " " . . . . .	212	—	10,5	6,67	0,200	15,93	0,478
29	Heckraddampfer . . . . .	144	—	9,0	8,06	0,112	24,00	0,333
30	" " " " . . . . .	43	—	8,0	4,80	0,105	22,80	0,500
31	Barkassen . . . . .	28	—	9,75	4,57	0,356	8,00	0,650
32	" " " " . . . . .	20	—	8,2	4,60	0,400	9,93	0,860
33	" " " " . . . . .	16	—	12,0	5,05	0,308	10,00	0,615
34	Segelschiff (Fünfmastbark)	8 230	0,70	—	7,23	0,486	11,20	0,766
35	" (Viermastbark)	6 630	0,71	—	6,702	0,485	11,23	0,815
36	" (Viermastbark)	6 080	0,71	—	6,77	0,491	10,71	0,780
37	" (Vollschiff)	3 750	0,80	—	6,35	0,510	9,78	0,785
38	Schulschiff ( " ) . . . . .	2 146	1,02	—	5,60	0,390	9,57	0,667
39	Logger . . . . .	150	—	—	4,28	0,400	7,37	0,680
40	Seeleichter . . . . .	920	0,70	—	5,51	0,363	12,50	0,823

## II. Kriegs-

	Konstr. Deplacement $D_1$ m <sup>3</sup>							
1	Linienfahrer . . . . .	26 000	—	22,1	5,952	0,282	14,28	0,678
2	Große Kreuzer . . . . .	24 000	—	27,5	6,842	0,287	16,05	0,672
3	Kleine Kreuzer . . . . .	4 900	—	28,0	10,150	0,354	16,40	0,577
4	Große Torpedoboote . . . . .	1 800	—	35,75	10,370	0,345	17,20	0,574
5	Kleine Torpedoboote . . . . .	700	—	32,5	9,850	0,305	17,50	0,545
6	Kanonenboote . . . . .	1 140	—	14,0	6,568	0,304	13,01	0,602

<sup>1)</sup> Hauptmaße, Schwerpunktlagen und Verdrängung gelten für die Unterwasserform auf Spanen ohne Anhänge; als Anhänge gelten in Spalte 2 die Außenhaut, Wellenaustriebe, Wellenböcke, Wellenhosen, Seitenkiele. Für die Kriegsschiffe ist unter  $D_1$  die Verdrängung mit Außenhaut

## der Schiffe.

geführter Schiffe<sup>1)</sup>.

Schiffsliste im Anhang).

$\sqrt[3]{V}$ : L	F hinter $\frac{1}{2}L$	F unter KWL	KWL- $\odot$ hinter $\frac{1}{2}L$	$\delta$	$\alpha$	$\beta$	$\delta : \alpha$	$\gamma =$ $\delta : \beta$	$\kappa =$ $\frac{\delta}{\alpha \cdot \beta}$	Lfd. Nr.
	a: L	b: T	c: L							
0,138	0,040	0,443	0,420	0,617	0,770	0,961	0,801	0,642	0,833	1
0,157	0,005	0,542	0,127	0,710	0,820	0,957	0,866	0,742	0,905	2
0,147	0,008	0,450	0,003	0,678	0,815	0,960	0,832	0,706	0,868	3
0,139	0,023	0,430	0,045	0,624	0,749	0,949	0,833	0,658	0,878	4
0,162	-0,004	0,462	0,008	0,758	0,866	0,948	0,875	0,800	0,923	5
0,157	-0,002	0,447	0,003	0,746	0,858	0,933	0,870	0,800	0,932	6
0,168	-0,007	0,458	0,006	0,750	0,863	0,951	0,869	0,789	0,915	7
0,174	-0,002	0,471	0,004	0,758	0,844	0,981	0,898	0,773	0,915	8
0,161	0,018	0,450	0,040	0,625	0,799	0,905	0,783	0,691	0,866	9
0,177	-0,010	0,490	-0,005	0,810	0,845	0,982	0,959	0,825	0,976	10
0,177	-0,007	0,506	-0,004	0,747	0,804	0,983	0,929	0,760	0,945	11
0,178	-0,006	0,477	0,001	0,780	0,843	0,949	0,925	0,822	0,975	12
0,187	-0,006	0,484	-0,009	0,756	0,824	0,975	0,918	0,776	0,942	13
0,191	-0,010	0,485	-0,004	0,738	0,810	0,985	0,911	0,750	0,925	14
0,178	-0,007	0,456	0,001	0,727	0,847	0,963	0,859	0,755	0,891	15
0,187	0,000	0,457	0,006	0,771	0,876	0,967	0,880	0,798	0,888	16
0,187	0,003	0,460	0,003	0,655	0,817	0,937	0,804	0,699	0,858	17
0,178	0,000	0,487	0,013	0,809	0,873	0,996	0,927	0,812	0,930	18
0,198	0,003	0,350	0,014	0,460	0,720	0,750	0,640	0,615	0,854	19
0,196	0,003	0,332	0,006	0,485	0,770	0,740	0,631	0,657	0,850	20
0,197	0,010	0,355	0,060	0,465	0,717	0,800	0,650	0,581	0,810	21
0,230	0,035	0,380	0,050	0,465	0,745	0,800	0,625	0,582	0,780	22
0,159	0,012	0,450	0,060	0,578	0,717	0,975	0,807	0,593	0,827	23
0,163	0,056	0,490	0,100	0,778	0,814	0,980	0,956	0,796	0,975	24
0,096	0,002	0,495	0,003	0,634	0,731	0,987	0,870	0,645	0,880	25
0,089	0,003	0,489	0,003	0,620	0,750	0,950	0,826	0,653	0,870	26
0,143	0,002	0,490	0,006	0,844	0,875	0,994	0,961	0,846	0,967	27
0,149	0,002	0,490	0,006	0,737	0,860	0,960	0,860	0,768	0,900	28
0,112	0,020	0,493	0,020	0,815	0,860	0,997	0,948	0,844	0,991	29
0,155	-0,003	0,467	0,000	0,770	0,879	0,993	0,875	0,770	0,880	30
0,189	-0,001	0,345	0,000	0,347	0,678	0,634	0,513	0,547	0,808	31
0,195	0,012	0,344	0,020	0,403	0,742	0,664	0,543	0,615	0,839	32
0,157	0,012	0,316	0,020	0,415	0,676	0,715	0,616	0,581	0,856	33
0,187	-0,018	0,445	0,003	0,693	0,831	0,942	0,834	0,736	0,886	34
0,196	-0,008	0,426	0,003	0,692	0,828	0,907	0,836	0,763	0,921	35
0,194	-0,008	0,443	0,004	0,686	0,830	0,932	0,826	0,736	0,887	36
0,206	-0,008	0,440	0,005	0,677	0,839	0,928	0,807	0,730	0,870	37
0,184	-0,009	0,383	0,002	0,503	0,744	0,759	0,676	0,663	0,891	38
0,252	-0,017	—	—	0,545	0,810	0,770	0,674	0,700	0,865	39
0,211	-0,010	0,471	0,008	0,791	0,896	0,974	0,883	0,812	0,906	40

schiffe.

$\sqrt[3]{D_1}$ : L							$\delta : \beta$	$\frac{\delta}{\alpha \cdot \beta}$		
0,169	0,007	0,457	0,031	0,593	0,707	0,975	0,839	0,610	0,862	1
0,148	0,012	0,438	0,038	0,506	0,650	0,942	0,778	0,537	0,829	2
0,121	0,004	0,585	0,026	0,512	0,716	0,902	0,715	0,567	0,795	3
0,120	0,006	0,417	0,024	0,539	0,734	0,837	0,735	0,645	0,878	4
0,117	0,006	0,393	0,028	0,512	0,712	0,794	0,720	0,646	0,910	5
0,156	0,013	0,425	0,029	0,533	0,698	0,893	0,765	0,596	0,855	6

und Anhängen angegeben. L ist die Länge in der KWL, H ist die Seitenhöhe bis zum obersten durchlaufenden Deck,  $\delta$  entspricht der Verdrängung ohne Außenhaut und Anhänge.

Passende Werte von  $\delta$  und  $\beta$ .

$\delta$	$\beta$	$\delta : \beta$
0,35	0,55—0,62	0,637—0,565
0,40	0,65—0,72	0,616—0,556
0,45	0,75—0,80	0,600—0,562
0,50	0,83—0,87	0,603—0,575
0,55	0,88—0,91	0,568—0,605
0,60	0,91—0,94	0,660—0,638
0,65	0,93—0,95	0,701—0,685
0,70	0,94—0,96	0,745—0,730
0,75	0,95—0,97	0,790—0,773
0,80	0,96—0,98	0,833—0,817

Nach Bauer<sup>1)</sup> sind nebenstehende Werte von Völligkeitsgraden zu empfehlen.

Zur Beachtung: Schiffe mit einem  $\delta : \beta > 0,66$  erhalten einen parallelen Mittelteil, dessen Länge mit zunehmendem  $\delta : \beta$  wächst. In Rücksicht hierauf ist der Wert für  $\beta$  zu wählen, wenn er sich nicht aus den dem Entwurf vorausgehenden Rechnungen bereits ergeben hat. Die Länge und Längelage des bei völligen Schiffen vorkommenden parallelen Mittelteils ist für die Geschwindigkeit des Schiffes von Bedeutung; Angaben hierüber befinden sich in dem in der Fußnote bezeichneten Buch von Bauer.

Passende Werte von  $\frac{\delta}{\beta}$  und  $\alpha$ .

$\frac{\delta}{\beta}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	$\alpha$									
0,5	0,650	0,657	0,664	0,671	0,678	0,686	0,693	0,699	0,706	0,713
0,6	0,720	0,727	0,735	0,742	0,748	0,755	0,762	0,770	0,778	0,784
0,7	0,791	0,798	0,805	0,812	0,819	0,826	0,834	0,840	0,848	0,854
0,8	0,862	0,868	0,875	0,882	0,890	0,897	0,904	0,910	0,917	0,924
0,9	0,931	0,938	0,945	0,952	0,958	0,965	0,972	0,979	0,987	0,994

Die Werte der Tabelle sind durch die Formel  $\alpha = 0,7 \frac{\delta}{\beta} + 0,3$  bestimmt. Wird mehr Wert auf große Geschwindigkeit gelegt, so wähle man  $\alpha$  etwas kleiner, wird mehr Wert auf große Stabilität gelegt, oder bedingt die Konstruktion des Schiffes eine sehr hohe Lage des Gewichtsschwerpunktes, so wähle man  $\alpha$  etwas größer, als die Tabelle angibt.

Gebräuchliche Mittelwerte verschiedener Schiffsklassen siehe Tabelle S. 46 u. 47.

Der **Schwerpunkt der Verdrängung** (Formschwerpunkt) —  $F$  — spielt eine wichtige Rolle für die Schwimmlage, die Schiffsgeschwindigkeit und die Stabilität des Schiffes; er muß deshalb, sobald der Konstruktionsriß vorliegt, genau berechnet, kann aber vorher mit Hilfe der Normandschen Annäherungsformeln (s. diese) aus den Hauptmaßen bestimmt werden.

Er liegt im allgemeinen der Tiefe nach zwischen 0,33 und 0,49  $T$  unter der  $KWL$ .

Er liegt im allgemeinen der Länge nach zwischen 0,05  $L$  hinter bis 0,02  $L$  vor der Mitte des Schiffes. Für Frachtdampfer mit einem Völligkeitsgrad  $\delta = 0,77$  ergibt sich nach Versuchen eine für den Kraftbedarf günstigste Verdrängungsverteilung, wenn der Formschwerpunkt etwa  $1\frac{1}{2}$  bis 2  $vH$  der Länge zwischen den Loten vor Mitte dieser Länge liegt.

Die **Abmessungsverhältnisse von Frachtschiffen** schwanken in verhältnismäßig engen Grenzen. Aus einer größeren Anzahl von Frachtschiffen, die in den Jahren 1910 bis 1925 gebaut worden sind, ist die Abb. 56 ermittelt worden, welche erkennen läßt, wie die mittlere Geschwindigkeit von Frachtschiffen mit zunehmender Größe steigt und wie sich die Abmessungen und Abmessungsverhältnisse ändern; die Verdrängung (in Kubikmetern) ergibt sich für die jeweilige Tragfähigkeit als Produkt der Hauptmaße und des Völligkeitsgrades. Die Werte der Abbildung sind selbstverständlich nur ungefähre, denn sie setzen ein be-

<sup>1)</sup> Bauer, M. H.: Hilfsmittel zur Konstruktion und Berechnung der Schiffslinien. Berlin 1903. Siehe unter Annäherungsformeln und andere Hilfsmittel.

stimmtes Verhältnis von Tragfähigkeit zur Verdrängung voraus; die tatsächlichen Schwankungen dieses Verhältnisses belaufen sich bei kleinen Schiffen auf etwa 9, bei großen Schiffen auf nur etwa 6 vH, sind also je nach Art des Schiffes und der Maschinenanlage ziemlich verschieden. Auch die Abmessungen selbst weichen um etwa  $\pm 10$  vH (bei kleinen Schiffen) bis  $\pm 4$  vH (bei großen Schiffen) von den in der Abbildung gegebenen Mittelwerten ab, der Tiefgang unter Umständen noch

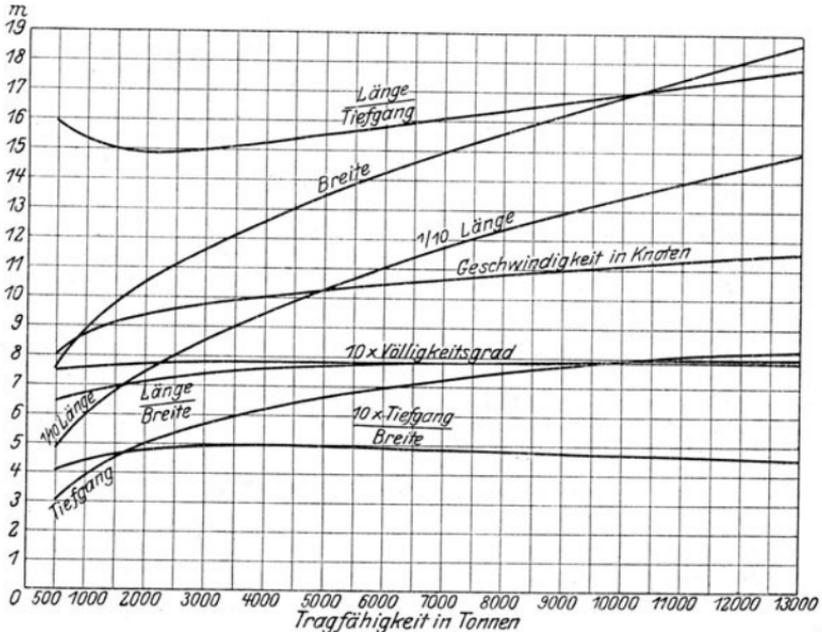


Abb. 56.

mehr. Die Völligkeitsgrade werden neuerdings im allgemeinen etwas (etwa  $\frac{1}{2}$  bis 1 vH) geringer gewählt, als die Abbildung entspricht. Bei Schiffen abweichender Geschwindigkeit kommen selbstverständlich andere Völligkeitsgrade in Frage; einen Anhalt für die Wahl derselben bietet Abb. 55.

## D. Schiffsgewicht.

Zu jedem Entwurf eines Schiffes gehört die Bestimmung seines Gesamtgewichts, übereinstimmend mit dem Gewicht der Wassermenge, welche das fertige, voll ausgerüstete Schiff verdrängen soll.

Letztere, in Raummetern ( $m^3$ ) ausgedrückt, gibt zugleich das Schiffsgewicht in metrischen Tonnen an, wenn das Schiff in Wasser vom spezifischen Gewicht = 1 schwimmt. In Seewasser, dessen spezifisches Gewicht größer ist, taucht das Schiff weniger tief, hat also auch eine geringere Verdrängung (räumlich betrachtet).

Das spez. Gewicht für Seewasser —  $\gamma$  — wird gewöhnlich = 1,025 (Atlantik) gesetzt, für Ostseewasser = 1,015.

Beim Vergleich von Angaben über Schiffe verschiedener Länder ist genau auf die Unterschiede der jeweiligen Einheitsmaße und -gewichte zu achten. Diese sind stets sorgfältig auf deutsches Maß umzurechnen. Die Außerachtlassung dieses Umstandes verursacht oft beträchtliche Fehler und Irrtümer (vgl. Zeitschr. Schiffbau, VIII. Jahrg.: Fehlerquellen bei schiffbautechnischen Berechnungen).

Es empfiehlt sich, bei Benutzung der Bezeichnung „Verdrängung“ stets das Raummaß der verdrängten Wassermenge im Auge zu haben ( $V$  in  $m^3$ ) und bei Gewichtsbetrachtungen für die verdrängte Wassermenge den Begriff „Auftrieb“ ( $A = \gamma \cdot V$  in  $t$ ) zu bevorzugen.

Das ganze Schiffsgewicht zerfällt in:

A. Das Eigengewicht, = Gewicht des Schiffes mit allem Zubehör, aber unbeladen,

B. Die nützliche Zuladung = Gewicht der für den Betriebszweck und die Inbetriebhaltung zu befördernden Personen und Gegenstände.

Ersterem entspricht die ungeladene oder leichte Verdrängung, letzterem die geladene Verdrängung; ebenso die Leicht- und Ladewasserlinie (s. S. 2).

Die leichte Verdrängung ist beim Handelsschiff, sofern keine Veränderung des Eigengewichts durch Umbau vorgenommen wird, gleichbleibend; die geladene wechselt mit dem Gewicht der Ladung, insbesondere wenn die Raumverhältnisse eine volle Ausnutzung des dem Schiffe zukommenden größten Tiefgangs nicht gestatten (Baumwolladung). Bei Kriegsschiffen, bei denen es eine nützliche Zuladung im eigentlichen Sinne nicht gibt, trifft dieser Unterschied nicht zu; das Schiffsgewicht richtet sich hier vielmehr lediglich nach dem Ausrüstungszustand und ist für das voll ausgerüstete Schiff immer dasselbe. Nichtsdestoweniger kann man auch bei Kriegsschiffen von einer nützlichen Zuladung insofern sprechen, als man darunter dasjenige Gewicht versteht, welches die Angriffs- und Verteidigungsmittel des Schiffes, also seine Waffen und Schutzvorrichtungen enthält und damit den Gefechtswert des Schiffes darstellt.

Für den ersten Entwurf und zum Vergleich von Schiffen derselben Gattung empfiehlt es sich, die Gewichte in die nachstehend bezeichneten Hauptgruppen zusammenzufassen und in Teilen ( $vH$ ) vom ganzen Gewicht anzugeben<sup>1)</sup>.

### Zusammensetzung des Schiffsgewichts.

#### a) Handelsschiffe.

##### I. Eigengewicht des Schiffes.

1. Schiffskörper, eigentliche Bauteile desselben mit der fest eingebauten Einrichtung im Innern und auf Deck, einschließend Maschinen-, Kessel-, Hilfsmaschinen- und Wellenträger, Heizung, Lüftung, Entwässerung, Flut- und Lenzeinrichtung, elektrische Starkstrom- (Licht-, Kraft-) und Schwachstrom (Fernsprech-, Klingel-, Befehlsübermittlungs-) Anlage, Druckwasser- und Druckluftanlage, Lebensmittel-, Frischwasser-, Gepäck-, Wäsche- und sonstige Lasten, Kühleinrichtung, Anker- und Steuereinrichtung, Boots- und sonstige Sicherheitseinrichtungen, ohne Hilfsmaschinen und Geräte;

2. Schiffshilfsmaschinen und Apparate, wie Steuermaschine, Ankerlichtmaschine, Lade-, Kohlen-, Kohlen- und sonstige Winden, Schiffspumpen, elektrische Maschinen, Kühlmaschinen, Trinkwasserbereiter, Keimtöt- und Feuerlöschapparate mit den für ihren Antrieb erforderlichen Rohrleitungen, Ersatzteilen und Zubehör;

3. Bemastung und Takelung einschl. Segel;

4. Boote mit Ausrüstung;

5. Ausstattung der Wohnräume für Fahrgäste und Besatzung, der Bäder, Waschräume und Aborte, der Wirtschafts-, Kranken- und Navigationsräume, Bücherei, Druckerei usw. mit Möbeln, Polster-, Bett- und Leinenzeug, Geschirr, Gerät und Werkzeug (Inventar);

6. Maschinenanlage, einschließend Hauptmaschine, Kessel mit Wasser, Rauchfang und Schornstein, Verdichter, Wellenleitung, Wellenrohre und Schrauben, alle für den Betrieb der Hauptmaschine erforderlichen Hilfsmaschinen mit Rohrleitungen und Wasser, Grätinge und Flurplatten sowie Ersatzteile und Zubehör.

Segelschiffe

Dampfschiffe

<sup>1)</sup> Vgl. Tabellen S. 76 und im Anhang.

## II. Nützliche Zuladung.

1. Fahrgäste mit Gepäck, Lebensmitteln und Frischwasser (Trink- und Waschwasser);
2. Ladung (bei Vieh mit Futter und Frischwasser), Post;
3. Besatzung mit Ausrüstung, Lebensmitteln und Frischwasser;
4. Brennstoff (Kohlen, Treib- oder Heizöl) und Kesselspeisewasser;
5. Verbrauchsstoffe für den Betrieb und die Instandhaltung des Schiffskörpers und der Maschinenanlage, wie Farbe, Öl, Metalle, Holz u. a. m. [Material<sup>1)</sup>];
6. Ballast [Wasser-, Gußeisen-, Bleiballast<sup>2)</sup>].

III. Reserve, beim Entwurf für Änderungen während des Baues und für Abweichungen in der Baustofflieferung.

## b) Kriegsschiffe (Konstruktionsgewicht).

## 1. Schiffskörper.

a) Alle Bauteile, die den eigentlichen Schiffskörper bilden, wie Längsverbindungen, Querspanten, Steven, Ruder, Innenboden, Schotte und Decks, mit Ausnahme der Platten, die als Panzer dienen, Außenhaut, Masten und Rundhölzer, Schanzkleider, Geländer, Deckshäuser, Luken, Wegerungen, Kettenkasten, Einrichtungen für Wohnräume und Lasten, Bäder und Aborte mit Ausnahme der Heizkörper und Pumpen, Türen, Lukendeckel, Treppen, Fenster, Anstriche und Zementierungen;

b) Einrichtungen für den Betrieb des Schiffes, wie für Anker (Klüsen und Spille, die Anker selbst gehören zur Ausrüstung), Steueranlage, Lüftung, Isolierung, Entwässerung, Bekohlung, Ascheförderung, Befehlsübermittlung mit Ausnahme derjenigen für die Maschine, einschl. aller Hilfsmaschinen, elektrischen Anlagen sowie der dazugehörigen Inventarien;

c) Einrichtungen für den Betrieb der Maschinenanlage, wie Maschinen- und Wellenträger, Schornsteinschächte;

d) Einrichtungen für die Artillerie, wie Geschützstände, fest eingebaute Munitionsschächte, Munitionsaufzüge für die Mittel- und leichte Artillerie mit Ausnahme des maschinellen Antriebes, Stauhölzer, Einrichtungen für die Munitionsförderung in den Decks und für die Übernahme;

e) Einrichtungen für die Torpedobewaffnung, wie Austrittstutzen, Einrichtungen für Lagerung, Förderung und Übernahme der Torpedos.

2. Panzer. Alle für den Schutz des Schiffes gegen Geschosse, Torpedos und Minen bestimmten Teile, wie Seitenpanzerungen mit Holz hinterlage und Befestigungsteilen, Barbetten, Drehturmpanzer, Kommandotürme, gepanzerte Decks und Schotte mit Befestigungswinkeln, Panzergrätinge.

3. Maschinenanlage. Schiffsmaschinen und Kessel mit sämtlichen für deren Betrieb erforderlichen Hilfsmaschinen und Rohrleitungen, Lüftungseinrichtungen, Wellenleitungen, Wellenrohre, Schrauben, Flurplatten, Wasser in den Kondensatoren, Pumpen, Kesseln und Rohrleitungen sowie die dazugehörigen Inventarien.

4. Geschützbewaffnung. Geschützrohre mit Lafetten und allen Teilen, die am drehbaren Teil der Lafetten befestigt sind, wie Schutzschilde (jedoch ohne Drehturmpanzer), Lafettensockel, Feuerleitungs- und Warnanlage, elektrische und hydraulische Primäranlagen, sofern diese nur artilleristischen Zwecken dienen, Motorgeneratoren, Fördermittel in den Munitionskammern der schweren Artillerie, Artillerieinventarien und Zubehör, Munition und deren Verpackung.

5. Torpedo- und Minenbewaffnung. Torpedorohre mit allen zugehörigen Einrichtungen mit Ausnahme der Bordwandstutzen, Inventarien und Zubehörteile, Torpedos, Einrichtungen für Minen, Minen.

<sup>1)</sup> Hierher gehören auch die von dem Besteller gelieferten Ausrüstungsgegenstände wie mietbare Deckstühle, Bibliothek, Buchhandlung und sonstige Läden, Tafelschmuck, Gärtnereiverkauf, Verbrauchsstoffe für Apotheke, Barbierstube, Druckerei und Schreibstuben.

<sup>2)</sup> Der Ballast kann auch als Teil des Eigengewichts gelten, z. B. bei Jachten.

6. Brennstoffvorrat. Kohlen, Treib- und Heizöl.
7. Ausrüstung.
  - a) Besatzung mit Effekten und Montierungen,
  - b) Proviant und Trinkwasser,
  - c) Wasch- und Speisewasser,
  - d) Wasser in den Pumpen und Rohren für Schiffszwecke,
  - e) Inventar,
  - f) Takelung,
  - g) Material.
8. Reserve.

### III. Erste Berechnung des Schiffes.

#### A. Entwurfsverfahren.

Den Ausgangspunkt beim Entwurf des Schiffes bildet die Bestimmung seiner Hauptmaße:  $L$ ,  $B$ ,  $T$  und  $H$ .

Als Grundsatz gilt, daß derjenige Entwurf als die beste Lösung einer dem Schiffbauer gestellten Aufgabe anzusehen ist, welcher unter Erfüllung aller verlangten Anforderungen das kleinste Schiff liefert. Dabei darf das Streben nach dieser Lösung nicht dahin führen, die Größe des Schiffes allzu knapp zu bemessen. Dies ist namentlich bei Entwürfen für Kriegsschiffe zu beachten, bei denen es sich immer empfiehlt, einen gewissen Gewichtsüberschuß (Reserve) in die Rechnung einzusetzen, um Anforderungen an Mehrbelastung erfüllen zu können, die im Laufe des Baues eintreten.

Hat man sich auf Grund der Anforderungen, welche an das zu entwerfende Schiff gestellt werden, und im Anhalt an ausgeführte Schiffe von derselben oder ähnlicher Bauart und Verwendung für bestimmte der vorstehend besprochenen Verhältniszahlen entschieden, so kann die vorläufige Berechnung der Hauptmaße des Schiffes vorgenommen werden. Hierzu kann, wenn von seiten des Bestellers keine Angaben über Hauptmaße vorliegen, die Entwurfgleichung dienen, in welcher das Schiffsgewicht und alle Gewichtsgruppen, aus denen es zusammengesetzt ist, durch die Hauptmaße des Schiffes ausgedrückt werden, soweit diese Gewichte nicht zahlenmäßig gegeben oder ohne Rücksicht auf die Hauptmaße zu errechnen sind.

Die Hauptmaße ( $L$ ,  $B$ ,  $T$  und  $H$ ) werden dabei mit Hilfe der gewählten Verhältniszahlen auf eins von ihnen, gewöhnlich die Breite —  $B$  — bezogen; hierdurch erhält die Entwurfgleichung die Form einer Gleichung zweiten oder dritten Grades für  $B$ , aus welcher man  $B$  und damit  $L$ ,  $T$  und  $H$  berechnet.

Das früher viel angewandte Verfahren zur Ermittlung der Hauptmaße des Schiffes mit Hilfe einer Entwurfgleichung<sup>1)</sup> wird dort gute Dienste leisten, wo es an ausführlichen Vergleichsunterlagen zur unmittelbaren Feststellung der Hauptmaße des Entwurffahrzeuges fehlt, dann aber auch, wenn es sich um den Entwurf einer Schiffsart für neuartige Betriebsverhältnisse handelt; es ist heute nicht mehr gebräuchlich.

Die Marinen, Reedereien und Werften verfügen in den meisten Fällen über Vergleichszahlen ähnlicher Schiffe, so daß sich das Aufstellen einer Entwurfgleichung erübrigt und aus den Hauptmaßen (oder Gesamträumen) und Gewichten des Vergleichsschiffes vorläufige Zahlen für die Hauptmaße und Gewichte des Entwurfs gefunden werden können.

Zur Beurteilung der Maschinenleistung für die geforderte Geschwindigkeit dient eine der Formeln der die Leistungswerte, für welche die aus den Ergebnissen von Vergleichsschiffen gewonnenen Werte eingesetzt werden.

<sup>1)</sup> Siehe Johow-Foerster, 4. Auflage.

Die vorläufig ermittelten Hauptmaße bedürfen in vieler Hinsicht einer Nachprüfung (und zwar sowohl bei Anfertigung eines Kostenanschlages als auch nach der Bestellung des Schiffes).

Die Arbeiten dieser Nachprüfung erstrecken sich:

1. auf Untersuchungen, welche die Raumverhältnisse und bei Kriegsschiffen die Gefechtswerte,
2. auf solche, welche die Gewichtsverhältnisse und
3. auf solche, welche die äußeren Form- (besonders Verdrängungs-) Verhältnisse betreffen.

### 1. Handelsschiffe.

An Zeichnungen sind erforderlich:

- zu 1. eine Skizze der Einrichtung (Längriß und Deckspläne), bei Fahrgastschiffen Zeichnung der Schottkurve,
- zu 2. Hauptspant und (bei großen Entwürfen) Skizzen der Hauptbauteile für die Gewichtsrechnung,
- zu 3. Linienriß.

Die zeichnerischen und rechnerischen Arbeiten umfassen im einzelnen:

Prüfung der Größe der Räume für die Maschinenanlage, für die Ladung, Fahrgäste und Besatzung, für Lebensmittel, Brennstoff, Wasser und die Ausrüstung (s. d. Angaben unter Ladung u. Besatzung).

Prüfung der Schottanordnung durch Berechnung der Schottkurve (s. Wasserichte Abteilungen), Anordnung und Größe der Luken, Anordnung der Masten und des Ladegeschirrs.

Prüfung der Länge der Aufbauten, ihres Einflusses auf den Freibord (s. d.), auf die Vermessung (s. d.), auf die Gewichte der Hauptverbandteile und auf das Aussehen des Schiffes.

Prüfung der Seitenhöhe durch Bestimmung des Freibords für den durch das Fahrgebiet bedingten, vom Besteller meist gegebenen Höchsttiefgang; soll die Seitenhöhe (mit Rücksicht auf das Gewicht oder andere Umstände) ein bestimmtes Maß nicht überschreiten, ist zu untersuchen, ob durch Vergrößerung des Sprungs der gewünschte Freibord (bzw. Tiefgang) erreicht werden kann.

Prüfung des Trägheitsmomentes der Verbandteile des Hauptspants, falls infolge besonderer Wünsche die Stärke der Verbände gegenüber den Vorschriften der Klassifikation verändert sind. (Einfluß der Änderung auf den Freibord, ebenso auf die Festigkeit des Schiffes, Überschlagsrechnung, s. S. 507.)

Prüfung der Gewichte für den Schiffskörper; dazu gehört: die Berechnung des Wertes  $L \cdot B \cdot H$ , Inhalt der Aufbauten und Inhalt der Deckshäuser bei Schiff und Entwurf zur Berechnung des Walzstahlgewichts (s. S. 70 ff.); die Berechnung des Gewichts der Hauptverbandteile im Hauptspant für eine Spantentfernung bei Vergleichsschiff und Entwurf, damit Verbesserung des verwendeten Einheitsgewichts für das Unterschiff.

Prüfung der Schärfegrade der Verdrängung nach dem genauer ermittelten Gesamtgewicht des Schiffes, oder der Hauptmaße, so daß die geforderte Tragfähigkeit bei voller Ausnutzung des zulässigen Höchsttiefgangs (als des wirtschaftlich besten) und unter den günstigsten Verhältnissen für Schiffswiderstand, Maschinenleistung und Brennstoffverbrauch gewährleistet ist; bei notwendigen Änderungen der Hauptmaße verändert man, sofern dadurch nicht ein ungünstiger Einfluß auf die Leitzahlen und den Freibord ausgeübt wird, meist die Länge, weil diese bei kleinen Abweichungen die Hauptsee-Eigenschaften des Schiffes wenig verändert.

Prüfung der Lage des Gewichtschwerpunktes der Länge nach und Untersuchung der Trimmlage des Schiffes bei der gewählten Raumanordnung.

Prüfung der Lage des Gewichtschwerpunktes der Höhe nach (s. S. 75), der geforderten Anfangsstabilität mit Hilfe von Normands Annäherungsformeln (s. d.) oder an Hand des Linienrisses.

Prüfung der Maschinenleistung und des Maschinengewichts; bei besonders scharfen Bedingungen sind Schleppversuche zur Ermittlung der für den Widerstand günstigsten Schiffslänge, Form der Verdrängung, Größe der Maschinenleistung erforderlich, dazu ist der Entwurf eines oder mehrerer Linienrisse notwendig.

## 2. Kriegsschiffe.

An Zeichnungen sind erforderlich:

- zu 1. eine Skizze der Aufstellung der Geschütze, sowie Zeichnungen in kleinerem Maßstab (Längsschnitt, Deckspläne, Querschnitt) für die Raumverteilung,
- zu 2. Hauptspant und Zeichnungen der wichtigsten Schiffsverbände, sowie Panzerungsskizze für die Festigkeits- und Gewichtsberechnung,
- zu 3. Linienriß.

Die zeichnerischen und rechnerischen Prüfungen umfassen im einzelnen:

Prüfung der Räume für die Maschinenanlage, für die Munitionslagerung unter Berücksichtigung der Munitionsförderwege, für die Torpedobewaffnung, für die Brennstoffunterbringung unter Berücksichtigung der Kohlenförderung zu den Kesseln, für die Steuereinrichtung und für alle sonstigen Hilfsmaschinen, für die Besatzung, für Lebensmittel, Wasser und Ausrüstung.

Prüfung der Leitstellen für Schiffsführung, Artillerie, Torpedowaffe (Kommandobrücke, Kommandoturm, Zentralkommandostelle), der Mastenanordnung, der Scheinwerfer und Boots aufstellung.

Prüfung der wasserdichten Unterteilung des Schiffes, sowie der Verkehrseinrichtungen.

Prüfung der Hauptverbandteile (Längs- und Querfestigkeit des Schiffskörpers im Seegang und beim Docken), der Aufnahme von Einzelkräften und Gewichten (Kommandoturm, Geschützunterbauten, Maschinen- und Kesselträger, Ruderlagerung) und des Trägheitsmoments des Hauptspants.

Prüfung der gesamten Panzerverteilung (Außen- und Innenschutz, Splitter-schutz).

Prüfung der gesamten Gewichte, des Gewichtschwerpunktes der Höhe und Länge nach.

Prüfung der Verdrängung, des Verdrängungsschwerpunktes und der metazentrischen Höhe nach dem Linienriß.

Prüfung des Gesamtwiderstandes des Schiffes durch Schleppversuche, der Maschinenleistung und Schiffsgeschwindigkeit.

Prüfung des Fahrbereiches (Aktionsradius) für verschiedene Geschwindigkeiten.

In denjenigen Fällen, in welchen es sich beim Entwurf nicht um gleiche oder sehr ähnliche Schiffe (Schwesterschiffe) handelt, sollte unmittelbar nach der Auftragserteilung eine alle Einzelheiten genau berücksichtigende Berechnung des Schiffsgewichts und seines Schwerpunktes von sachkundigen Rechnern ausgeführt werden, damit alle Irrtümer des Voranschlages vor Inangriffnahme des Baues durch entsprechende Maßnahmen beseitigt werden können.

## B. Einfluß des Schiffsbetriebes auf den Entwurf der Handelsschiffe.

Mit dem Anwachsen der Weltschifffahrt stellt sich immer mehr heraus, daß der für einen bestimmten Zweck dienende Schiffstyp in Größe und allen Einzelheiten, wie Verhältnisse der Hauptmaße zueinander, Raumgröße und Raumverteilung pro Tonne Tragfähigkeit, Geschwindigkeit, Art der Auftriebsanlage (Brennstoffart), Umfang, Art und Ausstattung von Passagiereinrichtungen, in jeder Hinsicht den Betriebsvoraussetzungen seines beabsichtigten Dienstes bzw. Fahrbereiches angepaßt werden muß. Nur in der Erzielung der technisch-wirtschaftlichsten Höchstleistung beruht die Möglichkeit wirtschaftlichen Erfolges,

der letzten Endes die Aufgabe der Schifffahrt ist. Die wirtschaftlichen Grundfragen, die dem Reeder aus der von ihm selbst geführten Entwicklung heraus selbstverständlich sind, müssen dem Schiffbauer in jedem Einzelfalle nahegebracht werden; hierzu ist engstes Zusammenarbeiten und Austausch der Erfahrungen unbedingt erforderlich. Der Schiffbauer muß dabei nicht nur bestrebt sein, dem Reeder ein Schiff nach dessen Wünschen zu entwerfen, sondern ihm darüber hinaus zu zeigen, wie und wo der Betrieb durch technische Fortschritte verbilligt werden kann, selbst wenn die Baukosten etwas höher werden.

Beim Bau von Frachtschiffen ist grundsätzlich zu unterscheiden zwischen Schiffen die in unregelmäßiger („wilder“) Fahrt beschäftigt werden und solchen, welche mehr oder minder regelmäßige Linienfahrten ausführen. Trampschiffe in unregelmäßiger Fahrt befördern meistens Massengüter auf weite Strecken vom Ladehafen zum Löschhafen; sie haben geringe Seegeschwindigkeiten (etwa  $\frac{1}{2}$  bis 1 kn weniger, als für Frachtschiffe in der Abb. 56 angegeben) und nutzen ihre geringe Maschinenleistung nach Möglichkeit aus, fahren also je nach den Witterungs- und sonstigen Bedingungen mit wechselnder Geschwindigkeit. Soweit angängig, sind sie einfach gebaut, haben bis zu mittleren Größen nur ein Deck, kurze Aufbauten, wenig Ladegerüst und geringen Laderaum pro Tonne Tragfähigkeit. Unter den Schiffen in unregelmäßiger Fahrt befinden sich vielfach ältere Schiffe, welche früher in regelmäßiger Linienfahrt beschäftigt gewesen sind.

Linienfrachtschiffe in regelmäßiger Fahrt befördern gemischte Ladung, die sie an einem Ende oder während der ganzen Rundreise sammeln und von Endhafen zu Endhafen bzw. von Zwischenhafen zu Zwischenhafen befördern. Sie bedürfen daher vor allem einer möglichst weitgehenden Unterteilung der Räume durch Decks und Schotten, damit die Ladung stets zugänglich bleibt. Linienfrachtschiffe haben deshalb vielfach einen großen Raum pro Tonne Tragfähigkeit. Um den Aufenthalt in den vielen anzulaufenden Häfen möglichst abzukürzen, ist Ausrüstung mit reichhaltigem und leistungsfähigem Ladegerüst eine der Hauptanfordernisse. Besonders für schnelle Frachtschiffe ist dieses von ausschlaggebender wirtschaftlicher Bedeutung, da die großen in ihnen angelegten Kapitalwerte nicht lange Zeit in Häfen liegen dürfen, ohne Einnahmen zu schaffen; für jedes Frachtschiff gilt es, das Verhältnis von Hafenerwartungszeit zu Seefahrtzeit soweit wie möglich herabzudrücken, in ganz besonderem Maße aber für hochwertige schnelle Schiffe. Die Geschwindigkeit der Linienfrachtschiffe ist durchschnittlich höher, als in der Abb. 56 angegeben, weil die Ladung wertvoller ist und höhere Fracht bezahlen kann. Neuere Linienfrachtschiffe für weite Fahrt haben bis zu 14 und 15 kn Geschwindigkeit; die Maschinenleistung wird allerdings im allgemeinen nicht voll ausgenutzt, da sie so bemessen ist, daß die fahrplanmäßige Geschwindigkeit auch bei schlechtem Wetter innegehalten werden kann. Linienfrachtschiffe werden nach Erfordernis mit Einrichtungen für die Beförderung hochwertiger Spezialladung (Gefrierladung, Kühlladung, Wertladung, Süßöl, vegetabilisches Öl, Erdöl usw.) ausgerüstet, wofür besondere Räume vorzusehen sind. Zur Bewältigung schwerer Einzelgüter, die pro Gewichtseinheit bis zum achtfachen des normalen Frachtsatzes bringen, sind Schwergutbäume vorzusehen. Die Ausrüstung mit nautischen Hilfsmitteln zur Ansteuerung von Häfen und mit Sicherheits- und Reinigungseinrichtungen (Claytonapparate usw.) ist bei hochwertigen Linienfrachtschiffen reichhaltiger. In seinen besten Typen bildet das Linienfrachtschiff den Übergang zum gemischten Fracht- und Fahrgastschiff, von welchem es sich nur dadurch unterscheidet, daß die Zahl der evtl. mitgeführten Fahrgäste unter derjenigen bleibt, durch welche das Schiff gemäß den Bestimmungen der See-Berufsgenossenschaft über Boots-ausrüstung, Schotteneinteilung usw. als Fahrgastschiff gekennzeichnet wird.

Die Kennzeichen der Schiffstypen teils reiner Frachtfahrt, teils gemischter Fracht- und Fahrgastfahrt auf einigen Hauptverwendungsbereichen der Welt-schifffahrt stellen sich wie folgt:

## I. Nordatlantische Linienfahrt:

Zweckmäßige Größe der Frachtschiffe nicht unter 10 bis 12 000 t Tragfähigkeit. Ladeverhältnis (Raum zur Tragfähigkeit) wie für gewöhnliche Stückgüter, daher keine Ausnahmewerte für Seitenhöhe und Aufbauten mit Laderäumen. Schwergutladebäume für 40 t, gewöhnliche für 5 t Tragfähigkeit. Keine Reservebunker, da Kohlen gleich wirtschaftlich in beiden Endhäfen eingenommen werden können; im Falle der Verwendung von Ölfeuerung wird das Bunkeröl in Amerika genommen, und zwar für die ganze Rundreise. Für große Einzelgüter und Sperrgüter möglichst stützenfreie Räume, für Schüttdladungen möglichst stringerfreie Unterräume. Lade- und Löschgeschirr nicht für Reede-, sondern für Kaibetrieb. Geschwindigkeit aus Wettbewerbsgründen bei Frachtdampfern nicht unter 12 bis  $12\frac{1}{2}$  kn, bei Fracht- und Fahrgastdampfern nicht unter 17 bis 18 kn, bei Schnelldampfern (reine Fahrgastdampfer) nicht unter 24 kn.

## II. La Plata-Fahrt:

Tiefgangsbeschränkung zur Zeit ab Buenos Aires normal 8,4 m; bei günstigem Wasserstand ist ein Tiefgang bis zu 8,8 m zulässig. Einrichtungen für Kühlfleisch- und Salzhäuteverfrachtung. Reservebunker möglichst für die volle Rundreise- und da Kohlen am La Plata teurer als die Kosten für Eigenbeförderung. Anordnung der Reservebunker derart, daß diese Räume während der Ausreise geleert werden und ab La Plata für Ladung verfügbar sind; s. a. Tabelle des Fahrbetriebes S. 60. Geschwindigkeit aus Wettbewerbsgründen: bei Frachtdampfern nicht unter 12 kn, bei Fracht- und Personendampfern zur Zeit nicht unter  $16\frac{1}{2}$  kn Reisedurchschnitt ausgehend, 16 bis  $16\frac{1}{2}$  kn heimkommend. Schnelldampfer 19 bis  $19\frac{1}{2}$  kn Reisedurchschnitt (bei Berechnung der Reisedauer ist mit Rücksicht auf Golfstrom und Passat ausgehend nach dem La Plata bei gleicher Maschinenkraft auf  $\frac{1}{2}$  kn mehr Reisedurchschnitt als heimgehend zu rechnen. Danach Brennstoff- und Wasservorratbemessung). Bei den Fracht- und Fahrgastschiffen ist wegen des großen Stabilitätsverlustes durch Brennstoff-, Wasser- und Lebensmittelverbrauch auf der langen Reise mit entsprechenden Wasserballasträumen zu rechnen. Hohe Aufbauten zur luftigen, tropengemäßen Unterbringung der Fahrgäste.

## III. Amerikanische Westküstenfahrt:

Laden auf Reede aus Küstenleichtern, deshalb viele große Luken mit zahlreichen Ladeeinrichtungen; außer den Masten, wo zweckmäßig noch Paare von Ladeeinrichtungen; weitgehende Unterteilung der Räume. Gutes Ankerschirr. Starke Bauart. Keine Vermehrung des Laderaumes durch Vergrößerung der Seitenhöhe bei gleichzeitiger Verringerung der Materialstärken erforderlich. Geschwindigkeit: üblich 12 bis 13 kn. Bunkerhäfen bei Kohlenfeuerung je nach Beladung; wenn wenig ausgehende Ladung vorhanden ist, werden beträchtliche Bunkermengen mitgenommen. Bei Motorantrieb wird in San Franzisko oder Panama für die ganze Rundreise gebunkert.

## IV. Australfahrt:

Scharfe Bauart der Schiffe zwecks wirtschaftlicher Erzielung von 13 bis 14 kn Reisedurchschnitt wegen leicht verderblicher Ladung (Fleisch und Früchte). Großes Ladeverhältnis wegen Baumwollfracht. (Lange Hütte, Schiffe „mit Freibord“.) Reservebunker vor der Kesselanlage und in der Brücke, welche letztere durch besondere Abfallschächte zuerst entleert werden können. Bei Ölfeuerung und Motorenantrieb wird in asiatischen Häfen gebunkert.

## V. Indienfahrt:

Frachtdampfer keine besonderen Merkmale betreffend Laderaumgrößen, Aufbauten und Geschwindigkeit (meist 12 bis 13 kn), Stückgut und Sackladung. Reservebunker. Indische Kohle ist bei Bemessung der Bunker zu berücksichtigen. Bei Ölfeuerung und Motorenantrieb wird in asiatischen Häfen gebunkert. Starke Volldeckschiffe, meist mit Brücke, Hütte und Back. Personendampfer ähnlich denen der La Plata-Fahrt, 16 bis  $16\frac{1}{2}$  kn.

## VI. Afrikafahrt:

Wie V. Geschwindigkeit für Frachtdampfer nicht unter 12 kn, für Fracht- und Personendampfer 14 bis 15 kn. Hohe Aufbauten für Tropenfahrt, auch sonst ähnliche Verhältnisse (z. B. bezüglich Stabilität) wie im La Plata-Dienst. Großer Reservekohlenvorrat in solcher Lagerung, daß sein Verbrauch Laderäume freigibt. Nachfüllungsmöglichkeit für Ladung und Wasser besser als im La Plata-Dienst, daher ist die Stabilität und der Ballastausgleich unter Berücksichtigung der Verhältnisse dieses Fahrtgebietes mit Wirkung auf den Entwurf nachzurechnen. Lade- und Löscheschirr für Kai- und Reedeetrieb. Schwergutbäume für 40 t Tragfähigkeit.

## VII. Ostasienfahrt:

Frachtdampfer lohnen in den größten Abmessungen (bis zu 17 000 t Tragfähigkeit). Schiffe „mit Freibord“ mit langer sich über die halbe Mittschiffslänge erstreckender Brücke, die zum Verband voll herangezogen wird. Günstigster Träger zur Aufnahme der größten Beanspruchung und zweckmäßige Raumanordnung für diesen Fahrtbereich. Reichliche Bemessung des Lade- und Löscheschirrs für Kai- und Reedeetrieb. Schwerste Bäume (40 bis 45 t) und entsprechende Winden. Lange Luken, besonders für den besten Raum (vor der Kesselanlage) zur Unterbringung großer Sperrgüter. Stützenfreie Ausbildung der Räume mit schweren Unterzügen unter den Decks; kleiner Laderaum für Kamfer; Tanks für Süßöl, Reservebunker und feste Kohlenraumbemessung teilweise für Ostasienkohle. Bei Ölfeuerung und Motorenantrieb wird in asiatischen Häfen gebunkert. Wirtschaftliche Geschwindigkeit nicht unter 13 bis 14 kn, bei Fracht- und Fahrgastsschiffen 14 bis 16 kn.

## VIII. Ostseefahrt:

Frachtdampfer für kurze Reisen von 300 t Tragfähigkeit, für weitere regelmäßige Reisen nicht unter 1500 t; Normalgröße etwa 2500 bis 3000 t, doch werden auch Schiffe mit 4000 t Tragfähigkeit und mehr in dieser Fahrt beschäftigt.



Abb. 57.

Tiefgang etwa den Werten der Abb. 56 entsprechend, Breite etwa 5 bis 8 vH größer als nach dieser Abbildung. Alle Schiffe, die im Winter in der nördlichen Ostsee fahren sollen, müssen Eisverstärkung haben. Für Schiffe mit stärkeren Maschinenanlagen (über etwa 0,30 PS<sub>i</sub> pro Tonne Tragfähigkeit) empfiehlt es sich, die Eisverstärkung wesentlich über das von den Klassifikationsgesellschaften verlangte Maß hinaus zu vergrößern (längerer Bereich von Zwischenspanten und Eisstringern, Verstärkung der Platten im ganzen Bereich der Wasserlinie). Für allgemeine Fahrt ist das Freibordschiff als Quarterdecker mit langer Brücke und kurzer Welle beliebt.

Schiffe, die ganz oder vor allem in der Holzfahrt beschäftigt werden sollen, müssen eine weitgehende Teilung des Doppelbodens haben<sup>1)</sup>, damit sie bei minimalem Wasserballast ein Maximum an Deckslast nehmen können. Die Schwimmwasserlinie ist möglichst völlig zu halten. Der Raum muß nach Möglichkeit frei von Stützen, Stringern, Rahmenspanten, tiefreichenden Lukenendbalken und ähnlichen in den Raum reichenden Konstruktionsteilen gehalten werden, damit die Holzlast soweit wie irgend möglich im Raum untergebracht und dadurch die Größe der Deckslast verringert wird.

<sup>1)</sup> Schröder: Konstruktion, Doppelbodenteilung und Stabilität holzladender Schiffe. W.R.H. 22. 1. 1927.

## IX. Kohlenfahrt:

Größe der Schiffe in der britisch-europäischen Kohlenfahrt 1500 bis 4000 t Tragfähigkeit, Neubauten nicht unter 2000 bis 2500 t. Tiefgang beschränkt durch die Wassertiefen in den Kohlenhäfen.

Üblich für 2000 t Tragfähigkeit	$Tg$ etwa =	5,10 m
„ „ 2500 t	$Tg$ „ =	5,25 m
„ „ 3000 t	$Tg$ „ =	5,40 m
„ „ 3500 t	$Tg$ „ =	5,55 m
„ „ 4000 t	$Tg$ „ =	5,70 m

Geschwindigkeit 10 bis 10,5 kn. Wegen des häufigen Ladens und Löschens (bis 50mal im Jahr) ist äußerster Wert auf billiges Laden (Ersparnis an Trimmkosten) und Löschen (durch Greifer) zu legen. Große Luken. Summe der Entfernungen der Lukenenden von den Schotten und von der Außenhaut für alle Luken zusammengerechnet und durch die Anzahl der Luken geteilt, darf nicht mehr als 9,76 m betragen (d. h. mittlere Entfernung je 2,44 m), wenn das Schiff als vollwertiger „easy trimmer“ gelten soll<sup>1)</sup>. Wenn sich zwischen zwei Luken kein Schott befindet, zählt die Hälfte der Lukenentfernung für jede Luke. Noch billigere Trimmkosten ergeben sich für Selbsttrimmer mit seitlichen Flügeltanks unter den Stringern und bei Schiffen mit schrägen Kofferdeckwänden, bei denen lediglich ein Einebnen der Kohle in der Luke selbst, aber kein Trimmen unter Deck erforderlich ist. Um das Löschen durch Greifer zu erleichtern, ist gleichfalls keine größere Entfernung als etwa 2 bis 2,5 m zwischen Lukensüll und Außenhaut bzw. Schott erwünscht. Bei größerem Abstand ist es zweckmäßig, die Kimmstützplatten besonders hoch auszuführen und die Bilgenwegerung so schräge zu legen, daß die Kohle zur Mitte des Raumes rutschen kann. Die Doppelbodendecke erhält keine Wegerung, muß aber etwa 2 (unter den Luken 3) mm stärker gehalten werden, um Beschädigungen durch Greifer zu vermeiden; die Kanten der Nähte und Stöße der Doppelbodendecke müssen gebrochen werden; offene Bodenwrangen sind stärker zu halten als nach Vorschrift. Alle Leitern, Peilrohre usw. so verlegen, daß sie nicht durch Greifer gefaßt werden können. Wellentunnelsteifen nach außen legen, gut durch Wegerung schützen. Die Räume neben dem Wellentunnel sind im Hinterschiff durch Greifer sehr schlecht zu bearbeiten; es empfiehlt sich deshalb, den letzten Laderaum kurz zu halten und den Tunnel durch ein horizontales Deck abzudecken; neben dem Tunnel werden dann Ballasttanks untergebracht. Alle Schottsteifen, Eisverstärkung usw. senkrecht anordnen, damit keine Kohle auf ihnen liegenbleibt. Laderaumgröße so, daß auf die Tonne Ladungstragfähigkeit 50 Kubikfuß (1,42 m<sup>3</sup>) entfallen; Ecken, die nicht vollgetrimmt werden können, Raum zwischen Deckbalken usw. darf nicht mitgerechnet werden, wohl aber der volle Lukeninhalt. Um bei Fahrt mit schwerer Kohle leere Räume (Gefahr des Übergehens der Ladung) zu vermeiden, sind in den Mittelräumen Holzschotte so vorzusehen, daß der nach ihrer Aufstellung für die Tonne Tragfähigkeit verbleibende Raum auf Winterfreibord etwa 42 Kubikfuß (1,19 m<sup>3</sup>) beträgt. Zum Löschen der Ladung sind geeignete Winden mit Kohlenwippköpfen anzubringen. Die Luken sind über Deck möglichst hoch zu halten, mindestens gleich Schanzkleidhöhe (nach Board of Trade) besser 1,6 bis 1,8 m und zum Schutz gegen Seeschlag gut abzustützen (Vorschriften des Board of Trade beachten), Lukendeckel mit Decksbucht bzw. Dachschräge von mindestens 1 : 48. Vorschriften des Board of Trade betr. Notausgänge für Trimmen beachten. Bunker so anordnen, daß Kohle ohne Trimmen die Bunkerräume vollständig füllt. Für die Ballastfahrt ist viel Ballastraum erforderlich. Doppelboden mehr unterteilen als bei anderen Schiffen, um Schlagseiten durch übergangene Ladung ausgleichen zu können.

<sup>1)</sup> Nach dem britischen „National Coal Trimming Tarif“, dessen Bestimmungen unbedingt beim Bau von Kohlenschiffen zu beachten sind. Diese Maße gelten für Schiffe normaler Größe. Für kleine Schiffe gibt es Sondervorschriften, die im „National Coal Trimming Tarif“ enthalten sind. Auch über die Anlage selbsttrimmer Bunker enthält der Tarif genaue Angaben.

Da die Schiffe mit Rücksicht auf beschränkte Tiefgangsverhältnisse und auf Ladungsfahrt bei der Ballastfahrt leicht überstabil sind, sind zwischen den Luken Decktanks und evtl. unter den Stringern Flügel tanks anzubringen.

Die Erfahrungen legen nahe, die Durchrechnung der Entwürfe mit Rücksicht auf den Schiffsbetrieb auf Grund der von der Reederei bereitgestellten Unterlagen in keinem Falle zu unterlassen. Folgende Gesichtspunkte sind in erster Linie zu beachten:

a) Größte Fahrtiefe im tiefsten Abgangshafen.

Diese ist mitbestimmend für die auf Grund geforderter Leistungen sich ergebenden Hauptmaße des Schiffes.

Der größte Tiefgang, bei welchem eine bestimmte Tragfähigkeit und Geschwindigkeit verlangt wird, erscheint bereits in der Anfrage der Reederei als Grundlage für das abzugebende Angebot.

b) Tiefgangsbeschränkung in Ankunfthäfen.

Sofern ein Löschen von Ladung in Zwischenhäfen nicht in Frage kommt, ist zu untersuchen, wieviel Gesamttiefgangsverminderung auf der Reise eintritt, wobei Kohlen-, Lebensmittel- und Wasserverbräuche gegen den aus Trimm- oder Stabilitätsgründen etwa notwendigen Wasserballast aufzurechnen sind. Außerdem ist zu bestimmen, um wieviel sich der Ankunftstiefgang am Vor- oder Hinterstevan durch eine Vertrimmung des Schiffes infolge Verbräuche während der Reise erhöht. Es empfiehlt sich, der Schwerpunktslage der Kohlenbunker entsprechend, die Ballasttanks der Länge nach so zu wählen, daß die Vertrimmung durch die Betriebsverbräuche möglichst wieder aufgehoben wird. Ist kein Stabilitätsballast am Reiseende erforderlich, so soll der Brennstoffvorrat so angeordnet werden, daß der Brennstoffverbrauch möglichst geringe Vertrimmung ergibt.

Handelt es sich um ein an sich schon flachgehendes Schiff, so ist es erwünscht, den Kohlenschwerpunkt vor der Mitte anzuordnen, damit auf der Reise eine steuerlastige Vertrimmung eintritt, welche die Schraube besser unter Wasser hält. Ist diese Vertrimmung im Ankunfthafen nachteilig, kann sie durch Wasser in vorderen Ballastbehältern vor dem Einlaufen ausgeglichen werden.

c) Reiseverbräuche und Stabilität.

Diese Verhältnisse sind unter Zugrundelegung der von der Reederei gemachten Angaben über den durchschnittlichen Raumbedarf der zu fahrenden Ladung und über die übliche Ladungsverteilung auf der ganzen Rundreise zu untersuchen. Beim Fehlen bestimmter Vereinbarungen ist der Fall des Reiseendes zugrunde zu legen, wenn Kohlen und Wasser verbraucht sind, und homogene Ladung alle Räume bis oben hin ausfüllt, während alle verfügbaren Ballastmöglichkeiten ausgenutzt sind.

Es ist unzulässig, die Annahme zu machen, daß bei der Beladung des Schiffes die schwereren Güter in die Unterräume und dort womöglich noch zu unterst gestaut werden können. Andererseits kann die Bedingung, ein am Reiseende noch stabiles Schiff mit leichten Gütern in den Unterräumen und mit schweren, etwa auf der Reise zuzuladenden in den Zwischendecks, oder gar mit Decksladung zu erzielen, im allgemeinen als Überforderung gelten. Mindestens wäre bei solchen Schiffen in Kauf zu nehmen, daß sie infolge der für die Erfüllung solcher Bedingungen notwendigen Breite dann bei üblicher Beladung übersteif und dadurch zu unbequemem, heftig rollenden Schiffen werden. Je größer die Reiselänge, desto wichtiger für die Bestimmung der Hauptmaße des Schiffes werden mit der Steigerung der Reiseverbräuche die Voruntersuchungen der Stabilität am Reiseende, und desto einschneidender, besonders bei schnelleren Schiffen, werden die Maßnahmen zur Erzielung ausreichender Ballasträume für den Ausgleich von Stabilitäts- und Trimmveränderungen.

Fahrbetrieb eines La Plata-Fahrgastdampfers.

(Musterbeispiel für die Nachprüfung der Hauptmaße des Entwurfs.)

(Zustand ab nordatlantischem Hafen der gleiche wie ab Lissabon, da hier Nachfrüfung des Verbrauchten erfolgt.)

	Ausreise						Heimreise									
	Ab Lissabon		An Rio de Janeiro		Ab Rio de Janeiro		An Buenos Aires		Ab Buenos Aires		An Rio de Janeiro		Ab Rio de Janeiro		An Lissabon	
	⊙ über Obk.K. in	Tonnen	⊙ über Obk.K. in	Tonnen	⊙ über Obk.K. in	Tonnen	⊙ über Obk.K. in	Tonnen	⊙ über Obk.K. in	Tonnen	⊙ über Obk.K. in	Tonnen	⊙ über Obk.K. in	Tonnen	⊙ über Obk.K. in	Tonnen
Schiff und Maschine seklar . . . . .	10,22	15 480	10,22	15 480	10,22	15 480	10,22	15 480	10,22	15 480	10,22	15 480	10,22	15 480	10,22	15 480
1. Kohlen in festen Bunkern . . . . .	4,4	2 475	4,0	1 995	4,0	1 995	3,9	1 495	3,75	1 730	3,3	1 230	3,75	1 930	2,5	300
" Reservebunkern . . . . .	4,75	2 490	5,2	670	5,2	670	5,2	670	5,2	670	5,2	670	5,2	670	—	—
2. Frischwasser (einschl. Schlinger- dampf-Behälter) . . . . .	1,37	2 140	0,7	980	0,7	1 075	0,7	785	1,3	1 690	1,4	1 385	1,37	2 140	0,7	940
3. Lebensmittel . . . . .	9,0	250	9,0	90	9,0	90	9,0	50	9,0	250	9,0	210	9,0	210	9,0	50
4. Speiswasser (in 2. enthalten) . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5. Verbrauchsstoffe (in Schiff und Maschinen enthalten) . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6. Fahrgäste, Besatzung mit Aus- rüstung . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7. Gepäck . . . . .	18,0	200	18,0	200	18,0	200	18,0	200	18,0	200	18,0	200	18,0	200	18,0	200
8. Ladung (Raum ab Hamburg: 700 cbm, ab Buenos Aires: 1600 cbm) . . . . .	8,0	150	8,0	150	8,0	150	8,0	150	8,0	150	8,0	150	8,0	150	8,0	150
9. Wasser im Schwimmbad . . . . .	5,8	350	5,8	350	5,8	350	5,8	350	5,2	800	5,2	800	5,3	800	5,2	800
10. Wasserballast im Doppelboden . . . . .	19,8	85	19,8	85	19,8	85	—	—	—	19,8	85	85	19,8	85	—	—
" in Vor-u.-Hinterpieck . . . . .	—	—	0,7	575	0,7	575	0,7	575	0,7	380	0,7	380	0,7	380	0,7	645
" in Unterraum (Lade- raum als Tieftank ausgebaut) . . . . .	—	—	7,5	55	7,5	55	7,5	55	5,4	100	5,4	100	5,4	100	6,15	155
Gewichts-⊙ und Verdrängung . . . . .	8,24	23 620	8,5	22 060	8,44	22 155	8,58	21 240	8,50	21 450	8,75	20 690	8,37	22 145	8,77	20 150
Spezifisches Gewicht des Wassers . . . . .	1,025	—	1,025	—	1,025	—	1,01	—	1,01	—	1,025	—	1,025	—	1,025	—
Tiefgang in m . . . . .	8,95	8,48	7,77	7,95	7,90	8,00	7,85	8,10	7,90	8,00	7,34	7,54	7,86	8,00	7,19	7,36
" vorne . . . . .	8,00	8,00	8,12	8,12	8,10	8,10	8,10	8,10	8,10	8,10	7,74	7,74	8,14	8,14	7,53	7,53
" hinten . . . . .	0,95	0,95	0,35	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,40	0,40	0,28	0,28	0,34	0,34
Angenäherte Vertrimmung in m . . . . .	—	—	steuerlastig	steuerlastig	steuerlastig	steuerlastig	gleichlastig	gleichlastig	gleichlastig	gleichlastig	steuerlastig	steuerlastig	steuerlastig	steuerlastig	steuerlastig	steuerlastig
Metazentrische Höhe, angenähert in m	0,97	0,97	0,71	0,77	0,77	0,64	0,64	0,64	0,71	0,71	0,50	0,50	0,84	0,84	0,50	0,50

Schiffe, welche nicht an jedem Endpunkte ihrer Reise unter wirtschaftlichen Bedingungen Brennstoff einnehmen können, müssen den Brennstoff für die Heimreise in Reservebunkern mitführen. In solchen Fällen werden im allgemeinen Reservebunker über und vor der Kesselanlage in oberen Zwischendecksräumen, in Brückenräumen und vor den festen Bunkern in Laderäumen so angeordnet, daß sie durch Abfallschächte oder Tunnel mit den Heizräumen in Verbindung stehen, auf der Ausreise zuerst leergebraucht werden und so für die Rückfahrt oder schon während der Ausreise in Zwischenhäfen mehr und mehr Laderaum im Zwischendeck oder Unterraum freigeben. Bei Frachtdampfern für verschiedene Fahrtbereiche pflegt man häufig, um sich nicht auf eine bestimmte Bunkerteilung festzulegen, ein versetzbares Holzschott im Laderaum vor der Kesselanlage oder vor den festen Bunkern einzubauen. Bei Schiffen mit Ölfeuerung und bei Motorschiffen liegen diese Verhältnisse durchweg viel einfacher.

In der La Plata-Fahrt pflegen alle von europäischen Häfen ausgehenden Schiffe, mit Ausnahme der langsamsten Frachtdampfer, zu dem im Ausgangshafen eingenommenen größten Teil der Heimwärtskohlen, auf der Ausreise noch in mehreren Zwischenhäfen Wasser- und Kohlenergänzungen vorzunehmen.

#### d) Rechnungsbeispiel für den Fahrbetrieb eines neuzeitlichen La Plata-Fracht- und Fahrgastdampfers.

Bemerkungen zu nebenstehender Tabelle: Trotzdem Ölfeuerung heute meist bei solchen Schiffen üblich, ist die Tabelle unverändert aus der 4. Auflage übernommen worden, da sie den Einfluß des Brennstoffverbrauches auf die Stabilität klarer zeigt; für Ölfeuerung ist sie nur zahlenmäßig zu ändern. Es ist ersichtlich, daß das Anlaufen von Rio entscheidend für die Grundlagen des Entwurfs ist. Eine Verbesserung der Fahrtiefe auf dem La Plata würde das Bild günstig verändern. Mittelbar ist im Laufe der Entwicklung der La Plata-Fahrt die dortige jeweilig erbaggerte Fahrtiefe maßgebend für das größte, neben den übrigen notwendigen Einbau- und Ladungsgewichten noch tunliche Gewicht der Antriebsanlagen einschließlich Brennstoff, also der höchsterreichbaren Geschwindigkeit, gewesen.

#### e) Lade- und Löschbetrieb.

Fast immer ergibt sich die Anordnung und Verteilung der Räume und der Luken auf Grund von Reedereiangaben für bestimmte Betriebsbedingungen oder Fahrtbereiche. Im allgemeinen gilt der Grundsatz, daß der gesamte für Ladung bestimmte Raum des Vorschiffes und des Hinterschiffes sich nicht allzu sehr voneinander unterscheiden soll, damit die Hilfsmittel der Kais beim Laden und Löschen gleichmäßig verteilt, und auf diese Weise Vor- und Hinterschiff gleichzeitig fertig werden können. Auch für den Reedereibetrieb hat dies Geltung.

Den Grundsätzen gleichmäßigen Arbeitsfortschrittes müssen auch die Bordhilfsmittel für Lade- und Löschbetrieb entsprechen, so daß auf gleichgroße Laderäume gleich leistungsfähiges Lade- und Löschgeschirr, eine gleiche Anzahl von Ladebäumen, gleiche Gesamtwindenkraft und Anzahl von Mannschaftsgruppen (Gängen) arbeiten können. Die Lukengrößen sind dabei den Raumgrößen, soweit der Decksplatz es zuläßt, anzupassen, und der für den Stau der Ladung beste Raum des Schiffes ist stets mit der größten Luke zu versehen.

#### f) Schiffsbauart und Schiffsgewicht.

Der Ladungsbetrieb hat im Laufe der Entwicklung der Typen und Größen selbstverständlich einen bestimmenden Einfluß auf die Bauart der Schiffe ausgeübt, verschieden nach den jeweiligen Betriebsbedingungen und Ladungsarten. Raumbalkenlagen sind bei fast allen Ladungsarten unbequem und selbst unter Inkaufnahme mäßiger Gewichtszuschläge für den Eisenschiffkörper, durch anderweitige Verstärkung des Querverbandes zu umgehen.

Muster für eine wirtschaftlich-technische Durchrechnung von drei gleichartigen Frachtdampferentwürfen<sup>1)</sup> von 11 kn Geschwindigkeit bei voller Ausnutzung des Ladetiefgangs und 4000 Sm Reiselänge.

Aufbauten: Hütte, Brücke und Back von zusammen gleich halber Schiffslänge bei  $\frac{L}{H} = 13,5$ .

Haupttabelle.

Gegenstand der Untersuchung	Hauptmaße: $\frac{\text{Länge} \times \text{Breite} \times \text{Höhe}}{\text{Tiefgang}}$ in m		
	$\frac{76,2 \times 11,28 \times 5,67}{5,09}$	$\frac{125,05 \times 16,16 \times 9,3}{7,41}$	$\frac{173,85 \times 21,04 \times 14,73}{9,63}$
1. Völligkeitsgrad der Verdrängung bei gleicher Schärfe der Schiffsenden. . . . .	0,690	0,760	0,782
2. Ladeverdrängung . . . . .	3 031	11 520	27 730
3. Schiffsgewicht mit Maschinen, Wasser in den Kesseln usw. . . . .	1 152	3 260	7 515
4. Gesamttragfähigkeit (gesamte Zuladung) . . . . .	1 879	8 260	20 215
5. Pferdestärken für 11 kn Reisedurchschnitt . . . . .	1269	2 540	4 080
6. Anzahl der Reisetage für jede Reise. . . . .	15,5	15,5	15,5
7. Kohlegewicht im Abgangshafen . . . . .	389	754	1 237
8. Tage im Hafen bei jeder Reise . . . . .	2,37	6,75	13,09
9. Zahl der Reisen im Jahr. . . . .	20,83	16,65	12,91
10. Kohlenverbrauch im Jahr . . . . .	8102	12 550	16 228
11. Reiseausrüstung mit Wasser und Lebensmitteln . . . . .	61	121	196
12. Ladungstragfähigkeit des Schiffes . . . . .	1 388	7 356	18 762
13. Im Jahr gefahrene Ladung . . . . .	28 910	122 500	242 160
14. Abgabepflichtiger Nettoraumgehalt . . . . . Reg.-t	700	3210	9950
15. Besatzung . . . . .	24	46	65
16. Zahl der Lade- und Löscheinrichtungen mit doppelten Bäumen und Winden. . . . .	1	7	12
17. Zahl der Lade- und Löscheinrichtungen mit einfachen schwingenden Bäumen . . . . .	4	2	0

	Kosten
18. Bauwert der Schiffe . . . . .	
19. Jährliche Abrechnungsquote . . . . .	
20. Instandsetzungen und Verbesserungen, Docken, Malen usw. . . . .	
21. Versicherungsgebühren . . . . .	
22. Tonnengelder nach Ziffer 14 . . . . .	
23. Anteil an Geschäftskosten und Steuern . . . . .	
24. Maklergebühren und Vergütungen . . . . .	
25. Kosten für Kohlen, Öl, Lebensmittel, Geschirr usw. . . . .	
26. Kosten der Besatzung einschl. Fürsorgeverpflichtungen, auch Lotsen . . . . .	
27. Kosten des Lade- und Löschbetriebes . . . . .	
28. Gesamtkosten im Jahr . . . . .	
29. Angenommener Bruttogewinn an Fracht . . . . .	
30. Verzinsung des Anlagekapitals . . . . .	
31. Erforderliche Durchschnittsfrachtrate bei x vH Mindestverzinsung . . . . .	
32. Verzinsung (oder für bestimmte Verzinsung nötige Frachtrate bei x Prozentteilen Ausnutzung des Schiffes . . . . .	

Hilftabelle für Ziffer 16 und 17.

Vergleich des Einflusses der Lade- und Löscheinrichtungen auf die Leistung für den Gang und Tag bei 8stündiger Arbeitszeit

(auch zur Errechnung der Liegezeiten in den Häfen für Ziffer 8 zu benutzen).

	t	Laden oder Löschen	Für den Arbeitstag
Zu 16. Ein Paar doppelte, feststehende Bäume und zwei Winden	356	288	254 } 2 <sup>2)</sup>
Zu 17. Je ein einfacher, schwingender Baum und eine Winde	288	220	183 }

<sup>1)</sup> Frei nach Journal of Commerce März 1918. Der Vergleich dreier Schiffe derartig verschiedener Größe bei gleicher Reiselänge und gleicher Geschwindigkeit ist wirtschaftlich nicht berechtigt; das Schema gibt aber alle Gesichtspunkte für die Überprüfung technisch-wirtschaftlicher Zusammenhänge.  
<sup>2)</sup> Verminderung der möglichen Leistung mit wachsenden Laderaumtiefen und -längen.

Bei Schiffen, die ausdrücklich für Schüttladungen bestimmt sind, erscheinen Rahmenspanten nicht so störend, wie bei solchen, die mit größeren Stückgütern oder gar sperrigen Gütern für ihren Betrieb zu rechnen haben. Deshalb sind zwecks bester Raumausnutzung für die meisten Schiffe im Unterraum die „Hochspanten“ (deep-framing) jetzt allgemein eingeführt und haben diese Sonderbezeichnung jetzt bereits verloren. Sie kennzeichnen sich durch eine gleichmäßige Erhöhung aller Spantprofile bei Fortfall der in weiteren Abständen zur Verstärkung des Querverbandes vorgeschriebenen, und um den mehrfachen Betrag der gewöhnlichen Spanthöhe in die Räume hineinragenden Rahmenspanten im Unterraum. Die Rahmenspanten, welche ein etwas geringeres Schiffskörpergewicht ergeben, sind um so weniger störend, je größer die Schiffe und damit die Abstände der Rahmenspanten werden.

Eine Rückkehr zum Rahmenspantensystem bedeutet die in England seit 1912 in weitestem Maße in Aufnahme gekommene Bauart nach dem Längsspantensystem (Isherwood), bei welchem der Verband des Schiffes im Boden, in den Außenhautseiten und Decks durch niedrige Längsspantenprofile hergestellt wird, die sich auf ringartig in die Unter- und Decksräume in 3 bis 4 m Abstand gelegte Rahmenspanten stützen. Die Gewichtsersparnis bei dieser Bauart beträgt unter gleichzeitiger Steigerung der Längsfestigkeit erfahrungsgemäß etwa 4 bis 5 vH des stählernen Schiffskörpergewichtes. Für flüssige Ladung bietet diese Bauart namhafte Vorteile. Tankdampfer werden heute fast ausschließlich nach dem Längsspantensystem gebaut. Bei Fahrgastschiffen beeinträchtigen die die Rahmenspanten unter Deck verbindenden gebauten Querträger die Raumhöhen unvorteilhaft, zwingen zu allgemeinen Deckserhöhungen und stören, weil festliegend und von Anfang an in die Einrichtung eingeordnet, die nachträgliche Veränderung von Einrichtungen gegenüber dem Entwurf.

Der Frachtschiffbau strebt heute möglichst stützenfreie Räume an durch Anwendung der sogenannten weitstehenden Raumstützenbauart mit Mittellängsschotten; die Ausgestaltung dieser, zur Erzielung einer kleinen Anzahl von Stützen bei dennoch geringer Höhe der störenden Decksunterzüge, wird gelegentlich sogar kleine Abweichungen der aus Raumrücksichten bestimmten Schottenstellung rechtfertigen.

#### g) Einfluß des Einbaus von Motoren auf Schiffbau- und Schiffsbetrieb.

Die Entwicklung des letzten Jahrzehnts hat gezeigt, daß die Einführung der Großölmaschinen nicht unbeträchtliche Einflüsse auf Schiffbau und Schiffsbetrieb ausgeübt hat. Diese Einflüsse erstrecken sich vor allem auf Raum- und Gewichtsfragen, Widerstands- und Geschwindigkeitsfragen, Festigkeitsfragen und Vermessungsfragen.

Die Einwirkung auf die Gewichtsfrage ist rein wirtschaftlicher Natur und kann in einzelnen Fällen für die Gesamttragfähigkeit, d. h. einschließlich Bunker- und Wassergewichte, einwandfrei festgelegt werden; von außerordentlicher Bedeutung ist aber daneben die Einwirkung auf die reine Nutztragfähigkeit, die in starkem Maße von der Schiffsgröße, der Geschwindigkeit und der Reisedauer abhängig ist. Unter Umständen ergibt sich hierdurch für das Motorschiff eine außerordentliche Überlegenheit, während der Unterschied in anderen Fällen nur gering ist<sup>1)</sup>. Im Zusammenhang hiermit steht, daß die wirtschaftliche Geschwindigkeit von Motorschiffen besonders auf längeren Reigestrecken nicht unbedeutlich höher liegt, als die wirtschaftliche Geschwindigkeit von Dampfern. Durch die neuere Entwicklung der Ölmotoren, insbesondere durch die Einführung der doppelwirkenden Zweitaktdieselmotoren, wird die Gewichtsfrage an sich weiter zugunsten des Motorschiffes verbessert.

<sup>1)</sup> Commentz, C.: Technisch-wirtschaftliche Fragen der Motorschiffahrt. Vortrag vor dem XI. deutschen Seeschiffahrtstag. 1924.

Da der Antrieb von Motorschiffen mit geringeren Betriebskosten (vor allem geringeren Brennstoffkosten und geringeren Betriebsgewichten) erfolgt als bei Dampfern, ergibt sich nicht nur eine Erhöhung der wirtschaftlichen Geschwindigkeit, sondern auch eine Erhöhung des wirtschaftlichen Völligkeitsgrades, denn die Mehraufwendungen für den Antrieb werden durch den Gewinn an Tragfähigkeit mehr als ausgeglichen. Während der wirtschaftliche Völligkeitsgrad bei Dampfern stark durch die Reiselänge beeinflusst wird [infolge der von ihr abhängigen Brennstoffgewichte<sup>1)</sup>], ist er bei Motorschiffen für kurze und lange Reisen nahezu gleichgroß. Bei Motorschiffen mit schnelllaufenden Schrauben muß bei der Wahl des Völligkeitsgrades auf die Belastung der Schraube Rücksicht genommen werden, d. h. das Schiff unter Umständen etwas schärfer gehalten werden. Die durchschnittliche Leistung von Ölmotoren ist gleichmäßiger als bei Dampfmaschinen, und es ist infolgedessen möglich, mit einer etwas geringeren Maschinenleistung eine gleiche Durchschnittsgeschwindigkeit auf See zu erzielen.

Infolge des geringeren Raumbedarfes der Motoren, und weil das Treiböl für die Maschinenanlage wenigstens teilweise im Doppelboden untergebracht werden kann, ist der zur Verfügung stehende Laderaum bei Motorschiffen größer, als bei Dampfern, und zwar ist der Raumgewinn durchweg verhältnismäßig größer als der Gewinn an Tragfähigkeit, so daß infolgedessen mehr Laderaum pro Tonne Nutztragfähigkeit zur Verfügung steht.

Die Längsfestigkeitsbeanspruchungen sind bei Motorschiffen im allgemeinen etwas geringer als bei Dampfern, weil der Maschinenraum kürzer und infolgedessen die Gesamtbelastung des Schiffskörpers durch Ladung und Maschinengewicht gleichmäßiger verteilt ist; dies gilt besonders für das Schiff mit aufgebrauchten Brennstoffvorräten. Andererseits sind die Maschinenfundamente bei Motorschiffen besonders kräftig durchzubilden; in manchen Fällen muß bei Motorschiffen mit der Möglichkeit von Vibrationen des Schiffskörpers gerechnet werden.

Einer vollständigen Ausnutzung des Raumgewinnes, der sich bei Motorschiffen im Vergleich zu Dampfern erzielen läßt, stehen die Vermessungsvorschriften entgegen (vgl. S. 560); das gleiche gilt für die Ausnutzung der Möglichkeit, die Beanspruchungen des Schiffskörpers durch gleichmäßige Verteilung der Gesamtbelastung zu verringern.

Die Motorschiffahrt steht insofern unter anderen betrieblichen Verhältnissen, als sie meistens an gewisse billige überseeische Ölhäfen gebunden ist. Die europäische Linienfrachtschiffahrt mit Kohlenfeuerung hat dagegen den Vorteil, daß die großen Räume, die bei ausgehender Ladung meist nicht gefüllt werden (der Frachtverkehr nach Europa ist auf fast allen Linien weitaus größer an Gewicht als der ausgehende Verkehr), mit billigen Kohlen für die ganze Rundreise aufgefüllt werden können.

#### h) Sicherheit.

Bei Schiffen, die nicht dem Schottengesetz unterliegen, wird man gleichwohl bei der Anordnung der Hauptschotten, soweit erzielbar, ein Augenmerk auf eine Schottenteilung legen, welche nicht, zugunsten etwa übertriebener Forderungen des Lade- und Löschbetriebes, Verhältnisse von besonderer Unsicherheit im Leckfalle schafft. Es wird dies innerhalb des Vorschiffes und des Hinterschiffes je für sich zu einer Gleichmäßigkeit in der Größe der einzelnen Räume führen; außerdem ist dabei eine etwas geringere Raumgröße der Endabteilungen in Kauf zu nehmen. In einem Vierraumfrachtdampfer sind Raum 2 und 3 die besten, und müssen in der Bemessung des Lade- und Löschgeschirrs einschließlich Luken bevorzugt werden.

Die Entwicklung der Frachtdampfertypen, welche im letzten Jahrzehnt auf dem Wege über den Spardecker, den Sturmdecker und den verstärkten

<sup>1)</sup> S. S. 51.

Sturmdecker zu dem Voldeck mit Freibord geführt hat, war von dem Bestreben geleitet, ein Höchstmaß an Raum für die Tonne Tragfähigkeit zu erzielen. Der vom Germanischen Lloyd mit besonderer Planmäßigkeit entwickelte Typ des Klassenschiffes „mit Freibord“ wird heute vielfach bevorzugt. Weniger wird heute noch der gewöhnliche Voldeck in früheren Sinne gebaut, und dann nur für solche Fahrtbereiche, für welche hohe Abgaben auf Nettorauengehalt, aber keine besonders raumfordernden Ladungen in Frage kommen. Fast stets wird heute im Frachtdampferbau wie auch im Bau der Fracht- und Personendampfer eine Vergrößerung der Seitenhöhe unter Verschwächung der Verbände vorgenommen, ohne daß der zulässige Höchsttiefgang durch diese Erhöhung des Freibords gesteigert wird. Der Träger wird gleichsam in dem Maße erhöht, in dem er durch die Verminderung der Materialstärken verschwächt wird, so daß sein Widerstandsmoment nur zur Aufnahme der bisherigen Belastung genügt; dadurch wird eine Vergrößerung des nutzbaren Raumes bei gleichbleibender Tragfähigkeit erzielt.

Mit dieser Vergrößerung der Seitenhöhe wird ein erhöhter Freibord geschaffen, der dem Schiff vergrößerte Seetüchtigkeit, dann aber auch eine Erhöhung der Sicherheit nach Verletzungen gibt, was für Schiffe, die nicht nach dem Schottengesetz gebaut sind, Bedeutung hat. Diese Tatsachen sind von um so größerer Wichtigkeit für den Entwurf, je kleiner die betreffenden Schiffe sind, bzw. je flacher sie auf Grund von Tiefgangsbeschränkungen in ihrem Verhältnis der Breite zur Höhe an sich gehalten werden müssen. Bei voller Ausnutzung der Abzüge an Materialstärken, d. h. weitmöglichster Erhöhung des Trägers, ist die Stabilitätsfrage mit leichter Ladung, die die Räume bis oben anfüllt, am Reiseende nach Verbrauch allen Brennstoffs unter Füllung der verfügbaren Ballasträume zu untersuchen, sofern nicht die betreffende Reederei für ihren bestimmten Betrieb ausdrücklich auf diese schärfsten Bedingungen verzichtet. Bei Schiffen mit dem Unsinkbarkeitszeichen müssen die Materialstärken bis zum Schottendeck vollwertig sein.

#### i) Vermessung.

Im Laufe der Entwicklung der Schiffstypen haben sich auf Grund der Vermessungsvorschriften besondere „Vermessungstypen“ herausgebildet, bei denen durch geringfügige Baumaßnahmen erreicht wird, daß für Ladungen voll benutzbare Räume von dem abgabepflichtigen Raumgehalt ausgenommen werden können. Sowohl die Vermessung für die Fahrt durch den Suezkanal wie die amerikanischen Panamakanalbehörden erkennen solche Umgehungen nicht an, berechnen vielmehr die für Ladung wirklich benutzbaren Raumbeträge. Mit internationaler Vereinheitlichung der Berechnung des abgabepflichtigen Raumes ist zu rechnen.

Bei dem neuzeitlichen Typ des Schiffes „mit Freibord“ spielt diese Vermessungsfrage heute insofern eine Rolle, als die Ausbildung eines gleich hohen Schiffes, das vorne eine kurze Unterbrechung des obersten Decks und der seitlichen Außenhaut zeigt (Welldeckschiff), einen solchen Vermessungstyp ergibt. Nach den deutschen und englischen Vermessungsvorschriften kann der ganze Raum der langen Hütte, wenn er in seinem Frontschott nur provisorisch schließbare Öffnungen hat, als nicht abgabepflichtig ausgeschlossen werden. Das gleiche gilt für Schiffe mit durchlaufendem Deck (Schutzdeck s. S. 568), die eine oder mehrere Vermessungsöffnungen im Deck aufweisen. Die Freibordvorschriften sehen allerdings für solche Schiffe eine Verringerung des zulässigen größten Tiefgangs vor, so daß der Ersparnis an Gebühren auf Grund des Raumgehalts eine gewisse Verminderung an Tragfähigkeit gegenübersteht. Da außerdem in dem ersteren Falle der vordere Ausschnitt Laderaum kostet, so ist in jedem Falle in Verbindung mit der Reederei zu untersuchen, welcher Typ für die bestimmte Fahrt der wirtschaftlichste ist.

k) Schiffsgröße, Geschwindigkeit, Einrichtungen und Wirtschaftlichkeit.

Im allgemeinen geben die Betriebserfahrungen der Reedereien, für deren sorgfältige Statistik und Verarbeitung diese sorgen müssen, den Werften die nötigen Unterlagen und Weisungen, welche den allmählichen Fortschritt bringen. Die sprunghaften und grundlegenden Verbesserungen jedoch bauen sich meist auf technischen Möglichkeiten und Erkenntnissen auf, die der Reeder häufig nicht übersehen kann. Es bedarf daher einer ununterbrochenen Zusammenarbeit im Sinne wirtschaftlich-technischer Durchrechnung und Bearbeitung jeder neuen Möglichkeit. Die Steigerung der Schiffsgröße in ihrem günstigen Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit des Betriebes, die praktische Ausbildung des Lade- und Löschgeschirrs, die Raum- und Vermessungsfrage, die wirtschaftlichste Geschwindigkeit u. a. m. sind Grundlagen, die sowohl in jedem praktischen Einzelfalle als auch studienmäßig für Reihenbauten verschiedener Art, Leistung und Größe unmittelbaren Prüfungszweck haben.

Auf S. 62/63 ist ein Musterbeispiel gegeben für eine bestimmt gerichtete Untersuchung, brauchbar auch für die wirtschaftlich-technische Prüfung bei verschiedener Geschwindigkeit, Reiselänge, Vermessungsunterschieden, verschiedener Art des Betriebes von Lade- und Löschgeschirr, anderer Antriebsanlage, verschiedenem Brennstoff usw. Die Zahlenangaben des Beispiels sind dabei — als wechselnd — von geringerem Gebrauchswert als das Muster selbst.

l) Vertragsgeschwindigkeit und mittlere Seegeschwindigkeit<sup>1)</sup>.

Die Festlegung der Geschwindigkeit von Schiffen erfolgt im Bauvertrage im allgemeinen für beladenen Zustand und für Fahrt mit gereinigtem und frisch gestrichenem Boden in glattem tiefem Wasser bei ruhigem Wetter. Die vertragliche Geschwindigkeit ist beträchtlich höher als die mittlere Reisegeschwindigkeit, und zwar durch die Vergrößerung des Widerstandes, welche sich durch die Veränderung der Reibung der Unterwasserfläche ergibt, sowie durch den Einfluß von Wind und See. Die Einwirkung dieser Verhältnisse ist bei Schiffen verschiedener Größe, verschiedener Geschwindigkeit und bei verschiedenen Reisewegen außerordentlich verschieden. Der Reibungswiderstand nimmt nach erfolgter Dockung pro Tag unter günstigen Umständen um  $\frac{1}{4}$  vH zu (in tropischen Gewässern bis zu  $\frac{1}{2}$  vH), wenn das Schiff regelmäßig in Fahrt bleibt; ist Gelegenheit zum Anwuchs während längerer Liegezeit gegeben, so vergrößert sich der Reibungswiderstand noch schneller. Die Zunahme des Reibungswiderstandes wird im Laufe der Zeit etwas geringer. Insgesamt wächst der Gesamtwiderstand von Frachtschiffen infolge Vergrößerung des Reibungswiderstandes im Laufe von etwa 3 Monaten um 12 bis 15 vH. Dadurch verringert sich die Geschwindigkeit um 4 bis 5 vH.

Der tatsächliche Unterschied zwischen vertraglicher Geschwindigkeit und mittlerer Dienstgeschwindigkeit hängt außer von der Veränderung des Reibungswiderstandes in beträchtlichem Maße von der Einwirkung von Wind und Wetter ab. Eingehende Beobachtungen an größeren Frachtdampfern ergaben für längere Reisezeiten für Schiffe von etwa 16 000 t Verdrängung folgende Unterschiede zwischen Vertragsgeschwindigkeit und mittlerer Seegeschwindigkeit:

Vertragsgeschwindigkeit . . . . .	10 kn	11 kn	12 kn
Schärfegrad . . . . .	80 vH	78 vH	76 vH
Verminderung der Vertragsgeschwindigkeit	10—20 vH	8—16 vH	6—12 vH

Die hohen Werte gelten für stürmische, die niedrigen für ruhige Meere.

<sup>1)</sup> Vgl. P. Knipping: Die Bedeutung der Auswertung von Reiseberichten für die Konstruktion von Frachtdampfern der Küstenfahrt (WRH 22. 7. 1924). — Kaiser, L. A.: Effect of Current and Weather on Steamer Tracks (The Nautical Gazette 4. 4. 1925). — Eyres, Reginald J.: What is Sea Speed: Vortrag vor der North East Coast Inst. of Eng. & Shipbuilders. 1926. — Reinicke, G.: Einfluß des Windes und Seeganges auf die Dampfer. Ann. der Hydrographie und maritimen Meteorologie. Akt. 104.

Aus den Grenzen ist erkenntlich, daß auf Reisewegen mit ruhigem Wetter die Verringerung der Vertragsgeschwindigkeit fast ausschließlich durch Zunahme des Reibungswiderstandes erfolgt, und daß andererseits bei Fahrten in unruhigen Gewässern der Einfluß von Wind und Wetter die Hauptrolle spielt. Bei kleineren Schiffen ist der Verlust an Geschwindigkeit im allgemeinen wesentlich größer als bei großen Schiffen, da der Einfluß von Wind und Wetter sich bei diesen in stärkerem Maße auswirkt.

Zur Vermeidung von Unzuträglichkeiten bei der Festlegung der Vertragsgeschwindigkeit empfiehlt es sich, diese genau festzulegen, etwa wie folgt:

„Die Geschwindigkeit gilt für das auf Sommerfreibord beladene Schiff bei gutem Wetter ( $\leq$  Windstärke 3) in ruhigem stromfreiem Wasser, dessen Tiefe mindestens 8mal so groß ist wie der Tiefgang des Schiffes; sie wird auf der ersten Reise während einer 24stündigen Meßfahrt festgelegt, auf der gleichzeitig Maschinenstärke und Kohlenverbrauch gemessen werden.“

Die Geschwindigkeitsergebnisse von Probefahrten in unbeladenem Zustande sind im allgemeinen für die Beurteilung der Schiffsgeschwindigkeit nicht maßgebend, sie dienen lediglich zur Festlegung des einwandfreien Arbeitens der Maschinenanlage.

## C. Gewicht und Schwerpunkt des Schiffskörpers.

### 1. Gewicht des Schiffskörpers.

Schon beim ersten Entwurf eines Schiffes muß auf möglichst genaue Schätzung des Gesamtgewichts des Schiffskörpers Wert gelegt werden, um mit den geringsten Abmessungen, also auf die wirtschaftlichste Weise, die vom Schiff geforderte Leistung (Tragfähigkeit, Geschwindigkeit, Gefechtswert) zu erreichen. In der Praxis geschieht dies fast durchweg in Anlehnung an früher ausgeführte ähnliche Bauten, deren Gewicht bekannt ist, indem man die Abweichungen, die sich aus den geänderten Abmessungen, Abmessungsverhältnissen, Völligkeitsgraden, anderer Geschwindigkeit, Bauart und Maschinenstärke ergeben, im einzelnen schätzt und berücksichtigt. Allgemeine Schätzungs- und Entwurfsgewichtszahlen haben daher nur bedingten Wert, und wenn solche Zahlen weiter unten gegeben sind, so muß dabei berücksichtigt werden, daß es sich um Mittelwerte handelt, von denen im Einzelfalle (schon durch abweichende Abmessungsverhältnisse) nicht unbedeutliche Abweichungen auftreten können.

Wenn keine genügenden Unterlagen vom Bau früherer Schiffe vorhanden sind, wird das Gewicht des Schiffskörpers vor dem Bau durch Annäherungsrechnungen ermittelt oder nach Gewichtsgruppen in allen Einzelheiten unter Zuhilfenahme von Einheitswerten berechnet. Das Annäherungsverfahren ist, wie bereits oben bemerkt, nur bedingt zuverlässig, die Ermittlung nach Gewichtsgruppen birgt die Gefahr in sich, daß bei ihr nicht alle kleineren Einzelgewichte genügend erfaßt werden, deren Gesamtsumme für das Schiffsgewicht von erheblicher Bedeutung ist.

Bei den Annäherungsverfahren legt man im allgemeinen den Rauminhalt des Schiffes, ausgedrückt durch  $L \cdot B \cdot H$  ( $H$  bis zum Freiborddeck bzw. Schotten- deck gerechnet) zugrunde; etwas genauere Anhaltzahlen erhält man jedoch, wenn man den Inhalt der Aufbauten einschließt, also nach  $L \cdot B \cdot H + A$  rechnet, und eine weitere Einengung der Grenzwerte ergibt sich indem man den Gesamt- völligkeitsgrad  $\delta_1$  des Unterschliffes bis zum Hauptdeck mit berücksichtigt. Für diesen Zweck wird  $\delta_1$  aus  $\delta$  des Unterschliffes,  $\alpha$  der Wasserlinie und  $\alpha_1$  der Decksfläche ermittelt nach der Formel

$$\delta_1 = \frac{Tg \cdot \delta + \left(\frac{\alpha + \alpha_1}{2}\right)(H - Tg)}{H}$$

Der durch den Sprung oberhalb der Seitenhöhe liegende Teil des Unterschliffes wird also auch bei dieser letzten Methode nicht besonders berücksichtigt, er ist im Unterschliff eingeschlossen; da es sich um schematische Werte handelt und der Sprung bei gleichen Schiffstypen meistens ähnlich ist, spielt dies keine Rolle.

Für die hauptsächlichsten Schiffstypen ergeben sich, wenn sie nach neueren Bauvorschriften gebaut sind, etwa die folgenden Werte:

	$L \cdot B \cdot H$ kg	$L \cdot B \cdot H + A$ kg	$L \cdot B \cdot H \cdot \delta_1 + A$ kg
<b>Hölzerne Schiffe.</b>			
Frachtsegler . . . . .	140—160	120—135	165—175
Große Jachten . . . . .	100—125	—	—
Kleine Jachten . . . . .	bis 45	—	—
<b>Stählerne Schiffe.</b>			
Große schnelle Fahrgastschiffe . . .	190—220	140—160	180—200
Große Fracht- und Fahrgastschiffe .	215—245	165—185	205—220
Mittlere Fracht- und Fahrgastschiffe .	195—225	150—170	185—200
Kleinere Fracht- und Fahrgastschiffe	185—215	145—165	180—195
Große Frachtschiffe . . . . .	165—190	135—155	155—175
Mittlere Frachtschiffe . . . . .	160—185	130—150	150—170
Kleinere Frachtschiffe . . . . .	160—185	130—150	150—170
Große Tankschiffe . . . . .	175—195	155—170	175—190
Mittlere Tankschiffe . . . . .	170—190	150—165	170—185
Kleinere Tankschiffe . . . . .	165—185	145—160	165—180
Kanaldampfer . . . . .	135—155	115—135	155—170
Dampfjachten . . . . .	140—160	135—150	165—180
Schwere Schlepper, Eisbrecher . . . .	190—220	165—185	230—250
Segler für Frachtfahrt . . . . .	155—175	130—145	185—195
Lotsen- und Fischdampfer . . . . .	165—190	140—160	225—235
Leichte Schlepper . . . . .	150—190	135—160	210—230
Größere Revierfahrgastschiffe (Küsten)	125—150	105—125	135—155
Kleinere Revierfahrgastschiffe (Küsten)	100—120	85—100	115—130
Leichte Bereisungsdampfer f. Küsten	130—145	115—125	155—165
Fluß-Fahrgastschiffe mit großen Aufbauten . . . . .	135—165	105—125	115—130
Flußschlepper . . . . .	130—150	115—130	145—160
Logger . . . . .	145—160	130—140	185—195
Große Leichter . . . . .	160—190	145—170	160—180
Kleine Leichter . . . . .	110—140	100—125	115—130
<b>Kriegsschiffe.</b>			
		$L \cdot B \cdot H$	
Linienschiffe . . . . .		120,0 kg	
Große Kreuzer . . . . .		118,5 „	
Kleine Kreuzer . . . . .		110,0 „	
Große Torpedoboote . . . . .		96,0 „	
Kleine Torpedoboote . . . . .		84,5 „	
Kanonenboote . . . . .		169,0 „	

Diese Gewichte schließen für Handelsschiffe den Stahlkörper bzw. Holzkörper, Ausrüstung, Einrichtung und die Schiffhilfsmaschinen ein; für Kriegsschiffe sind in den angegebenen Gewichten die Panzerung und die Schiffhilfsmaschinen nicht enthalten.

Schiffe „mit Freibord“ haben ein um 3 bis 5vH geringeres Einheitsgewicht, bezogen auf  $L \cdot B \cdot H$  bzw. auf  $L \cdot B \cdot H + A$  oder auf  $L \cdot B \cdot H \cdot \delta_1 + A$ ; ihre Gewichte liegen also an den unteren Grenzen der gegebenen Einheitswerte.

Der Anteil des Stahlgewichts ist für die verschiedenen Schiffstypen naturgemäß außerordentlich verschieden. Für einfach ausgerüstete Frachtschiffe stellt es sich auf 83 bis 89 vH des Gesamtgewichts des Schiffskörpers, für besser ausgerüstete Frachtschiffe auf 80 bis 86 vH; die kleineren Prozentsätze gelten im allgemeinen für kleinere Schiffe. Hierin eingeschlossen sind Steven, Ruder, Wellenböcke mit etwa 1 vH für Einschraubenschiffe und 1 bis  $1\frac{1}{4}$  vH für Zwei- und Mehrschraubenschiffe, sowie 2 bis  $2\frac{1}{2}$  vH für Nietköpfe. Um das Bestellgewicht für Platten und Profile zu errechnen, sind diese Gewichte vom Stahlgewicht abzuziehen und 5 bis 7 vH für Verschnitt hinzuzurechnen.

Aus diesen Prozentzahlen und den oben gegebenen Tabellen lassen sich die Einheitsgewichte des Stahlkörpers bezogen auf  $L \cdot B \cdot H$  bzw. auf  $L \cdot B \cdot H + A$  oder  $L \cdot B \cdot H \cdot \delta_1 + A$  leicht ermitteln.

Das Stahlgewicht für Fracht- und Fahrgastschiffe ist im Verhältnis zum Gesamtgewicht des Schiffskörpers unter Umständen erheblich kleiner und stellt sich bei mittleren Fracht- und Fahrgastschiffen auf etwa 65 bis 70 vH des Gesamtgewichtes. Bei großen schnellen Fahrgastschiffen entfallen etwa 70 bis 75 vH des Schiffsgewichtes auf den Stahlschiffkörper. Bei derartigen Schiffen hängt im Einzelfalle alles von der Art und Umfang der Fahrgasteinrichtungen sowie von der Geschwindigkeit und dem Schräggrad ab; es ist deshalb bei Entwurfrechnungen möglichst von den Ergebnissen von Nachrechnungen ähnlicher Schiffe auszugehen.

Eine recht gute Nachrechnung des Stahlgewichts ergibt sich, wenn man das Gewicht des Stahlkörpers nach dem Hauptspant auf eine Spantentfernung genau ausrechnet, die gleiche Rechnung für ein früher gebautes ähnliches Schiff vornimmt, dessen Bestellgewicht für Stahlmaterial bekannt ist, und dann unter Berücksichtigung von Schiffslänge und Spantentfernung proportioniert. Das ältere Schiff habe z. B. eine Länge von 150 m, ein Eisenbestellgewicht von 3400 t und eine Spantentfernung von 720 mm. Das Gewicht pro Spantentfernung betrage nach dem Hauptspantquerschnitt (also ohne Schotten, Einbauten und Aufbauten) 31,14 t. Für das Entwurfsschiff ist bei einer Länge von 158 m (Breite und Höhe brauchen nicht berücksichtigt zu werden, da sie im Hauptspantgewicht zum Ausdruck kommen) und einem Spantabstand von 740 mm das Hauptspantgewicht 33,23 t. Das Bestellgewicht ist also annähernd:

$$\frac{3400 \cdot 33,23 \cdot 160 \cdot 720}{31,14 \cdot 150 \cdot 740} = \approx 3760 \text{ t}$$

für Platten und Profile. Der Vergleich der beiden Schiffe zeigt ferner, daß das Entwurfsschiff ein Schott mehr hat, dessen Gewicht etwa 10 t beträgt, und daß die Aufbauten umfangreicher sind und etwa 25 t mehr wiegen dürften. Das Bestellgesamtgewicht für das Entwurfsschiff beträgt hiernach 3795 t. Nach Abzug von 6 vH für Verschnitt und Zuschlag von 1,3 vH für schwere Guß- und Schmiedestücke sowie von 2,3 vH für Nietköpfe ergibt sich das Rechnungsgewicht des Stahlkörpers zu etwa 3705 t. In Anlehnung hieran kann, da der Stahlkörper des alten Schiffes 84 vH des Gesamtgewichts gewogen hat, das Gesamtgewicht des neuen Schiffes zu  $\frac{3705 \cdot 100}{84} = \approx 4410 \text{ t}$  geschätzt werden, wenn die Ausrüstungen an Holzdecks, Rohrleitungen, Ladewinden, Ladegeschrir und die Wohneinrichtungen etwa die gleichen sind.

Für die genaue Gewichtsberechnung müssen sämtliche Bauteile aus den Zeichnungen aufgemessen und ihre Gewichte nach Längen, Flächen- oder Rauminhalten und spezifischen Gewichten berechnet werden. Um hierfür durch ausgeführte Bauten den nötigen Anhalt zu erlangen, sind beim Bau neuer Schiffe Gewichtlisten zu führen, in welche alle in das Schiff eingebauten Teile in

Gruppen geordnet mit ihren Gewichten eingetragen werden, so daß sich durch Zusammenstellung und Aufrechnung aller dieser Gruppengewichte das Gesamtgewicht des fertigen Schiffskörpers ergibt<sup>1)</sup>. Die Einteilung der Gewichts Berechnung des Schiffskörpers nach Baugruppen und Materialgruppen erfolgt bei den Werften in sehr verschiedener Weise, bedingt durch die Verschiedenartigkeit in der Kostenberechnung des Schiffes; vielfach wird dabei eine Haupteinteilung nach den einzelnen Werkstätten getroffen. Die Hütte gibt für Handelsschiffe folgende Baugruppen- und Materialgruppeneinteilung (n. F. Meyer, s. Fußnote).

#### Einteilung der Bauteile für den Schiffskörper nach Baugruppen.

- |  |   |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Hinterstevan.</li> <li>2. Ruder.</li> <li>3. Wellenböcke.</li> <li>4. Vorstevan.</li> <li>5. Kiel.</li> <li>6. Spanten.</li> <li>7. Doppelboden.</li> <li>8. Außenhaut.</li> <li>9. Wasserdichte Querschotte.</li> <li>10. Seitenstringer, Kielschweine.</li> <li>11. Decks.</li> <li>12. Ladeluken.</li> <li>13. Schächte.</li> <li>14. Bunkerschotte.</li> <li>15. Deckstützen</li> <li>16. Einbauten.</li> <li>17. Maschinen- und Kesselträger.</li> <li>18. Wellentunnel.</li> <li>19. Aufbauten.</li> <li>20. Oberlichter, Kappen.</li> <li>21. Fundamente für Hilfsmaschinen.</li> <li>22. Stählerne Masten u. dgl.</li> <li>23. Eiserne Treppen.</li> <li>31. Mastenzubehör, Takelung, Segel.</li> <li>32. Ruderzubehör.</li> <li>33. Anker, Ketten, Trossen und Zubehör.</li> <li>34. Poller, Klampen, Klüsen u. dgl.</li> <li>35. Lade- und sonstige Winden, Krane und Zubehör.</li> <li>36. Zubehör und Beschläge für Ladeluken, Niedergänge usw.</li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>37. Zubehör und Beschläge für wasserdichte Verschlüsse, Pforten usw.</li> <li>38. Zubehör und Beschläge für Schanzkleid, Reling usw.</li> <li>39. Einrichtung in Laderäumen.</li> <li>40. Einrichtung in Bunkern.</li> <li>41. Einrichtung in Provierträumen.</li> <li>42. Einrichtung in Wohnräumen, Möbel usw.</li> <li>43. Einrichtung in Bädern, Waschräumen, Aborten usw.</li> <li>44. Einrichtung in Küchen, Anrichten, Aufwaschräumen usw.</li> <li>45. Einrichtung in sonstigen Räumen.</li> <li>46. Destillieranlage.</li> <li>47. Kühlanlage, Kühlmaschine.</li> <li>48. Heizung.</li> <li>49. Lüftung.</li> <li>50. Fenster, Oberlichter und dgl. nebst Zubehör und Beschlägen.</li> <li>51. Elektrische Beleuchtung.</li> <li>52. Elektrische Zentrale.</li> <li>53. Pumpen, Rohrleitungen, Ventile für den Schiffsbetrieb.</li> <li>54. Befehlsanlage.</li> <li>55. Boote und Zubehör.</li> <li>56. Inventar, Handwerkszeug, Geräte.</li> <li>57. Desinfektionsapparate.</li> <li>58. Funkentelegraphie, Unterwasserschallsignale.</li> </ol> |
|--|---|

#### Einteilung der Bauteile für den Schiffskörper nach Materialgruppen.

- I. Schwere Schmiede- und Gußteile:  
Schmiedestücke, Eisenguß, Stahlguß, Bronze.
- II. Walzstahl und Walzeisen:  
Platten (Grobblech, Feinblech, Riffblech), Winkel, Profile.
- III. Nieten, Schrauben, Bolzen, Nägel.
- IV. Zimmerholz. (Verschiedene Holzarten.)
- V. Verschiedene Stoffe:
  1. Werg, Segeltuch, Filz, Pappe,
  2. Marineleim, Teer, Pech, Asphalt, Kitt,
  3. Glas, Porzellan, Fliesen, Zement, Marmor, Schiefer, Koks, Kacheln, Isoliermaterial, Litosilo,
  4. Linoleum, Papyrolith, Pegamoid, Linkrusta,
  5. Gummi, Leder,
  6. Farbe, Spachtel, Mennige, Verzinkung, Kupferbeschlag, Bleibeslag, Zinkbeschlag.
- VI. Ausrüstung und Einrichtung:
  1. Apparate, Hilfsmaschinen, Anker, Ankerketten, Trossen, Boote, Instrumente, Takelungsteile, Tauwerk, kleine Ketten, Inventarien,
  2. kleine Holzteile, Möbel usw.,
  3. kleine Schmiedeteile, Bleche, Blei, Zink, Drahtnetz, Beschläge aller Art,
  4. kleine Eisenguß-, Bronze- usw. Teile,
  5. Rohre,
  6. Elektrische Kabel,
  7. Segel, Persenninge, Bezüge, Polster, Gardinen, Vorhänge, Matten, Teppiche,
  8. Verschiedenes.

<sup>1)</sup> Vgl. Herner: Das Veranschlagen von Schiffen. Hannover 1906. — Meyer, F.: Gruppeneinteilung für die Gewichts- und Kostenberechnung von Schiffen. Berlin 1904; Hütte 28. Aufl., S. 679 u. 680.

Zur Erleichterung der sehr umfangreichen Berechnung des Schiffskörpers beim Entwurf dienen folgende Angaben:

#### Stahlgewichte.

**Schwere Schmiede- und Gußstücke.** Balkenkiel, gerader Teil des Vorstevens, Vorstevensschuh, Hinterstevens, Wellenaustritte, Ruderrahmen müssen nach Zeichnung berechnet oder nach ähnlichen Schiffen (mit *LBH*) geschätzt werden.

**Spanten.** Das Gewicht der Spanten ergibt sich annähernd aus ihrer Anzahl  $\times$  Gewicht des Hauptspants  $\times$  0,9 bis 0,92, je nachdem das Schiff schärfer oder völliger ist.

**Deckbalken.** Das Gewicht der Balken findet man aus ihrer Länge  $\times$  Einheitsgewicht, vermehrt um etwa 8 vH bei Handelsschiffen und 12 vH bei Kriegsschiffen für Balkenknie oder Eckbleche.

**Außenhautfläche** = 1,015 bis 1,03  $\times$  Umfang des Hauptspants  $\times$  0,9 bis 0,92, bei sehr scharfen Schiffen bis 0,82.

**Decksflächen im Durchschnitt** = 0,8  $L \times B$ . Öffnungen (Luken usw.) werden dabei voll gerechnet.

**Bodenstücke** ungefähr 0,75  $\times$  Fläche des Bodenstücks im Hauptspant  $\times$  Anzahl der Spanten.

**Schotte** sind nach Skizze oder mit Hilfe von Einheitsgewichten ( $\text{kg/m}^2$  Schottfläche, Versteifungen und Überlappungen einbegriffen) nach Schiffen ähnlicher Größe zu berechnen.

**Niete, Unterlegstreifen, Überlappungen.** Für Nietköpfe ist 2 bis 3 vH des Gesamtstahlgewichtes hinzuzurechnen.

Für Unterlegstreifen 2 bis 3 vH des Plattengewichts, für Überlappungen und Laschen 6 bis 7 vH des Plattengewichtes hinzuzurechnen.

Das Gesamtgewicht der für ein Schiff erforderlichen Niete beträgt etwa 4 bis 5 vH des Walzstahlgewichts für gewöhnliche Schiffe, für Petroleumdampfer etwa 7,5 vH.

Zugabe für den Schließkopf bei Nietbestellungen im Mittel 1  $d$ , für hydraulische Nietung bis zu 1,6  $d$ , einerlei ob Schellkopf oder Versenkopf.

Das ganze **Plattengewicht** beträgt ungefähr 2 Drittel vom Gesamtgewicht an Walzstahl.

Grobbleche, Feinbleche, Sonderbleche, Riffelbleche usw., Winkel, Profile, Deckstützen, Halbrund- und Packeisen sind der verschiedenen Preise wegen getrennt zu rechnen.

Für Verschnitt sind bei der Kostenberechnung etwa 5 bis 7 vH zuzuschlagen. Der Abfall (Schrott) beträgt etwa 9 bis 10 vH.

Bei Riffelblech ist für die Riffeln 4,5  $\text{kg/m}^2$  zuzuschlagen.

Etwaige Verzinkung wiegt 0,5  $\text{kg/m}^2$ .

Einen Überblick über die ungefähre Zusammensetzung des Bestellgewichtes für ein Frachtschiff von 12000 t Tragfähigkeit, 146 m Länge, 18,5 m Breite und 10,7 m Seitenhöhe gibt die Zusammenstellung auf S. 73.

Für ein Frachtschiff von 9000 t Tragfähigkeit, mit Zwischendeck, Back, Brücke und Poop verteilt sich das Stahlgewicht auf die einzelnen Verbände etwa wie folgt:

Doppelboden, einschl. Außenboden . . . . .	24 vH
Spanten, Stringer, Außenhautseite . . . . .	30 „
Zweites Deck . . . . .	7 „
Schotte . . . . .	3 „
Hauptdeck . . . . .	10 „
Aufbauten . . . . .	5 „
Übrige Teile . . . . .	21 „

100 vH

Gesamteisengewicht: 3111 t.

	Platten t	vH des Gesamt- gewichts	Profile t	vH des Gesamt- gewichts
<b>Längsverbände:</b>				
Außenhaut . . . . .	800	25,7	...	...
Decks . . . . .	400	12,9	...	...
Tankdecke . . . . .	200	6,4	...	...
Mittelträger . . . . .	20	0,6	20	0,7
Seitenträger . . . . .	50	1,6	50	1,6
Stringerringel . . . . .	...	...	25	0,8
	<b>1470</b>	<b>47,2</b>	<b>95</b>	<b>3,1</b>

1565 = 50,3 vH

<b>Querverbände:</b>				
Spanten . . . . .	...	...	200	6,4
Schotten . . . . .	70	2,3	60	1,9
Deckbalken . . . . .	...	...	170	5,5
Doppelbodenwangen . . . . .	225	7,2	...	...
Tankspanten . . . . .	...	...	120	3,9
Raumstützen . . . . .	...	...	25	0,8
Unterzüge . . . . .	40	1,3	60	1,9
	<b>335</b>	<b>10,8</b>	<b>635</b>	<b>20,4</b>

970 = 31,2 vH

<b>Ein- und Aufbauten:</b>				
Luken . . . . .	50	1,6	25	0,8
Wellentunnel . . . . .	35	1,1	15	0,5
Masch- und Kesselschächte . . . . .	50	1,6	15	0,5
Bunker . . . . .	30	1,0	10	0,3
Versch. Einbauten . . . . .	80	2,6	40	1,3
Versch. Aufbauten . . . . .	125	4,0	60	1,9
	<b>370</b>	<b>11,9</b>	<b>165</b>	<b>5,3</b>

535 = 17,2 vH

<b>Schwere Guß- und Schmiedestücke:</b>				
Vorstevan . . . . .	3	0,1		
Vorstevenschu . . . . .	1	0,0		
Hinterstevan . . . . .	22	0,7		
Ruder . . . . .	15	0,5		
	<b>41</b>	<b>1,3</b>		

41 = 1,3 vH

**Zimmerholz.** Hierzu gehören Decksplanken, Boden- und Seitenwegerung der Laderäume, schwere Holzschotte, Lukendeckel, schwere Rohrverkleidungen, Ladeschlitten, Bootsklampen u. a. m.

Für die Gewichtsrechnung sind Skizzen der Decksflächen mit Unterscheidung der Holzarten erforderlich. Für den Kostenanschlag sind Plankenlängen und -querschnitte oder Kubikmeter Holz zu berechnen.

Bei der Befestigung der Decksplanken kommen in Frage für Decksbolzen 3 vH, für Teer u. dgl. 3 vH, für Zement 1 vH, für Bleiweiß 1 vH, für Öl  $\frac{1}{2}$  vH des Holzgewichts.

## Gewicht von verzinkten Decksbolzen:

100 Stück	Schraubbolzen mit Mutter	5'' lang	$\frac{5}{8}$ '' $\varnothing$	= 29,5 kg
100 "	"	4 $\frac{1}{2}$ '' "	$\frac{5}{8}$ '' $\varnothing$	= 27,0 "
100 "	"	4'' "	$\frac{5}{8}$ '' $\varnothing$	= 24,5 "
100 "	"	3 $\frac{1}{2}$ '' "	$\frac{5}{8}$ '' $\varnothing$	= 22,2 "
100 "	"	3'' "	$\frac{5}{8}$ '' $\varnothing$	= 21,0 "
100 "	"	2 $\frac{1}{2}$ '' "	$\frac{5}{8}$ '' $\varnothing$	= 19,5 "
100 "	"	3'' "	$\frac{1}{2}$ '' $\varnothing$	= 11,5 "

**Farbe, Zement u. dgl.** Für Farbe (Mennige, Schiffsbodenfarbe, Ölfarben, Lack, Teer, Kitt) rechnet man etwa

bei gewöhnlichen Schiffen . . . . .	0,5 LBH kg,
bei Kriegsschiffen . . . . .	1,5 LBH kg,
bei besseren Schiffen . . . . .	2,5 bis 3 LBH kg,
für Zement und Sand etwa . . . . .	9 bis 10 LBH kg
bei kleineren Schiffen; bei größeren. . .	4 bis 5 LBH kg,
bei Kriegsschiffen . . . . .	2 bis 3 LBH kg.

Die meist verwendeten Anstrichfarben sind folgende:

Art der Farbe	Holzanstrich in g/m <sup>3</sup>			Art der Farbe	Eisenanstrich in g/m <sup>2</sup>		
	erster	zweiter	dritter		erster	zweiter	dritter
	Anstrich				Anstrich		
Grundfarbe . . . . .	80	—	—	Bleimennige . . . . .	136	152	140
Mastenfarbe . . . . .	110	84	74	Eisenmennige . . . . .	120	112	103
Bleiweiß . . . . .	—	105	90	Bleiweiß . . . . .	—	87	63
Zinkweiß . . . . .	—	95	85	Zinkweiß . . . . .	—	83	50
Schwarz . . . . .	—	22	28	Schwarz . . . . .	—	25	32

Verlust bei Farbanstrichen etwa 5 vH, bei Spachtelarbeiten bis zu 25 vH, im Mittel Verlust 15 vH des Farbegewichts.

Zementanstrich wiegt auf wagerechten Flächen etwa 10 bis 11, auf senkrechten 5 bis 6 kg/m<sup>2</sup>, Heißstoff- (Bitumen-) Anstrich 1,5 bis 2,5 kg/m<sup>2</sup>.

Fliesen, in Zement eingelegt, zusammen 80 bis 100 mm dick, wiegen 80 bis 100 kg/m<sup>2</sup>.

Gummi, 7 mm dick, 12 kg/m<sup>2</sup>; 4 mm dick mit Hanfeinlage 7 kg/m<sup>2</sup>.

Schiffsbodenbeschlag, Metallplatten 1,22 × 0,36 = 0,44 m<sup>2</sup>; für Überlappung (20 mm) 7,5 vH des Plattengewichts; für Befestigung 1 kg/m<sup>2</sup>; Filzunterlage 2 kg/m<sup>2</sup>.

Linoleum, 7; 4,5; 3,6; 1,5 mm dick, mit Klebstoff 8,5; 5,5; 3,9; 1,6 kg/m<sup>2</sup>; für Befestigung (Leisten, Schrauben) 10 vH Zuschlag.

Litosilo als Decksbelag, 30 bis 50 mm dick, wiegt 1350 kg/m<sup>3</sup>.

Gummimosaik-Decksbelag, 10 mm dick, wiegt 25 kg/m<sup>2</sup>.

Gummitreppenbelag, gerippt, 10 mm dick, wiegt 16 kg/m<sup>2</sup>.

Wärmeschutzmasse, Kieselgur 232,5 kg/m<sup>3</sup>, Schlackenwolle 554 kg/m<sup>3</sup>, gestampfte Blätterholzkohle 200 kg/m<sup>3</sup>, Korkmull 100 kg/m<sup>3</sup>, Kuhhaare 265 kg/m<sup>3</sup>, Torfoleum 180 kg/m<sup>3</sup>, Diatomitplatten 30 mm (für Munitionsräume, die an Kohlenbunker grenzen), 10,3 kg/m<sup>2</sup>; Korksteinplatten, als Wandbekleidung, 10 mm dick, 3,12 kg/m<sup>2</sup>; Asbestzementschieferplatten, als Wandbekleidung 35 mm dick, 6,4 kg/m<sup>2</sup>; Asbestpappe, 4 mm dick, 4,1 kg/m<sup>2</sup>.

Für Kalfaterung (Deck- und Außenhautdichtung) kann man rechnen 0,04 bis 0,06 kg Werg und 0,05 kg Pech für 1 m Dichtungsnaht und 1 Draht Werg, wobei auf je 25 mm Plankendicke 1 Draht Werg kommt.

**Innere Einrichtung.** Zu dem berechneten Gewicht der inneren Einrichtung werden 3 vH für Unvorhergesehenes hinzugeschlagen.

1 m<sup>2</sup> Kammerschott, und zwar sowohl von Holz wie von dünnem (1<sup>1</sup>/<sub>4</sub> bis 1<sup>1</sup>/<sub>2</sub> mm) Stahlblech, wiegt einschl. der Türen 25 bis 28 kg.

1 m<sup>2</sup> abgesperrtes Holz wiegt glatt (ohne Rahmen und Säulen) bei 28 mm Dicke 17 kg.

Man rechnet beim Entwurf als durchschnittliche Dicke (einschl. Blindhölzer) für Wände 40 mm, für Verschalung von Wänden und Decken 30 mm. Verschnitt 30 bis 50 vH.

Für Holzbefestigung (Schrauben, Nägel, Hänge und sonstige Beschläge) rechne man bei Entwürfen 4 bis 5 vH des Holzgewichts.

**Sonstige Gewichtsangaben.** Über die Bestimmung der übrigen Baugruppen des Schiffsgewichts vergleiche die Abschnitte 6 und 7 sowie bezüglich des Umfangs der Ausrüstung die Liste ausgeführter Schiffe im Anhang. Maschinelle Einrichtungen für Schiffszwecke bei Kriegsschiffen 1,5 bis 2,5 vH des Gesamtgewichts.

## 2. Gewichtsschwerpunkt des Schiffskörpers.

Die Berechnung der genauen Lage des Gewichtsschwerpunktes des Schiffes ist eine der wichtigsten, aber auch schwierigsten Aufgaben im Schiffbau, insbesondere gilt dies für die Höhenlage (Stabilitätsfrage).

Die Lage des Gewichtsschwerpunktes des leeren Schiffskörpers ist gewöhnlich 300 bis 600 mm hinter der Mitte zwischen den Loten, oder 0,0 bis 0,5 m hinter der Mitte der Länge über alles. Die Größe und Lage der Aufbauten ist hierbei besonders zu berücksichtigen.

Der Tiefe nach kann man den Gewichtsschwerpunkt des leeren Schiffskörpers etwa auf 0,3 bis 0,4 der Raumtiefe unter dem Oberdeckbalken annehmen (letzterer Wert für Schiffe mit Doppelboden), bei Kriegsschiffen etwas über *KWL*.

Bei fertig ausgerüsteten größeren Seedampfern mit Fahrgasteinrichtungen (Aufbauten) und Maschinenanlage kann man den Gewichtsschwerpunkt ungefähr auf 0,75 *H* über Oberkante Kiel annehmen, bei großen Segelschiffen (nach *Mid den dorf*) auf 0,82 über Oberkante Kiel.

Die sämtlichen durch Ladung, Maschine, Kohlen und schwere Ausrüstungsstücke entstehenden Momente sind derartig gegeneinander abzuwägen, daß das Schiff in vollbeladenem Zustand auf seiner Entwurfswasserlinie schwimmt, d. h. daß der Gewichtsschwerpunkt des ganzen Schiffes und der Form (Verdrängungs-) Schwerpunkt senkrecht übereinander liegen.

Hierbei ist besonders darauf zu achten, daß die Kohlenbunker so gelegen sind, daß das Schiff durch den Verbrauch des Brennstoffes keine wesentliche Trimmänderung erfährt, also etwa zu steuerlastig oder gar kopflastig wird.

Simpson, Naval Constructor, New York 1914, gibt folgende Werte für die Lage des Gewichtsschwerpunktes der Höhe nach für das fertige Schiff:

Schnelldampfer . . . . .	0,56 bis 0,58 <i>H</i> von unten
Dreideck-Frachtdampfer mit Hütte, Brücke und Back . . . . .	0,54 „ 0,56 <i>H</i> „ „
Frachtdampfer mit Schutz- (Shelter-) Deck . . . . .	0,56 „ 0,58 <i>H</i> „ „
Fracht- und Personendampfer mit Schutzdeck . . . . .	0,60 „ 0,65 <i>H</i> „ „
Dampfjachten . . . . .	0,70 <i>H</i> „ „
Jachten mit Hilfsmaschine . . . . .	0,65 <i>H</i> „ „
Kleine Dampfer, wie Tender, Zolldampfer usw. . . . .	0,65 „ 0,70 <i>H</i> „ „
Vollgetakelte Segelschiffe . . . . .	0,69 „ 0,71 <i>H</i> „ „
Linienschiffe . . . . .	0,55 „ 0,60 <i>H</i> „ „
Kleine Kreuzer . . . . .	0,70 „ 0,74 <i>H</i> „ „
Kanonenboote . . . . .	0,80 <i>H</i> „ „
Torpedoboote . . . . .	0,67 <i>H</i> „ „

*H* bis zum durchlaufenden Oberdeck gemessen<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Vgl. auch die Angaben in Bauer: Hilfsmittel zur Konstruktion und Berechnung von Schiffslinien, S. 54 u. 55. Berlin 1903.

(In dem gleichen Werk S. 251 bis 253 sind zwei Annäherungsverfahren zur Berechnung des Schwerpunktes der Höhe nach behandelt.)

Die Berechnung der genauen Lage des Gewichtschwerpunktes der Länge und Höhe nach verbindet man mit der Berechnung der Einzelgewichte für den Schiffskörper unter Benutzung folgender Spaltenbezeichnung:

Gegenstände (nach Gruppen geordnet)	Querschnitt- abmessungen Lfd. m, m <sup>2</sup> , m <sup>3</sup> , Stückzahl	Mehrere Spalten für die einzelnen Baustoffe					Gesamt- gewicht kg oder t	⊙-Abstand vom Spant 0 m	Längen- momente mkg oder mt	⊙-Abstand v. Obkt. Kiel m	Höhen- momente mkg oder mt
		kg	kg	kg	kg	kg					
							Summe A		Summe B	Summe C	

$$\text{Gewichts-}\odot \text{ vom Spant 0} = \frac{\text{Summe B}}{\text{Summe A}},$$

$$\text{Gewichts-}\odot \text{ über Obkt. Kiel} = \frac{\text{Summe C}}{\text{Summe A}}.$$

Über die Ermittlung des Gewichtschwerpunktes der Höhe nach für das fertige Schiff durch einen Krängungsversuch s. Stabilität S. 359.

Hauptgewichtsgruppen in Teilen des gesamten Schiffsgewichts.

Handelsschiffe	Schiffskörper vH des Gesamt- gewichts P	Maschinen- anlage vH des Gesamt- gewichts P	Tragfähigkeit an Ladung, Kohlen, Fahrgästen, Besatzung vH des Gesamtgewichts P
Große Schnelldampfer . . . . .	45—53	20—30	35—17
Große Fracht- und Fahrgastdampfer (Postdampfer) (große Anzahl Fahr- gäste) . . . . .	40—45	7—15	55—40
Kleinere Fracht- und Fahrgastdampfer (große Anzahl Fahrgäste) . . . . .	40—45	10—20	50—35
Dampfjachten . . . . .	40—50	20—30	40—20
Große gewöhnliche Frachtdampfer (ge- ringe Anzahl Fahrgäste). . . . .	35—40	5—10	60—50
Mittlere und kleinere Frachtdampfer . .	30 <sup>1)</sup> —40	5—10	65—50
Turmdeck- und Kofferschiffe (H bis Hauptdeck) . . . . .	30—40	5—10	65—50
Schwere Schlepper, Eisbrecher . . . . .	60—70	20—25	20— 5
Lotsen- und Fischdampfer . . . . .	45—60	15—20	40—20
Leichte Schlepper . . . . .	40—60	20—30	40—10
Kleine Fahrgastdampfer (Revier- dampfer). . . . .	40—50	30—40	30—10
Leichte Bereisungsdampfer . . . . .	40—50	30—40	30—10
Flußlastdampfer und -schlepper ohne Aufbauten . . . . .	20—30	1—20	79—50
Fluß-Fahrgastdampfer mit großen Auf- bauten . . . . .	25—30	20—35	55—35
Dampfbarkassen . . . . .	40—50	35—40	25—10
Segelschiffe für Frachtfahrt . . . . .	25—35	—	75—65
Leichterfahrzeuge, große . . . . .	25—40	—	75—60
Leichterfahrzeuge, kleine . . . . .	20—30	—	80—70

<sup>1)</sup> Bei sehr einfachen Schiffen bis zu 25 vH.

Schiffsgattung	Gesamtgewicht mit voller Ausrüstung etwa t	Schiffskörper, Panzerung, Schiffshilfsmaschinen vH	Maschinenanlage vH	Bewaffnung ohne Panzer vH	Ausrüstung mit vollem Brennstoff vH
Linienschiffe . . . .	29 000	64,3	7,1	11,5	17,1
Große Kreuzer . . . .	28 000	61,7	11,2	9,3	17,8
Kleine Kreuzer . . . .	6 100	43,6	20,1	4,6	31,7
Große Torpedoboote .	2 000	30,4	30,3	4,2	35,1
Kleine Torpedoboote .	900	26,2	33,6	3,8	36,4
Kanonenboote . . . .	1 300	47,2	11,5	4,9	36,4

### D. Aufstellung des Kostenanschlages.

Die Aufstellung des Kostenanschlages wird auf den verschiedenen Werften verschieden gehandhabt, meist immer nach dem gleichen Schema, das so aufgestellt sein muß, daß keine Selbstkosten irgendwelcher Art übersehen werden können. Je nachdem, ob es sich um den Bau kleinerer Schiffe, um einfache Frachtdampfer oder kompliziertere Bauten handelt, muß das Schema mehr oder minder umfangreich sein. Grundsätzlich muß einfache Übersichtlichkeit gewährleistet sein. Materialkosten (zu denen die Kosten von Rohmaterial und die Kosten fertig bezogener Ausrüstungsgegenstände zählen) und Lohnkosten sind zu trennen. Die Rohmaterialpreise sind pro Einheit (Gewicht, Flächen- oder Raummaß) so einzusetzen, daß in ihnen der Verschnitt oder sonstige Verluste eingerechnet sind. Aus der Nachkalkulation muß bekannt sein, wieviel Lohnstunden (einschließlich die Löhne für gelernte, angelernte, Hilfsarbeiter und Lehrlinge) pro Einheit des verarbeiteten Rohmaterials bzw. für die Montage der fertig bezogenen Teile erforderlich sind. Direkt mit Lohnsummen pro Einheit des Materials zu rechnen, ist falsch, da die Löhne pro Stunde schwanken, während die Lohnstunden (einschließlich Lehrlingsarbeit usw.) für alle Arbeiten pro Einheit auf jeder Werft feststehend sind (trotzdem aber durch Nachkalkulation ständig nachgeprüft werden müssen). Das Schema für die Selbstkostenrechnung für den Schiffskörper eines einfachen Frachtschiffes stellt sich etwa wie in den Tabellen auf S. 78 bis 80 dargestellt.

Zu den vorstehenden direkten Selbstkosten treten die Betriebsunkosten, bestehend aus unproduktiven Löhnen, Gehältern, Kosten der Bureaus, Steuern, sozialen Lasten, Abschreibung und Abnutzung von Werkstätten und Werkzeug, Kosten für Dampf- und elektrische Kraft, Heizung, Beleuchtung usw. Ihre Größe muß aus der mittleren Jahresbilanz errechnet und auf das einzelne Objekt verteilt werden; der dafür erforderliche Satz wird als Prozentsatz der produktiven Arbeitslöhne verrechnet. Dieser Prozentsatz schwankt je nach Einrichtung der Werft stark. Werften mit einfachen Helgenanlagen, Transporteinrichtungen und Werkzeugmaschinen verbrauchen pro Einheit des verarbeiteten Rohmaterials viele Arbeitsstunden, brauchen aber nur mit einem geringen Betriebsunkostensatz zu rechnen; bei Werften mit komplizierten arbeitsparenden Einrichtungen liegen die Verhältnisse umgekehrt. Die Unkosten sind auch um so höher, je komplizierter der Bau des in Frage stehenden Schiffes ist. Bei normalen Frachtschiffen schwankt der Prozentsatz der Betriebsunkosten zwischen 75 und 100 vH der Lohnkosten. Genaueste Ermittlung der Selbstkosten ist für jede Werft ein unbedingtes Erfordernis für wirtschaftliches Arbeiten; notwendig ist hierfür enges Zusammenarbeiten der Vorkalkulation mit der Betriebskalkulation und der Nachkalkulation.

Zu den Selbstkosten kommt noch der Verdienst hinzu, der etwa 5 bis 7 vH der Selbstkosten betragen sollte; wenn Kessel oder Maschinen von auswärts bezogen werden, darf auf den auf sie entfallenden Betrag höchstens mit 2 bis 3 vH Verdienst gerechnet werden. Im ganzen ist die Höhe des Verdienstes eine reine Konjunkturfrage.

## Selbstkosten eines Frachtschiffes.

Bezeichnung	Menge (netto) und Ein- heit <sup>1)</sup>	Ge- wicht (brutto)	Menge (brutto)	Ein- heits- preis, Material	Arbeits- stunden pro Einheit	Mittlerer Lohn pro Stunde <sup>2)</sup>	Material	Löhne
Stahlarbeiten <sup>3)</sup> :								
Platten und Profile . .								
Schwere Schmiede- oder Gußstücke . . . . .								
Nietung und Dichtung								
Summe								
Zimmerholz- arbeiten <sup>4)</sup> :								
Vorarbeiten . . . . .								
Decks: Pitchpine . . .								
Oregonpine . . . .								
Teak . . . . .								
Kiefer . . . . .								
Föhre . . . . .								
Bodenwegerung (Holz- art) . . . . .								
Bilgenwegerung (Holz- art) . . . . .								
Seitengarnier (Holzart)								
Lukendeckel (Holzart) .								
Holzschotte (Holzart) .								
Deckshäuser (Holzart) .								
Türen (Holzart) . . . .								
Relingleiste (Holzart) .								
Bootsklampen (Holzart)								
Scheuerleiste (Holzart) .								
Fußböden (Holzart) . .								
Kammerwände (Holzart)								
Treppen (Holzart) . . .								
Bildhauerarbeiten (Holz- art) . . . . .								
Verschiedenes (Holzart)								
Summe								
Tischlerarbeiten:								
Verkleidungen (Holzart)								
Feste Einrichtungen (Holzart) . . . . .								
Möbel (Holzart) . . . .								
Verschiedenes (Holzart)								
Summe								

<sup>1)</sup> m<sup>3</sup>, m<sup>2</sup>, t usw.<sup>2)</sup> Einschl. Lehrlinge usw.<sup>3)</sup> Der Preis des Stahlmaterials muß in Anlehnung an die Unterteilung auf S. 72 nach Einzelheiten netto und brutto (mit Verschnitt) berechnet werden. Als Grundpreis gilt der Preis auf der Wert einschl. Fracht- und Abladekosten. Ebenso sind auch die übrigen Gruppen und Untergruppen für eingehende Berechnung weiter zu unterteilen und einzeln zu berechnen.<sup>4)</sup> Bei allen Holzarten ist stets die Holzart beizufügen, gegebenenfalls sind Unterabteilungen zu machen.

Bezeichnung	Menge (netto) und Ein- heit <sup>1)</sup>	Ge- wicht (brutto)	Menge (brutto)	Ein- heits- preis, Material	Arbeits- stunden pro Einheit	Mittlerer Lohn pro Stunde <sup>2)</sup>	Mate- rial	Löhne
<b>Schmiedearbeiten:</b>								
Beschläge für Takelage								
Davits und Boots- beschläge . . . . .								
Geländer, Sonnensegel, Stützen . . . . .								
Schleppgeschirr . . . .								
Verzinken . . . . .								
Verschiedenes . . . . .								
Summe								
<b>Schlosserarbeiten:</b>								
Rohrleitungen . . . . .								
Klosetts . . . . .								
Dampfleitung . . . . .								
Dampfheizung . . . . .								
Seitenfenster, Ober- lichter . . . . .								
Lüfter . . . . .								
Wasserdichte Türen . .								
Kombüsen, Öfen . . . .								
Gußeisen . . . . .								
Verschiedenes . . . . .								
Summe								
<b>Verschiedene Arbeiten:</b>								
Bronze- und Messing- beschläge . . . . .								
Zementieren . . . . .								
Asphaltarbeiten . . . .								
Steinholzarbeiten . . . .								
Malerarbeiten . . . . .								
Segelmacherarbeiten . .								
Tapeziererarbeiten . . .								
Glaserarbeiten . . . . .								
Klempnerarbeiten . . . .								
Öl . . . . .								
Kitt . . . . .								
Werg, Jute, Pappe . . . .								
Linoleum . . . . .								
Gummi, Leder . . . . .								
Verschiedenes . . . . .								
Summe								

1) S. Fußnote 1 vorige Seite.

2) S. Fußnote 2 vorige Seite.

Bezeichnung	Gruppe <sup>1)</sup>	Gewicht (brutto)	Menge (brutto)	Einheitspreis, Material	Arbeitsstunden pro Einheit	Mittlerer Lohn pro Stunde <sup>2)</sup>	Material	Löhne
<b>Ausrüstung:</b>								
Anker . . . . .								
Ketten . . . . .								
Trossen . . . . .								
Takelung . . . . .								
Ladebäume . . . . .								
Ladeblöcke . . . . .								
Winden . . . . .								
Ankerwinde . . . . .								
Steuerapparat . . . . .								
Steuerleitung, Telemotor								
Elektrische Beleuchtung								
Elektrische Klingel-								
anlage . . . . .								
Boote mit Zubehör . . . . .								
Nautische Instrumente . . . . .								
Kompass . . . . .								
Kühlanlage . . . . .								
Feuerlöschanlage . . . . .								
Summe								
<b>Direkte Unkosten:</b>								
Verschiedene Frachten . . . . .								
Transport . . . . .								
Bedienung der Krane . . . . .								
Spesen . . . . .								
Reinigen . . . . .								
Gerüste . . . . .								
Stapellauf . . . . .								
Probefahrt . . . . .								
Provisorische Beleuchtung . . . . .								
Summe								
<b>Zusammenstellung:</b>								
Stahlarbeiten . . . . .								
Zimmerholzarbeiten . . . . .								
Tischlerarbeiten . . . . .								
Schmiedearbeiten . . . . .								
Schlosserarbeiten . . . . .								
Verschiedene Arbeiten . . . . .								
Ausrüstung . . . . .								
Direkte Unkosten . . . . .								
Schiffskörper								

1) S. Fußnote 1 S. 78.

2) S. Fußnote 2 S. 78.

## E. Entwurf des Linienrisses.

(Siehe die Tafeln mit Linienzeichnungen im II. Band.)

Sobald die Hauptmaße des Schiffes rechnermäßig festgestellt sind, wird der Liniendiagramm entworfen.

Der Liniendiagramm (Konstruktionsriß) stellt die äußere Schiffsform dar, und zwar durch die Schnittlinien von drei Gruppen von jedesmal parallelen Ebenen, die man sich durch den Schiffskörper gelegt denkt.

Die erste Gruppe von senkrechten, längsschiffs gerichteten Ebenen ergibt den Längsriß, enthaltend den Längenplan und die äußere Längsansicht des Schiffes, sowie die Schnitte jener senkrechten Ebenen mit dem Schiffskörper;

die zweite Gruppe von wagerechten Ebenen den Wasserlinienriß, mit der Konstruktionswasserlinie, den darunter befindlichen Wasserlinien und den darüber befindlichen Hilfswasserlinien;

die dritte Gruppe von senkrechten, querschiffs gerichteten Ebenen ergibt den Spantenriß, in welchem, vom Hauptspant ausgehend (sofern das Hauptspant in der Mitte liegt), die Spanten des Vorschiffs nach rechts, die des Hinterschiffs nach links von der Mittellinie eingezeichnet werden. Spanten und Wasserlinien werden gewöhnlich nur zur Hälfte, d. h. nur für eine Schiffsseite gezeichnet.

### 1. Das Entwurfnetz.

Zur Anfertigung des Linienrisses zeichnet man zuerst das Entwurfnetz, indem man auf zwei genau parallelen Geraden in der Nähe des oberen und unteren Randes vom Zeichenblatt die Länge des Schiffes zwischen den Loten (s. S. 26) — die Endpunkte senkrecht untereinander — abträgt und in eine gerade Anzahl (z. B. 10 oder 20) gleicher Teile teilt. Eine gerade Anzahl von Teilen, also eine ungerade Anzahl von Ordinaten ist bei Benutzung der Simpsonschen Regel (s. d.) erforderlich. Die End- und Teilpunkte werden verbunden und ergeben: erstere die Lote H L, V L, letztere die Projektionen der Spantebenen im Längen- und Wasserlinienriß.

Es ist üblich, das hintere Lot links, das vordere rechts auf der Zeichnung anzuordnen.

Die Anzahl und Länge der einzelnen Teile richtet sich nach der Länge des Schiffes; bei großen Schiffen (100 m und darüber) sind wenigstens 16 bis 20, bei kleineren 8 bis 16 Teile zur einigermaßen genauen Berechnung erforderlich. Es ist vorteilhaft, wenn diese Berechnungsspannten mit Bauspannten zusammenfallen; doch läßt sich dies, da die Stellung der letzteren von anderen Umständen abhängt, selten erreichen.

Gleichlaufend mit den beiden vorher genannten Parallelen werden nun in passendem Abstand die als Konstruktionswasserlinie für den Längsriß und die als Mittellinie für den Wasserlinienriß geltenden Geraden eingetragen, von ersterer der mittlere Tiefgang nach unten zu abgesetzt, dieser gleichfalls in eine gerade Anzahl von Teilen geteilt und durch die Teilpunkte die Wasserlinien gezogen, meistens auch noch Hilfswasserlinien oberhalb der Konstruktionswasserlinie. Als Tiefgang braucht hierbei nicht der größte Ladetiefgang gewählt zu werden; bei Kriegs- und auch bei Handelsschiffen nimmt man meist den für die geforderte Höchstgeschwindigkeit maßgebenden Tiefgang (bei Kriegsschiffen für die Höchstgeschwindigkeit an der gemessenen Meile). Diese Wasserlinien werden so weit nach rechts vom Längsriß über das vordere Lot hinaus verlängert, daß dort noch der Spantenriß gezeichnet werden kann, als dessen Mittellinie und seitliche Begrenzungen drei senkrechte Linien im Abstände =  $B/2$  voneinander gezogen werden.

Die Anzahl der Teile der Tiefe nach ist in der Regel 4 bis 8, selten mehr.

Gewichte von Segelschiffen [nach Middendorf<sup>1)</sup>].

m <sup>3</sup>	Brutto- raumgehalt = 0,75 LBH angenähert		Länge L	Breite B		Seiten- höhe H	Eisenteile		Stahlteile		Holzteile		Aus- rüstung		Take- lung		Ze- ment und An- strich	Gesamtwicht des Schiffskörpers							
	Reg.-T.	2		mit Wasserballast- kasten	ohne Wasserballast- kasten		mit Wasserballast- kasten	ohne Wasserballast- kasten	mit Wasserballast- kasten	ohne Wasserballast- kasten	mit Wasserballast- kasten	ohne Wasserballast- kasten	mit Zwischen- deck	ohne Zwischen- deck	t	t		t	t	mit aus	ohne aus	Stahl	Eisen	Stahl	Eisen
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18								
500	176	29,40	6,80	3,30	—	78	—	64	—	22	8	10	9	—	—	116	102								
1000	353	38,40	8,00	4,40	—	156	—	128	—	44	16	21	17	—	—	232	204								
1500	529	44,40	8,75	5,20	—	234	—	194	—	66	24	31	24	—	—	345	306								
2000	706	49,80	9,35	5,80	—	312	—	257	—	88	31	41	31	—	—	458	403								
2500	882	54,60	9,85	6,20	—	390	—	324	—	110	36	51	38	585	519	568	502								
3000	1059	59,10	10,35	6,50	—	470	—	390	—	132	42	61	45	702	623	681	602								
3500	1235	63,30	10,80	6,75	—	548	—	457	—	154	46	70	50	812	721	788	697								
4000	1412	67,50	11,25	6,95	—	630	—	525	—	176	50	80	55	926	821	900	795								
4500	1588	71,70	11,65	7,15	760	711	645	595	126	198	56	90	60	1038	922	1012	896								
5000	1765	75,60	12,00	7,30	850	794	720	662	140	210	62	100	65	1207	1076	1127	995								
5500	1941	79,20	12,35	7,45	940	877	796	732	155	220	66	111	70	1342	1198	1241	1096								
6000	2118	82,80	12,65	7,60	1030	960	872	805	170	230	74	122	75	1471	1313	1359	1204								
6500	2294	86,10	12,95	7,75	1120	1050	950	876	185	240	78	132	80	1595	1425	1479	1305								
7000	2471	89,10	13,25	7,90	1212	1130	1030	950	200	250	82	142	85	1721	1539	1589	1409								
7500	2647	91,80	13,55	8,05	1301	1215	1105	1024	213	260	86	152	89	1841	1645	1702	1511								
8000	2824	94,50	13,80	8,20	1390	1300	1180	1096	227	270	90	162	94	1963	1763	1816	1612								
8500	3000	96,90	14,05	8,35	1483	1387	1261	1175	240	280	95	171	98	2086	1855	1931	1720								
9000	3177	99,30	14,30	8,50	1576	1474	1342	1254	253	290	100	180	102	2211	1977	2048	1828								
10000	3530	103,80	14,75	8,75	1776	1666	1516	1420	282	—	105	200	110	2473	2213	2363	2117								
11000	3883	107,70	15,15	9,00	1984	1870	1700	1594	310	—	110	220	117	2741	2457	2627	2351								
12000	4236	111,00	15,50	9,25	2210	2080	1904	1762	338	—	118	240	123	3029	2723	2899	2581								
13000	4589	114,30	15,85	9,50	—	—	2130	1950	365	—	124	258	128	—	3005	—	2825								
14000	4942	117,30	16,20	9,75	—	—	—	2150	395	—	130	277	135	—	—	—	3187								
15000	5295	120,00	16,55	10,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—								

<sup>1)</sup> Middendorf gibt eine Kurventabelle (I), aus welcher man nach dem Wert 0,75 LBH für Segelschiffe gewöhnlicher Bauart den ungefähren Bruttoreaumgehalt und die Gewichte der obigen Spalten 6 bis 18 für jede beliebige Schiffsgröße bis über 5000 Register-tonnen entnehmen kann. Aus den Zahlen obiger Tabelle können Zwischenwerte durch Interpolieren ermittelt werden. S. a. d. Angaben S. 69.

Schließlich werden im Wasserlinien- und Spantenriß durch Parallelen zu den Mittellinien noch die senkrechten Schnittebenen bezeichnet, welche meist auch in gleichen, aber beliebigen Abständen voneinander liegen, also nicht die Schiffsbreite in gleiche Teile zu zerlegen brauchen.

Es ist wichtig, beim Aufzeichnen gleichlaufender Geraden stets dieselbe Seite der Reißschiene zu benutzen, um im Falle von Ungenauigkeiten ihrer Kanten wenigstens überall gleiche Abstände zwischen den gezogenen Linien zu erhalten.

Die Spanten werden, vom hinteren Lot anfangend nach vorn, die Wasserlinien, vom Kiel anfangend nach oben mit 0, 1, 2, 3 usw. bezeichnet.

Zur Sicherung richtigen Absetzens und guten Verlaufs der Linien, sowie zur Beurteilung der Form der Wasserlinien bei schräg liegendem Schiff werden noch Sentebenen eingelegt und deren Schnitte, die Senten, im unteren Teile des nur halb gezeichneten Wasserliniendrisses abgesetzt.

Diese Ebenen stehen dachförmig geneigt zur mittleren Längsschiffebene und senkrecht zu den Spantebenen, und zwar so, daß sie die Spantlinien möglichst senkrecht schneiden (s. Kimmsente).

Als Maßstab für den Liniendriss ist für größere Schiffe gebräuchlich 1:100 oder 1:50 (1 m = 1 bzw. 2 cm); für kleinere 1:25 (1 m = 4 cm); für Boote und Jachten 1:20 (1 m = 5 cm) und 1:10 (1 m = 10 cm).

Für die übrigen Schiffszeichnungen ist ebenfalls der Maßstab 1:100 oder 1:50 üblich; nur für Einzelheiten, z. B. das Hauptspant, Vor- und Hintersteven, Ruder und Steuereinrichtung, mit Maßangaben der Bauteile 1:25.

Segel- und Takelriß sowie Entwürfe werden in 1:100, Skizzen in 1:200 und 1:500 gezeichnet.

Da der Liniendriss nicht nur zur Berechnung des Schiffes, sondern auch als Unterlage für die Bauausführung dient und zu diesem Zwecke — jedoch nicht mit den ursprünglichen Berechnungsspanten, sondern mit den eigentlichen Bauspanten — zunächst in einen größeren Maßstab (1:25 oder 1:15) als Bauspantenriß (Abschlag) und hiernach in natürlicher Größe auf den Schnürboden als Spantenplan übertragen wird, so muß schon beim Entwurf und besonders bei der Herstellung des Netzes mit Sorgfalt verfahren werden, weil geringe Fehler sich bei dieser Übertragung vergrößern<sup>1)</sup>.

## 2. Die Entwurfslinien.

### Spantflächen- oder Spantenskala und Entwurfsspanten.

Die Anfertigung des Liniendrisses beginnt, nachdem die Verdrängung sowie die Hauptmaße und Völligkeitsgrade und die Grenzlinien für die Längensicht festgelegt sind, mit dem Entwurf des Spantenrisses, am besten zuerst auf besonderem Blatt, von wo er später in die eigentliche Zeichnung übertragen wird.

Einzelne Konstrukteure bedienen sich dabei der sogenannten Spantenskala, einer Kurve, welche über der Grundlinie  $AB$  = der Länge des Schiffes (Abb. 58) so gezeichnet wird, daß ihre Ordinaten den Flächeninhalt der Spanten an den betreffenden Stellen angeben, und ihre Fläche die Verdrängung darstellt.

Dieses Verfahren, zuerst von Chapmann<sup>2)</sup> angegeben, beruht darauf, daß die gesuchte Kurve auf eine Parabel  $m$ ten Grades zurückgeführt wird, deren Sehne =  $L$  und deren Höhe = dem (in Längenmaß ausgedrückten) Flächeninhalt des Hauptspants  $S_0$  ist (in Abb. 58 ist  $S = S_0$ ).

Die gewöhnliche Gleichung einer Parabel  $m$ ten Grades, bezogen auf die Scheiteltangente als  $Y$ -Achse, ist  $y^m = p \cdot x$ , und wenn man die  $Y$ -Achse um  $S_0$  verschiebt:  $y^m = p(S_0 - x)$ ; vertauscht man dann die  $x$  und  $y$ , so wird die Gleichung  $x^m = p(S_0 - y)$ , bezogen auf die Achsen  $AB$  ( $X$ ) und  $CD$  ( $Y$ ).

In folgendem ist, abweichend vom sonstigen Gebrauch, das  $\propto$  mit  $S_0$  bezeichnet, ebenso wie später die  $KWL$  mit  $W$ , um die Formeln zu vereinfachen.

<sup>1)</sup> Über Schnürbodenarbeiten vgl. Rühlmann-Flamm: Vorträge über Schiffbau, S. 378; ferner Watson: Naval architecture, A manual on Laying off Iron and Steel Vessels, 1898.

<sup>2)</sup> Frédéric Henri de Chapmann: Traité de la construction des vaisseaux. Übers. von Vial du Clairbois Ingénieur-Constructeur. Paris 1781.

Im allgemeinen sind im folgenden  $x, y, z$  die Koordinaten der Länge, Breite und Tiefe nach; die entsprechenden Schwerpunktsabstände:  $\xi, \eta, \zeta$  oder  $X, Y, Z$ .

Die Scheiteltgleichung der Parabel Abb. 58, bezogen auf die Achsen  $A'B'(X)$  und  $CD(Y)$  ist:

$$x^m = p \cdot y'$$

wo  $y' = (S_0 - y)$  ist. Da hierin für  $x = L/2$ ,  $y' = S_0$  wird, so ist

$$p = \left(\frac{L}{2}\right)^m \cdot S_0, \text{ also } y' = S_0 \left(\frac{x}{L/2}\right)^m \text{ und } y = S_0 \left[1 - \left(\frac{x}{L/2}\right)^m\right].$$

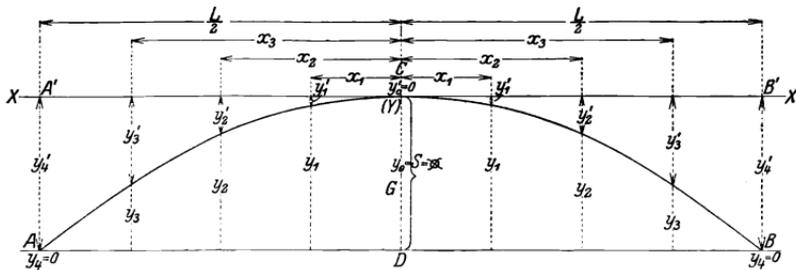


Abb. 58.

Zur Bestimmung des Exponenten  $m$  ist, der vorstehenden Anforderung gemäß die Fläche der Kurve gleich der Verdrängung  $V$  zu setzen, also:

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} y' dx = V \text{ oder } \int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} y' dx = S_0 \cdot L - V.$$

Es ist aber

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} y' dx = \int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} S_0 \left(\frac{x}{L/2}\right)^m dx = \left[ \frac{S_0}{\left(\frac{L}{2}\right)^m} \cdot \frac{x^{m+1}}{m+1} \right]_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} = \frac{S_0}{\left(\frac{L}{2}\right)^m} \cdot \frac{2 \left(\frac{L}{2}\right)^{m+1}}{(m+1)} = \frac{S_0 \cdot L}{m+1}.$$

also:

$$\frac{S_0 \cdot L}{m+1} = S_0 \cdot L - V,$$

hieraus:

$$m = \frac{V}{S_0 \cdot L - V} = \frac{\delta}{\beta - \delta}.$$

Man teile also die Länge  $AB$  des Schiffes ( $L$ ), gezeichnet in demselben Maßstab wie im Entwurfnetz, in die gleiche Anzahl Teile wie dort und errichte in der Mitte eine senkrechte Ordinate, auf welche man den Flächeninhalt des Hauptspants in Längenmaß aufträgt. Man erhält dann für jede Abszisse  $x_1, x_2, x_3$  (als Bruchteil von  $L$ ) die zugehörige Ordinate  $y'_1, y'_2, y'_3$ , nach der Formel:

$$y'_1 = \beta \cdot \left(\frac{x}{L/2}\right)^m$$

worin  $m = \frac{V}{\beta \cdot L - V} = \frac{\delta}{\beta - \delta}$  ist.

Den Schwerpunktsabstand  $\overline{CG}$  der Parabelfläche ermittelt man nach der Formel:

$$\overline{CG} = \left(\frac{m+1}{2m+1}\right) \beta = \frac{\beta}{\delta + \beta} \beta.$$

Da nun meist der Schwerpunkt des Schiffes nicht in der Mitte zwischen den Loten, sondern etwas nach hinten gelegen ist, so verschiebt man die Parabel derart, daß der Schwerpunkt de

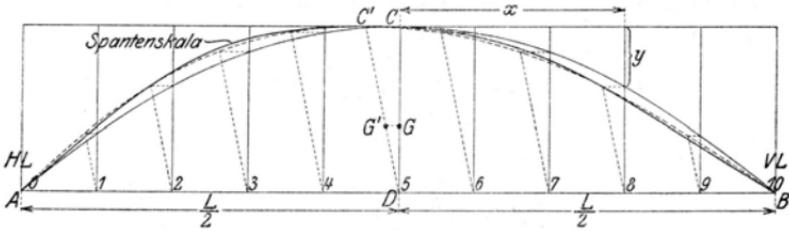


Abb. 59.

veränderten Fläche an der gewünschten Stelle liegt. Dazu trägt man die gewünschte Schwerpunktsverschiebung  $GG'$  parallel zur Grundlinie ab und zieht  $DG'C'$ . Die Schnittpunkte der Parallelen zur Grundlinie aus den Parabelpunkten mit den Parallelen zu  $DG'$  aus den Fußpunkten der Ordinaten (Abb. 59) ergeben die Punkte der neuen verschobenen Parabel, welche denselben Flächeninhalt hat wie die erste.

Durch geringe Änderungen der Form (erfahrungsmäßige Verschärfung der Enden) erhält man dann eine Spantenskala, deren Ordinaten über  $AB$  in Längenmaß die Flächeninhalte der an den betreffenden Stellen liegenden Spanten angeben.

Nachdem die obere Wasserlinie abgesetzt ist und dadurch die Breiten der einzelnen Spanten in der Schwimmebene bestimmt sind, können diese, den gefundenen Flächeninhalten entsprechend und in Anlehnung an das vorher entworfene Hauptspant, in den Spantenriß eingezeichnet werden. Falls kein Flächenmeßgerät verfügbar ist, geschieht dies am schnellsten, indem man aus Tiefgang, Breite und Flächeninhalt ein Rechteck oder Trapez einträgt und dieses nach Augenmaß in ein Spant vom gleichen Flächeninhalt verwandelt. Seite  $z$  des Trapezes ergibt sich aus der Gleichung (s. Abb. 60)

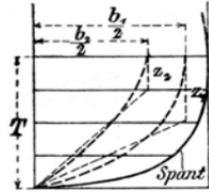


Abb. 60.

$$(T + z) \frac{b}{2} = S \text{ (Spantinhalt)}; \quad z = \frac{2S}{b} - T.$$

### Konstruktionswasserlinie und Hauptspant.

Will man die Kurven der Konstruktionswasserlinie und des Hauptspants nicht frei entwerfen, so kann man sie ebenso wie die Spantenskala als Parabeln aus einzelnen Ordinaten berechnen, und zwar:

$$\text{die KWL aus } y' = \frac{B}{2} \left( \frac{x}{L} \right)^{m_1}$$

$$\text{wo } m_1 = \frac{\alpha}{1 - \alpha}.$$

Für die KWL muß die Parabel die Länge =  $L$ , die Höhe =  $B/2$  und den Flächeninhalt =  $\frac{W}{2} = \frac{1}{2}$  KWL haben. Es ist also in der Gleichung:

$$x^{m_1} = \rho_1 y' \quad \text{für } x = \frac{L}{2}, \quad y' = \frac{B}{2}, \quad \text{also } \rho_1 = \frac{\left(\frac{L}{2}\right)^{m_1}}{\frac{B}{2}}; \quad y' = \frac{B}{2} \left( \frac{x}{L} \right)^{m_1};$$

ferner

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} y' dx = \frac{B}{2} \int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} x^{m_1} dx = \frac{B}{2} \cdot \frac{2 \left(\frac{L}{2}\right)^{m_1+1}}{m_1 + 1} = \frac{B \cdot L}{m_1 + 1};$$

dies soll =  $\frac{B}{2} \cdot L - \frac{W}{2}$  sein, woraus folgt:

$$m_1 = \frac{W}{B \cdot L - W} = \frac{\alpha}{1 - \alpha}$$

Das  $\Sigma$  wird entworfen aus  $y' = \frac{B}{2} \left( \frac{x}{T} \right)^{m_2}$ , wo  $m_2 = \frac{\beta}{1 - \beta}$ .

Für das  $\Sigma$  ist nämlich die Länge der halben Parabel  $= T$ , ihre Höhe  $= \frac{B}{2}$  und ihr Flächeninhalt  $= \frac{S_0}{2} = \frac{1}{2} \Sigma$ ; also wird in  $x^{m_2} = p_2 y'$  für  $x = T$ ,  $y' = \frac{B}{2}$ ; daher

$$p_2 = \frac{T m_2}{\frac{B}{2}}; \quad y' = \frac{B}{2} \left( \frac{x}{T} \right)^{m_2};$$

somit

$$\int_0^T y' dx = \frac{\frac{B}{2} \cdot T}{m_2 + 1} = \frac{B}{2} \cdot T - \frac{S_0}{2},$$

woraus

$$m_2 = \frac{S_0}{B \cdot T - S_0} = \frac{\beta}{1 - \beta}.$$

Diese Parabeln für Wasserlinie und Hauptspant werden dann entsprechend, unter Beibehaltung ihres Inhaltes, umgeformt, wobei für die Schwerpunktslage der *KWL* eine ähnliche Längenschiebung stattzufinden hat wie vorher bei der Spantenskala.

Sind die Spanten eingezeichnet, so werden mittels der in ihnen enthaltenen Breiten die Wasserlinien abgesetzt und aus beiden zusammen die Schnitte gefunden; alle drei Liniengruppen werden alsdann so lange verändert und miteinander abgestimmt, bis sie sämtlich einen guten und glatten Verlauf zeigen. Die Größe der Verdrängung muß dabei unverändert bleiben.

#### Kimmsente.

Um einen glatten Verlauf der Kimm zu erhalten, zeichnet man zweckmäßig noch die Kimmsente nach folgendem Verfahren von R. Zimmermann<sup>1)</sup>:

Man bestimme zunächst aus dem für den Entwurf an-

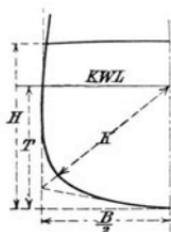


Abb. 61.

genommenen Wert  $\varphi = \frac{\delta}{\beta}$  den Völligkeitsgrad  $k$  der Kimmsente nach folgender Tabelle. Ist dann  $K$  die Ordinate der Kimmsente im  $\Sigma$  (s. Abb. 61), so zeichne man deren Verlauf als Parabel nach der Formel:

$$y' = K \left( \frac{x}{L} \right)^{m_3},$$

wo  $m_3 = \frac{k}{1 - k}$  und forme sie den übrigen Linien entsprechend um.

$\varphi$	$k$								
0,34	0,504	0,48	0,580	0,62	0,669	0,76	0,774	0,90	0,900
0,36	0,513	0,50	0,592	0,64	0,683	0,78	0,792	0,92	0,920
0,38	0,523	0,52	0,605	0,66	0,688	0,80	0,808	0,94	0,940
0,40	0,534	0,54	0,617	0,68	0,713	0,82	0,827	0,96	0,960
0,42	0,546	0,56	0,628	0,70	0,729	0,84	0,845	0,98	0,980
0,44	0,558	0,58	0,642	0,72	0,742	0,86	0,862		
0,46	0,569	0,60	0,656	0,74	0,759	0,88	0,881		

#### Schwimmflächen- oder Wasserlinienskala.

Wie vorher die Spantenskala über der Länge  $L$ , so läßt sich auch über dem Tiefgang  $T$  als Abszissenachse eine Wasserlinienskala (s. Abb. 62) entwerfen, deren Ordinaten die Inhalte

<sup>1)</sup> Siehe Hütte, 22. Aufl., II, S. 643; vgl. auch Simpson: Naval Constructor Aufl. 1914, S. 47.

der Wasserlinien an den betreffenden Stellen angeben, und deren Flächeninhalt ebenfalls gleich der Verdrängung sein muß, wodurch diese Skala als Gegenprobe für die Spantenskala dienen kann. Die mittlere (obere) Ordinate ist die *KWL*, die übrigen ergeben sich nach der Formel:

$$y' = W \cdot \left(\frac{x}{T}\right)^n,$$

$$\text{wo } n = \frac{V}{W \cdot T - V} = \frac{\delta}{\alpha - \delta}.$$

Hier ist (gleichfalls für eine halbe Parabel) in  $x^n = p \cdot y'$  für  $x = T$ ,  $y' = W$ , also

$$p = \frac{T^n}{W}; \quad y' = W \left(\frac{x}{T}\right)^n; \quad \int_0^T y' dx = \frac{W \cdot T}{n+1} = W \cdot T - V,$$

$$\text{woraus } n = \frac{V}{W \cdot T - V} = \frac{\delta}{\alpha - \delta}.$$

Es ist hierbei also nur die eine (untere) Hälfte der Parabel zu zeichnen.

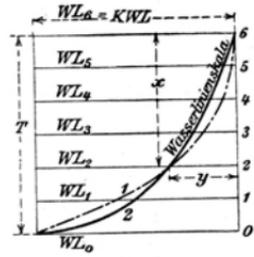


Abb. 62.

Die Chapman'sche Parabel wird im allgemeinen beim Entwurf von Linienrissen seltener angewandt; in den meisten Fällen bedient man sich beim Entwurf der Spantenskala eines ähnlichen Schiffes, deren Fläche und Schwerpunktlage man nach Bedarf verändert, oder man entwirft freihändig einen Spantenriß mit einer zunächst beschränkten Anzahl von Spanten zur Ermittlung der Größe der Verdrängung und der Lage des Formschwerpunktes.

Die Breiten der Spanten an ihren oberen Endpunkten erhält man durch die Relinglinie im Wasserlinienriß, welche, obwohl gewöhnlich nicht in einer Ebene liegend, doch in ganz ähnlicher Weise wie die *KWL* vorher festgelegt wird. Diese Breiten richten sich nach der beabsichtigten Form der Spanten über Wasser, welche in der Mitte der Schiffslänge entweder ganz senkrecht (wie bei Raddampfern, Prähmen) oder einfallend (wie bei den meisten größeren Schiffen) oder ausfallend (wie bei Segeljachten) sein kann. Die Endpunkte der Spanten der Höhe nach ergibt die Relinglinie im Längenriß.

Aus dem Spantenriß ergeben sich auch die Senten durch Absetzen der Schnittpunkte der Spanten mit deren Sentlinien, von deren Schnittpunkten mit der Mittellinie des Schiffes aus.

Zur Abstimmung der freihändig entworfenen Spanten genügt es, neben der Relinglinie zunächst nur die *KWL*, die in halber Höhe zwischen dieser und

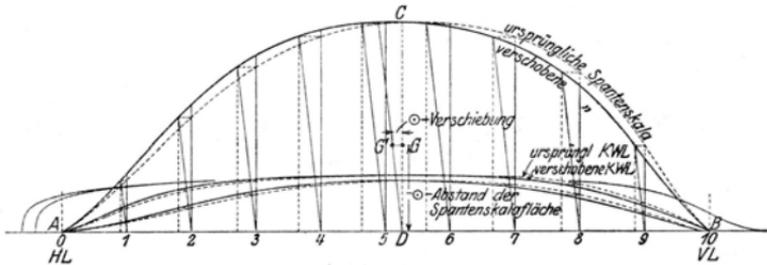


Abb 63.

Oberkante Kiel liegende Wasserlinie, sowie die Kimmsente zu entwerfen und alsdann die Größe der Verdrängung zu prüfen.

Ist dabei die gewünschte Lage des Verdrängungsschwerpunktes nicht gleich erreicht worden, so kann man diese mit Hilfe der Spantenskala des Entwurfs schnell auf zeichnerischem Wege verändern. Aus den bereits errechneten Spantflächen zeichnet man die Skala auf und trägt die gefundene (unrichtige) Schwerpunktlage *AD* (Abb. 63) ein, ermittelt mittels eines Meßgeräts oder auf mechanischem Wege den Abstand *DG* und konstruiert nach dem auf S. 85 beschriebenen Verfahren die verschobene Spantenskala mit der gewünschten Schwerpunkts-

lage  $G'$ . Dann überträgt man die Verschiebungswege aus der Spantenskala in den Wasserlinienriß und verschiebt entsprechend die beiden Entwurswasserlinien (jedoch nicht die Relinglinie); den so erhaltenen neuen Wasserlinien entnimmt man auf den bisherigen Spantlagen die neuen Entwurfspanten, welche bei gleichbleibender Verdrängung die richtige Lage des Verdrängungsschwerpunktes ergeben.

Nunmehr wird durch Aufzeichnen weiterer Spanten, Wasserlinien, Senten und Schnitte der Riß vervollständigt, die Liniengruppen werden gegeneinander abgestimmt und die Form verfeinert.

Es braucht kaum hervorgehoben zu werden, daß bei der beschriebenen Art des Entwurfs, welcher nur die halben Spanten und die halben Wasserlinien zeigt, auch nur die halben Flächeninhalte der Spanten und Wasserlinien sich ergeben und daß man sie für die Spanten-, Wasserlinien- und Verdrängungsskalen verdoppeln muß, falls diese — wie es üblich ist — mit dem ganzen Inhalt berechnet sein sollen.

Liegt der Linienniß fertig vor, so muß durch genaue Berechnung desselben ermittelt werden, ob das nunmehr in seiner äußeren Form entworfene Schiff in Größe, Schwimmlage und Stabilität den gestellten Anforderungen entspricht.

Die Berechnung des Liniennisses besteht im wesentlichen in der Berechnung des Inhalts und der Schwerpunktlagen der von den Spant- und Wasserlinienkurven begrenzten ebenen Flächen, durch welche man zur zahlenmäßigen Bestimmung der ganzen Verdrängung, ihrer Schwerpunktlage und der Lage des Metazentrums gelangt.

Da weder jene Kurven noch die äußere Schiffsform selbst mathematischen Gesetzen folgen, so kann die Berechnung nur annäherungsweise geschehen, wofür es eine Reihe von Rechnungsarten gibt, die in folgendem beschrieben sind.

## IV. Berechnung der Inhalte, Schwerpunkte und Trägheitsmomente ebener, von Kurven begrenzter Flächen.

Die Berechnung der Inhalte und Schwerpunkte krummlinig begrenzter Flächen kann erfolgen:

- A. Durch Aufmaß mittels Annäherungsformeln,
- B. auf zeichnerischem Wege (graphische Integration),
- C. auf mechanischem Wege, mit Hilfe von Meßgeräten (mechanische Integration).

### A. Berechnung durch Aufmaß mittels Annäherungsformeln.

#### I. Flächeninhalte.

Der allgemeine Ausdruck für den Flächeninhalt einer krummlinig begrenzten Fläche ist

$$F = \int_0^x y \cdot dx.$$

Das Integral<sup>1)</sup> wird aufgelöst:

mittels der in Deutschland und England allgemein gebräuchlichen Simpson'schen<sup>2)</sup> Regeln I und II;

mittels der französischen oder Trapezregel;

oder nach dem Verfahren von Tschibyscheff.

<sup>1)</sup> Die Bezeichnungweise der Integralrechnung ist üblich, trotzdem eine wirkliche Integration nicht möglich ist, weil  $y$  nicht als bestimmte Funktion von  $x$  gegeben ist.

<sup>2)</sup> Die mathematische Entwicklung der Simpson'schen Formel siehe A. Schmidt: Die Stabilität von Schiffen, S. 292.

a) Simpsons Regel I.

Diese beruht auf der Annahme, daß die Teile der Schiffskurven annähernd Parabeln zweiten Grades sind, deren Inhalt gleich  $\frac{2}{3}$  vom Inhalt des umschriebenen Rechtecks ist.

In Abb. 64 ist der Inhalt des dem Parabelstück umschriebenen Rechtecks gleich dem Inhalt des umschriebenen Parallelogramms

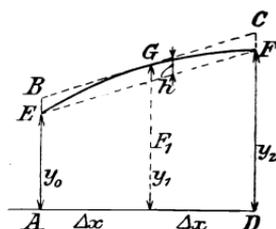


Abb. 64.

$$EBCF = 2 \Delta x h,$$

mithin das Parabelstück  $= \frac{2}{3} h 2 \Delta x$ ;  $h$  ist aber  $= \left[ y_1 - \frac{(y_0 + y_2)}{2} \right]$ , also das ganze Flächenstück  $AE G F D =$

$$F_1 = \left[ \frac{y_0 + y_2}{2} \right] 2 \Delta x + \frac{2}{3} \left[ y_1 - \frac{(y_0 + y_2)}{2} \right] 2 \Delta x = \frac{\Delta x}{3} [1 y_0 + 4 y_1 + 1 y_2].$$

Durch Aneinandersetzen mehrerer solcher Flächenstücke erweitert sich obige Formel folgendermaßen:

Es seien  $F_1, F_2$  und  $F_3$  die durch Diagonalen bezeichneten Teile der ganzen Fläche,  $y_1, y_2, y_3 \dots$  die Ordinaten in den Entfernungen  $\Delta x$ , so ist:

$$F_1 = \frac{\Delta x}{3} [1 y_0 + 4 y_1 + 1 y_2],$$

$$F_2 = \frac{\Delta x}{3} [\dots \dots \dots 1 y_2 + 4 y_3 + 1 y_4],$$

$$F_3 = \frac{\Delta x}{3} [\dots \dots \dots \dots \dots 1 y_4 + 4 y_5 + 1 y_6],$$

$$F_1 + F_2 + F_3 = \frac{\Delta x}{3} [1 y_0 + 4 y_1 + 2 y_2 + 4 y_3 + 2 y_4 + 4 y_5 + 1 y_6],$$

also allgemein:

$$\text{oder } F = \left. \begin{aligned} & \frac{\Delta x}{3} [1 y_0 + 4 y_1 + 2 y_2 + 4 y_3 + \dots + 2 y_{n-2} + 4 y_{n-1} + 1 y_n] \\ & = \frac{2 \Delta x}{3} [1/2 y_0 + 2 y_1 + 1 y_2 + 2 y_3 + \dots + 1 y_{n-2} + 2 y_{n-1} + 1/2 y_n], \end{aligned} \right\} (1)$$

welche Regel eine sehr genaue Annäherung bietet.

Die letztere Formel mit den halben Simpson-Multiplikatoren wird wegen der einfacheren Rechnung meistens vorgezogen<sup>1)</sup>.

Zu beachten ist, daß die **Zahl der Ordinaten ungerade**, somit die der **Flächenteile gerade** sein muß.

Ob die Begrenzungskurve nach oben oder nach unten (voll oder hohl) gekrümmt ist, ist gleichgültig, wenn nur innerhalb zweier geradzahlgiger Ordinaten keine doppelte Krümmung vorhanden ist, weil diese nicht mehr als Parabelbogen gelten kann.

**Zwischenordinaten.** Bei sehr scharf gekrümmten Begrenzungslinien, wie sie am hinteren Teile der oberen Wasserlinien und in der Kimm der Spanten auftreten, ist es ratsam, Zwischenordinaten einzuführen; nur muß darauf gesehen werden, daß sowohl von den nicht durch Zwischenordinaten geteilten Flächenstücken als auch von den geteilten immer eine gerade Anzahl gleich großer aufeinander folgt.

<sup>1)</sup> Vgl. auch A. Schultz: Vereinfachungen für schiffbauliche Flächen- und Schwerpunktsrechnungen. Schiffbau 1919, S. 496.

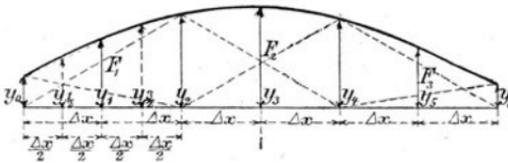


Abb. 65.

Zieht man (Abb. 65) zwischen  $y_0$  und  $y_1$  die Zwischenordinate  $y^{1/2}$ , zwischen  $y_1$  und  $y_2$  die  $y^{3/2}$ , so erhält man für den Inhalt des Flächenstückes zwischen den Ordinaten:

$$y_0 \text{ bis } y_1 = \frac{\Delta x}{3} [1/2 y_0 + 4/2 y^{1/2} + 1/2 y_1],$$

$$y_1 \text{ ,, } y_2 = \frac{\Delta x}{3} [\dots \dots \dots 1/2 y_1 + 4/2 y^{3/2} + 1/2 y_2],$$

$$y_2 \text{ ,, } y_4 = \frac{\Delta x}{3} [\dots \dots \dots 1 y_2 + 4 y_3 + 1 y_4].$$

$$\begin{aligned} \text{Summe } F_1 + F_2 &= \frac{\Delta x}{3} [1/2 y_0 + 4/2 y^{1/2} + 1 y_1 + 4/2 y^{3/2} + 3/2 y_2 + 4 y_3 + 1 y_4] \\ &= \frac{\Delta x}{3} [1/2 y_0 + 2 y^{1/2} + 1 y_1 + 2 y^{3/2} + 3/2 y_2 + 4 y_3 + 1 y_4]. \end{aligned}$$

Aus diesem Beispiel kann die Formel für beliebige Zwischenordinaten leicht abgeleitet werden.

Als Regel merke man, daß, wenn eine Ordinate zwischen einem größeren und einem kleineren Flächenabschnitt steht, ihr Multiplikator die Summe derjenigen Faktoren ist, welche sie als Endordinate für jeden dieser Abschnitte gehabt hätte. Also für eine Ordinate zwischen einem ganzen und einem halben Abschnitt =  $1 + 1/2 = 3/2$ , und zwischen einem halben und einem viertel Abschnitt =  $1/2 + 1/4 = 3/4$  usf.

Multiplikatoren für die Zwischenordinaten.

Ordinaten . . . .	0	1	2	$2^{1/2}$	3	$3^{1/4}$	$3^{1/2}$	$3^{3/4}$	4	$4^{1/6}$	$4^{1/3}$	$4^{2/3}$	$4^{5/6}$	5
Multiplikatoren . .	1	4	$1^{1/2}$	2	$3/4$	1	$1/2$	1	$5/12$	$2/3$	$1/3$	$2/3$	$1/3$	$2/3$

Ordinaten . . . .	0	$1/2$	1	$1^{1/2}$	2	$2^{1/2}$	3	4	5	$5^{1/2}$	6	$6^{1/4}$	$6^{1/2}$	$6^{3/4}$	7
Multiplikatoren . .	$1/2$	2	1	2	1	2	$1^{1/2}$	4	$1^{1/2}$	2	$3/4$	1	$1/2$	1	$1/4$

Ordinaten . . . .	0	1	2	$2^{1/3}$	$2^{2/3}$	3	$3^{1/3}$	$3^{2/3}$	4	5	6	$6^{1/2}$	7	$7^{1/2}$	8
Multiplikatoren . .	1	4	$1^{1/3}$	$1^{1/3}$	$2/3$	$1^{1/3}$	$2/3$	$1^{1/3}$	$1^{1/3}$	4	$1^{1/2}$	2	1	2	$1/2$

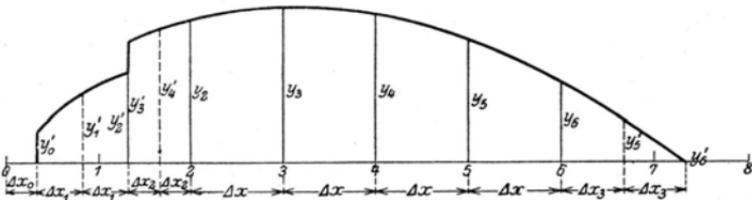


Abb. 66.

Kurvenflächen von verschiedener Länge im Entwurfnetz mit dem einheitlichen Ordinatenabstand  $\Delta x$  sowie auch Knicke in der Begrenzungskurve bedingen häufig die Einführung beliebig gebrochener Simpson-Multiplikatoren; unter Beachtung der Regel für das Einlegen von Zwischenordinaten sind solche nach dem folgenden Musterbeispiel (in allgemeiner Form) leicht zu bestimmen (Abb. 66).

Es ist

$$F = \frac{\Delta x}{3} \left[ 1 \frac{\Delta x_1}{\Delta x} y'_0 + 4 \frac{\Delta x_1}{\Delta x} y'_1 + 1 \frac{\Delta x_1}{\Delta x} y'_2 + 1 \frac{\Delta x_2}{\Delta x} y'_3 + 4 \frac{\Delta x_2}{\Delta x} y'_4 \right. \\ \left. + \left( 1 \frac{\Delta x_2}{\Delta x} + 1 \frac{\Delta x}{\Delta x} \right) y_2 + 4 \frac{\Delta x}{\Delta x} y_3 + 2 \frac{\Delta x}{\Delta x} y_4 + 4 \frac{\Delta x}{\Delta x} y_5 \right. \\ \left. + \left( 1 \frac{\Delta x}{\Delta x} + 1 \frac{\Delta x_3}{\Delta x} \right) y_6 + 4 \frac{\Delta x_3}{\Delta x} y'_5 + 1 \frac{\Delta x_3}{\Delta x} y'_6 \right].$$

Dabei empfiehlt es sich, bei der Berechnung von Schiffslinien die Simpson-Multiplikatoren nach den Verhältnissen  $\frac{\Delta x_1}{\Delta x}$  usw. (mittels Rechenschiebers) zu bestimmen und in die Berechnungstabelle einzufügen, anstatt den gemeinsamen Nenner  $\Delta x$  vor die eckige Klammer zu setzen.

Die Nummerbezeichnung der Ordinatenlagen geschieht wie folgt:

$$\text{für } y'_0 - \frac{\Delta x_0}{\Delta x}, \quad \text{für } y'_1 - \frac{\Delta x_0 + \Delta x_1}{\Delta x}, \\ \text{für } y'_5 - \frac{\Delta x_0 + 2 \Delta x_1 + 2 \Delta x_2 + 4 \Delta x + \Delta x_3}{\Delta x}.$$

Die Abstände der Ordinaten von Spt. 0 (HL) sind also = Nummerbezeichnung mal  $\Delta x$ . (In der Berechnungstabelle erscheinen die Nummerbezeichnungen auch als Hebelarme.)

**Fünf-Acht-Regel.** Um den Inhalt  $F$  eines einzigen, zwischen zwei Teilordinaten liegenden Flächenstückes zu ermitteln, kann man entweder eine neue Hilfsordinate ziehen oder, wenn die folgende oder vorhergehende Ordinate bekannt ist, die sog. Fünf-Acht-Regel anwenden. Diese beruht gleichfalls auf der Annahme, daß die Kurvenstücke kleine Parabelbogen zweiten Grades sind. Nach ihr ist, wenn die Ordinaten zweier Flächenabschnitte  $y_1, y_2, y_3$  lauten und die Entfernung  $\Delta x$  beträgt,

das Stück zwischen  $y_1$  und  $y_2$ :

$$F_1 = \frac{\Delta x}{12} [5 y_1 + 8 y_2 - 1 y_3],$$

das Stück zwischen  $y_2$  und  $y_3$ :

$$F_2 = \frac{\Delta x}{12} [5 y_3 + 8 y_2 - 1 y_1].$$

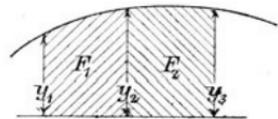


Abb. 67.

Diese Regel ermöglicht die Benutzung von Simpsons I. Regel auch für den Fall einer ungeraden Anzahl von Teilen, indem alsdann das erste oder letzte Flächenstück nach der Fünf-Acht-Regel, die übrigen Teile nach Simpson I berechnet werden.

b) Simpsons II. Regel (auch Drei-Achtel-Regel genannt).

Sie beruht auf der Annahme, daß die Kurvenstücke annähernd Parabeln dritten Grades sind.

Die Anzahl der hierbei zur Berechnung gezogenen Flächenstücke muß ein Vielfaches von 3 sein; die Formel lautet:

$$F = \frac{3}{8} \Delta x [1 y_0 + 3 y_1 + 3 y_2 + 2 y_3 + 3 y_4 + 3 y_5 + 2 y_6 + \dots + 3 y_{n-1} + 1 y_n]. \quad (2)$$

Sie ist hergeleitet aus dem Ausdruck für den Inhalt eines durch drei Ordinaten geteilten Flächenstückes =  $\frac{3}{8} \Delta x (y_1 + 3 y_2 + 3 y_3 + y_4)$ , liefert jedoch etwas ungenauere Ergebnisse als Simpsons I. Regel und wird seltener im Schiffbau angewendet.

(Jede — mit  $y_1$  anfangend — dritte Ordinate hat den Multiplikator 2, alle übrigen, mit Ausnahme der Endglieder, den Multiplikator 3.)

c) Französische oder Trapezregel (Bordas oder Bezouts Regel).

Sie beruht darauf, daß die einzelnen zwischen den in gleichen Abständen  $\Delta x$  angeordneten Ordinaten gelegenen Flächenstücke  $F_1, F_2, F_3$  usw. als Trapeze angesehen und berechnet werden.

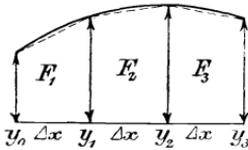


Abb. 68.

Es ist hiernach

$$F_1 = \frac{y_0 + y_1}{2} \Delta x, \quad F_2 = \frac{y_1 + y_2}{2} \Delta x$$

usw., somit

$$F_1 + F_2 + F_3 = \frac{\Delta x}{2} [y_0 + y_1 + y_1 + y_2 + y_2 + y_3]$$

$$= \Delta x \left[ \frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + \frac{y_3}{2} \right],$$

allgemein

$$F = \Delta x \left[ \frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_{n-1} + \frac{y_n}{2} \right]. \quad (3)$$

Die Anzahl der Ordinaten muß hierbei möglichst groß sein, sonst gibt diese Regel nur bei ganz flachen Kurven annähernd richtige, aber stets zu kleine Flächeninhalte. Ob die Anzahl gerade oder ungerade, ist gleichgültig.

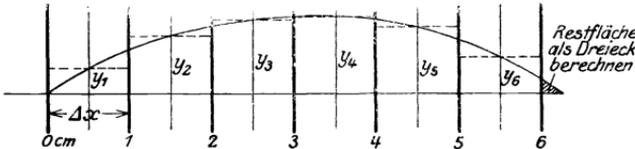


Abb. 69.

Auf der Trapezregel beruht die Integration mittels der sog. Harfenplanimeter. Diese bestehen aus einem auf Durchsichtpapier gedruckten Netz paralleler Linien, welches auf die zu messende Fläche gelegt wird. Die Flächenbestimmung geschieht durch Aufmessung und Addition der Ordinaten (am bequemsten mit einer Additionsmaschine, Comptometer). Die im Handel käuflichen Harfen sind meist nur für kleine Flächen brauchbar, für den Schiffbau ist durchsichtiges Millimeterpapier sehr geeignet, da man hiermit ohne Maßstab die Ordinaten aufmessen kann.  $\Delta x$  konst. = 1 cm.

Die feinen Netzlinien in Abb. 69 sind die Aufmeßlinien, die kräftigen Linien die Ordinatenlinien für die Integralkurve. Das Verfahren ist besonders für die mehrfache Integration bei Festigkeitsrechnungen von Schiffen (siehe diese) geeignet, wobei man vorteilhaft die Gewichtskurve dem Zentimeternetz anpaßt<sup>1)</sup>.

Außer dieser einfachen Formel sind in Frankreich für genauere Rechnungen noch einige andere gebräuchlich<sup>2)</sup>, welche im allgemeinen darauf beruhen, den Flächeninhalt der Kurve als die halbe Summe aller ein- und umschriebenen Trapeze darzustellen (vgl. 2. Aufl. dieses Buches).

d) Das Verfahren von Tschibyscheff<sup>3)</sup>.

Das Verfahren beruht darauf, für eine gegebene Kurve eine Anzahl ( $n$ ) von Ordinaten so zu wählen, daß ihr arithmetisches Mittel, mit der Länge der eingeschlossenen Fläche multipliziert, möglichst genau deren Flächeninhalt ergibt. Hierbei wird der Nullpunkt des Koordinatensystems in den Mittelpunkt der Grundlinie der Fläche gelegt, so daß, wenn deren ganze Länge =  $2l$  ist, der

<sup>1)</sup> S. Fußnote S. 89.

<sup>2)</sup> S. Pollard et Dubeout: Théorie du navire, Bd. I, S. 8f. Paris 1890, wo auch die Fehler jeder der Formeln nachgewiesen sind. Sie liefern sämtlich nicht so genaue Ergebnisse wie die Simpsonschen Formeln. Sie sind ihrer geringen Verwendung wegen hier weggelassen.

<sup>3)</sup> Mitgeteilt in Morskoi Sbornik von A. Afonasjeff, vgl. Mitt. a. d. Geb. d. Seewesens 1874, S. 527, 585ff. Die Übersetzung der Originalabhandlung: Tschibyscheff: Sur les quadratures, findet sich in Liouville: Journal de Mathématique Serie 2, Bd. 19. 1874.

Flächeninhalt in den Grenzen von  $-l$  bis  $+l$  zu bestimmen ist. Derselbe wird also

$$F = \int_{-l}^{+l} y dx = \frac{y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_n}{n} \cdot 2l,$$

oder, da für obige Anforderung jede der Ordinaten durch ihre Lage, d. h. die zugehörige Abszisse  $y = f(x)$ , gegeben sein muß:

$$F = \int_{-l}^{+l} f(x) dx = \frac{f(x_1) + f(x_2) + f(x_3) + \dots + f(x_n)}{n} \cdot 2l.$$

Tschibyscheff ermittelte auf Grund einer rein mathematischen Herleitung die Wurzeln des Integrals und suchte für eine Anzahl bekannter Kurven und

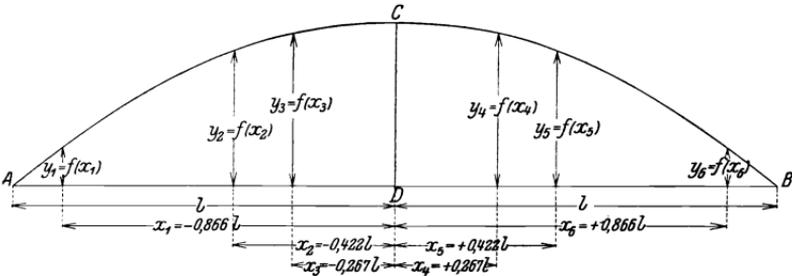


Abb. 70.

unter Annahme verschiedener Werte von  $n$  die zugehörigen Ordinaten auf. Bei den im Schiffbau vorkommenden Kurven genügen, um mit hinreichender Genauigkeit den Flächeninhalt zu berechnen, im allgemeinen 6 ( $n = 6$ ) solcher Ordinaten, deren Lage bestimmt ist durch die Abszissen:

$$\begin{aligned} x_1 &= -0,866 l; & x_2 &= -0,422 l; & x_3 &= -0,267 l; \\ x_4 &= +0,267 l; & x_5 &= +0,422 l; & x_6 &= +0,866 l \end{aligned} \quad (\text{Abb. 70}).$$

Diese Werte sind für alle Kurven dieselben. Die Anwendung des Verfahrens ist daher folgende:

Es sei die Fläche  $ABC$  zu berechnen.

Die Länge der Grundlinie  $AB$  wird gemessen und halbiert, der gefundene Punkt  $D$  wird als Koordinaten-Anfangspunkt,  $CD$  als  $Y$ -Achse angenommen.

Die Hälfte der Strecke  $AB$  ist  $= l$ , die Grenze des Integrals.

Man trage nunmehr nach links und rechts von  $D$  aus die oben bezeichneten Abszissen  $x_1, x_2 \dots x_6$  ab, dann sind die Längen der zugehörigen Ordinaten  $y_1, y_2 \dots y_6$  die gesuchten Werte  $f(x_1), f(x_2) \dots f(x_6)$ .

Zur Berechnung des Inhaltes der Kurve wird daher die Summe dieser Ordinaten mit der ganzen Länge der Grundlinie  $= 2l$  multipliziert und das Ergebnis durch die Anzahl der Ordinaten  $= 6$  dividiert.

Der Flächeninhalt der Kurve ist für  $n = 6$  somit:

$$F = (y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6) \frac{2l}{6}. \tag{4}$$

Allgemein für den Schiffbau:

$$\text{Fläche} = \frac{\text{Summe der Aufmaße der Tsch.-Ordinaten}}{\text{Anzahl der Tsch.-Ordinaten}} \times \text{Berechnungslänge des Schiffes.}$$

$$F = \frac{\sum_0^n y (\text{Tsch.})}{n (\text{Tsch.})} \cdot L.$$

Die Abszissen für andere Ordinatoreinteilungen als  $n = 6$  gibt die folgende Tabelle:

Tschibyscheff-Ordinaten.

Anzahl der Ordinaten $n$	Abstand der Ordinaten von Mitte Schiff ( $\otimes$ ) in Teilen der halben Berechnungslänge ( $l$ )
2	$\mp 0,5773 l$
3	$\otimes, \mp 0,7071 l$
4	$\mp 0,1876 l, \mp 0,7947 l$
5	$\otimes, \mp 0,3745 l, \mp 0,8325 l$
6	$\mp 0,2666 l, \mp 0,4225 l, \mp 0,8662 l$
7	$\otimes, \mp 0,3239 l, \mp 0,5297 l, 0,8839 l$
8	$\mp 0,1026 l, \mp 0,4062 l, \mp 0,5938 l, \mp 0,8974 l$
9	$\otimes, \mp 0,1679 l, \mp 0,5288 l, \mp 0,6010 l, \mp 0,9116 l$
10	$\mp 0,0838 l, \mp 0,3127 l, \mp 0,5000 l, \mp 0,6873 l, \mp 0,9162 l$

Werden auf diese Weise die Inhalte sämtlicher Wasserlinien eines Schiffes berechnet, so kann man sie nachher zur Berechnung der Verdrängung mit den bekannten Simpsonschen Faktoren nach Simpsons I. oder II. Regel behandeln.

Tschibyscheffs Regel hat den großen Vorteil, daß man bei gleicher oder größerer Genauigkeit des Endergebnisses mit einer geringeren Anzahl von Ordinaten auskommen und einen einfacheren Rechenvorgang befolgen kann. Da sie jedoch, im Gegensatz zu den übrigen aufgeführten Regeln, eine besondere, von dem üblichen Entwurf abweichende Ordinatoreinteilung oder gar eine besondere Zeichnung des Spantenrisses bedingt, und bei der Integration nach Wasserlinien die Zeichnung eines besonderen Wasserlinienrisses, so bedient man sich ihrer bei der Berechnung der Verdrängung selten. Für Stabilitätsrechnungen dagegen ist sie sehr geeignet und verdient, auch in Deutschland häufig Anwendung zu finden.

Die Integralrechnung bietet noch einige andere Formeln, um die von Kurven eingeschlossenen Flächen innerhalb bestimmter Grenzen annäherungsweise zu berechnen, vorausgesetzt, daß man den Wert einiger Funktionen kennt; es sind dies die von Gauß, Cotes u. a. mitgeteilten Rechnungsarten. Die Gaußschen Formeln sind jedoch so verwickelt und schwer anzuwenden, die Cotesschen — wenn auch einfacher — so ungenau, daß man sie für die Rechnungen im Schiffbau nicht verwendet.

## 2. Schwerpunkte.

Aus dem Satze der Mechanik:

Das Moment einer Fläche ist gleich der Summe der Momente sämtlicher Flächenteile, bezogen auf eine beliebige Achse, also:  $F \cdot \xi = \sum(f \cdot x)$ , ergibt sich der Abstand des Schwerpunktes der Fläche von dieser Achse der Länge nach:  $\xi = \frac{\sum(f \cdot x)}{F}$ , oder, wie der analytische Ausdruck lautet:

$$\xi = \frac{\int x \cdot y \cdot dx}{\int y dx}.$$

Denkt man sich die Ordinaten dicht aneinanderstehend, so stellt jede von ihnen einen dünnen Streifen der Fläche dar, und der Gesamtschwerpunkt dieser Streifen würde auch der Schwerpunkt der ganzen Fläche sein; es wird deshalb der Ausdruck  $\int(x \cdot y) dx$  in derselben Weise wie vorher  $\int y dx$  mittels einer der angeführten Formeln näherungsweise aufgelöst. In diesem bedeutet  $x \cdot y$  das Moment der jeweiligen Ordinate  $y$ , also das Produkt derselben mit ihrem Schwerpunktsabstand von der Momentenachse; wenn man letztere mit der

Ordinate  $y_0$  zusammenfallend annimmt, so sind diese Abstände der Reihe nach  $0 \cdot \Delta x$ ;  $1 \cdot \Delta x$ ;  $2 \cdot \Delta x$ ;  $3 \cdot \Delta x$  usw.; es wird also (Abb. 71):

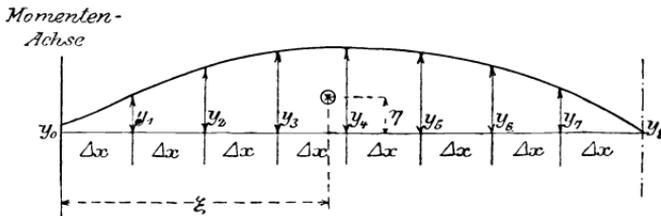


Abb. 71.

α) Nach der Simpsonschen Regel I:

$$\xi = \frac{\frac{\Delta x}{3}(1y_0 \cdot 0 \cdot \Delta x + 4y_1 \cdot 1 \cdot \Delta x + 2y_2 \cdot 2 \cdot \Delta x + \dots + 4y_{n-1} \cdot (n-1) \cdot \Delta x + 1y_n \cdot n \cdot \Delta x)}{\frac{\Delta x}{3}(1y_0 + 4y_1 + 2y_2 + \dots + 4y_{n-1} + 1y_n)}$$

$$= \Delta x \frac{0 \cdot 1y_0 + 1 \cdot 4y_1 + 2 \cdot 2y_2 + 3 \cdot 4y_3 + \dots + (n-1) \cdot 4y_{n-1} + n \cdot 1y_n}{1y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \dots + 4y_{n-1} + 1y_n}$$

oder

$$= \Delta x \frac{0 \cdot 1/2 y_0 + 1 \cdot 2y_1 + 2 \cdot 1y_2 + 3 \cdot 2y_3 + \dots + (n-1) \cdot 2y_{n-1} + n \cdot 1/2 y_n}{1/2 y_0 + 2y_1 + 1y_2 + 2y_3 + \dots + 2y_{n-1} + 1/2 y_n} \quad (5a)$$

der Schwerpunktsabstand der Fläche von  $y_0$ .

Um den Schwerpunktsabstand der Fläche von der Abszissenachse, also der Höhe nach, zu finden, ist in gleicher Weise die Summe der Momente der einzelnen Flächenteile, hier also der Ordinaten, zu bilden und durch die ganze Fläche zu dividieren.

Der analytische Ausdruck lautet:  $\eta = \frac{\int \frac{y^2}{2} dx}{\int y dx}$ , da der Schwerpunkt jeder

Ordinate auf der Hälfte ihrer Höhe liegt.

Es wird also:

$$\eta = \frac{\frac{1}{2} \frac{\Delta x}{3} (1y_0^2 + 4y_1^2 + 2y_2^2 + 4y_3^2 + \dots + 4y_{n-1}^2 + 1y_n^2)}{\frac{\Delta x}{3} (1y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \dots + 4y_{n-1} + 1y_n)}$$

$$= \frac{1}{2} \frac{1y_0^2 + 4y_1^2 + 2y_2^2 + 4y_3^2 + \dots + 4y_{n-1}^2 + 1y_n^2}{1y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \dots + 4y_{n-1} + 1y_n}$$

oder

$$= \frac{1}{2} \frac{1/2 y_0^2 + 2y_1^2 + 1y_2^2 + 2y_3^2 + \dots + 2y_{n-1}^2 + 1/2 y_n^2}{1/2 y_0 + 2y_1 + 1y_2 + 2y_3 + \dots + 2y_{n-1} + 1/2 y_n} \quad (5b)$$

der Schwerpunktsabstand der Fläche von der Abszissenachse.

β) Nach der Trapezregel wird:

$$\xi = \frac{\Delta x \left( \frac{y_0}{2} \cdot \frac{\Delta x}{3} + y_1 \cdot \Delta x + y_2 \cdot 2 \Delta x + \dots + y_{n-1} \cdot (n-1) \Delta x + \frac{y_n}{2} \left[ n - \frac{1}{3} \right] \Delta x \right)}{\Delta x \left( \frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + \dots + y_{n-1} + \frac{y_n}{2} \right)}$$

$$= \Delta x \frac{y_1 + 2y_2 + 3y_3 + \dots + (n-1)y_{n-1} + 1/6 [y_0 + (3n-1)y_n]}{\frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_{n-1} + \frac{y_n}{2}} \quad (6a)$$

und

$$\eta = \frac{1}{2} \frac{\frac{y_0^2}{3} + y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + \dots + y_{n-1}^2 + \frac{y_n^2}{3}}{\frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_{n-1} + \frac{y_n}{2}}. \quad (6b)$$

γ) Nach dem Verfahren von Tschibyscheff

wird in dem Ausdruck  $\int xy dx$  der Abstand  $x$  der einzelnen Ordinaten von der durch den Anfangspunkt  $A$  der Kurve gehenden Momentenachse (bei  $n = 6$ ) (Abb. 70)

$$\begin{aligned} \text{für } y_1, x_1 &= l - 0,866 l = 0,134 l, & \text{also das Moment } x_1 y_1 &= 0,134 l y_1, \\ y_2, x_2 &= l - 0,422 l = 0,578 l, & \text{,, ,, ,, } & x_2 y_2 = 0,578 l y_2, \\ y_3, x_3 &= l - 0,267 l = 0,733 l, & \text{,, ,, ,, } & x_3 y_3 = 0,733 l y_3, \\ y_4, x_4 &= l + 0,267 l = 1,267 l, & \text{,, ,, ,, } & x_4 y_4 = 1,267 l y_4, \\ y_5, x_5 &= l + 0,422 l = 1,422 l, & \text{,, ,, ,, } & x_5 y_5 = 1,422 l y_5, \\ y_6, x_6 &= l + 0,866 l = 1,866 l, & \text{,, ,, ,, } & x_6 y_6 = 1,866 l y_6, \end{aligned}$$

somit wird

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{\frac{2l}{6} \cdot l(0,134 y_1 + 0,578 y_2 + 0,733 y_3 + 1,267 y_4 + 1,422 y_5 + 1,866 y_6)}{\frac{2l}{6}(y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6)} \\ &= l \frac{0,134 y_1 + 0,578 y_2 + 0,733 y_3 + 1,267 y_4 + 1,422 y_5 + 1,866 y_6}{y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6} \end{aligned} \quad (7a)$$

und

$$\eta = \frac{1}{2} \frac{y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + y_4^2 + y_5^2 + y_6^2}{y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6}. \quad (7b)$$

### 3. Inhalts- und Schwerpunktskurven.

Auf den in vorstehendem auseinandergesetzten Regeln beruht die Berechnung der Inhalte und Schwerpunkte der Wasserlinien, Spanten und der Verdrängung, welche sowohl bei der Anfertigung des Entwurfs als auch zur Berechnung des fertig vorliegenden Linierrisses vorzunehmen ist.

Der Gang der Berechnung ist also folgender:

1. Berechnung der Inhalte der in gleichen Abständen senkrecht zur Wasserlinie durch das Schiff gelegten Spanten;
2. Berechnung der Inhalte der in gleichen Abständen parallel zur Konstruktionswasserlinie gelegten Wasserlinien;
3. Behandlung der einzelnen so gefundenen Werte als Ordinaten einer neuen Kurve, welche für:

Fall 1. die Spantenskala,

Fall 2. die Wasserlinienskala

liefert;

4. Berechnung der Verdrängung  $V$ :

- a) nach der Spantenskala der Länge nach und
- b) nach der Wasserlinienskala der Höhe nach, zur Nachprüfung;

5. Berechnung des Schwerpunktes der Spantenskala, somit Ermittlung des Verdrängungsschwerpunktes der Länge nach;

6. Berechnung des Schwerpunktes der Wasserlinienskala, somit Ermittlung des Verdrängungsschwerpunktes der Höhe nach.

Anmerkung. Es ist zu beachten, daß, da beide Schiffshälften formgleich (symmetrisch) sind, der Gesamtschwerpunkt stets in der Symmetrieebene, d. i. der mittleren Längsschiffsebene sich befinden muß. Es genügt daher, die Berechnungen nur für eine Schiffshälfte auszuführen und die Ergebnisse 1 bis 6 sodann mit 2 zu multiplizieren.

a) Inhalte und Schwerpunkte der Spanten und Wasserlinien<sup>1)</sup>.

Bezeichnet man die Ordinaten für jedes Spant in den einzelnen Wasserlinien von unten anfangend mit  $y_0, y_1, y_2$  usw., die senkrechte Entfernung zweier Wasserlinien mit  $\Delta z$ , so erhält man nach der Simpsonschen Regel für den Inhalt jedes halben Spantes nach der Formel (1):

$$\frac{S}{2} = \frac{\Delta z}{3} [1 y_0 + 4 y_1 + 2 y_2 + \dots + 4 y_{n-1} + 1 y_n]$$

oder

$$\frac{S}{2} = \frac{2}{3} \Delta z [1/2 y_0 + 2 y_1 + 1 y_2 + \dots + 2 y_{n-1} + 1/2 y_n],$$

somit ist der Inhalt des ganzen Spantes:

$$S = \frac{4}{3} \Delta z [1/2 y_0 + 2 y_1 + y_2 + \dots + 2 y_{n-1} + 1/2 y_n].$$

Die Entfernung des Schwerpunktes der Spantebene von der unteren Wasserlinie ergibt sich dann nach Formel (5a):

$$\zeta = \frac{2/3 \Delta z^2 [1/2 y_0 \cdot 0 + 2 y_1 \cdot 1 + 1 y_2 \cdot 2 \dots + 2 y_{n-1} \cdot (n-1) + 1/2 y_n \cdot n]}{2/3 \Delta z [1/2 y_0 + 2 y_1 + 1 y_2 + \dots + 2 y_{n-1} + 1/2 y_n]}$$

oder

$$\zeta = \Delta z \left[ \frac{\text{obere Klammer}}{\text{untere Klammer}} \right].$$

(Diese Formel ist angewandt im Rechnungsbeispiel d. Tabelle S. 106/107.)

In derselben Weise ergeben sich aus den Formeln (1) und (5a) die Inhalte der halben Wasserlinien  $\frac{WL}{2}$  und ihre Schwerpunktsabstände  $\xi$  vom hinteren Lot, wenn man für  $y_0, y_1, y_2$  usw. die halben Breiten der Wasserlinien auf den einzelnen Spantlagen und für  $\Delta x$  den Spantabstand einsetzt.

b) Rauminhalt und Schwerpunkt der Verdrängung (V).

Die nach obigem gefundenen Inhalte der Spanten,  $S_0$  (am hinteren Lot),  $S_1, S_2, \dots, S_{n-1}, S_n$  (am vorderen Lot), werden in den gewählten Abständen  $\Delta x$  nach einem beliebigen Maßstab als Ordinaten einer neuen Kurve abgesetzt und die Punkte mit der Latte durchgestrakt. Etwaige Rechenfehler machen sich durch Unregelmäßigkeiten in der Kurve bemerkbar.

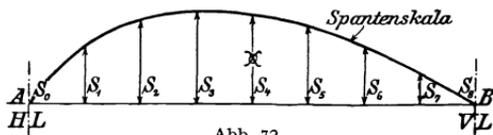


Abb. 72.

Der Flächeninhalt dieser Kurvenfläche stellt die ganze Verdrängung des Schiffes dar, sie heißt die Spantflächenskala oder Spantenskala.

Den Rauminhalt der Verdrängung findet man also durch Berechnung dieses Flächeninhaltes nach der Simpsonschen Regel wie oben, und zwar:

$$V = \frac{\Delta x}{3} [1 S_0 + 4 S_1 + 2 S_2 + 4 S_3 + \dots + 4 S_{n-1} + 1 S_n]$$

oder

$$= 2/3 \Delta x [1/2 S_0 + 2 S_1 + 2 S_2 + 2 S_3 + \dots + 2 S_{n-1} + 1/2 S_n].$$

<sup>1)</sup> Vgl. auch W. Schmidt: Schwerpunktslagen. Schiffbau 1919, S. 389f.

Für den Schwerpunkt derselben ergibt sich (nach Formel 5a) der Abstand vom hinteren Lot:

$$X = \frac{\frac{2}{3} \Delta x^2 [0 \cdot \frac{1}{2} S_0 + 1 \cdot 2 S_1 + 2 \cdot 1 S_2 + 3 \cdot 2 S_3 + \dots + (n-1) \cdot 2 S_{n-1} + n \cdot \frac{1}{2} S_n]}{\frac{2}{3} \Delta x [\frac{1}{2} S_0 + 2 S_1 + 1 S_2 + 2 S_3 + \dots + 2 S_{n-1} + \frac{1}{2} S_n]}$$

oder abgekürzt: 
$$X = \Delta x \left[ \frac{\text{obere Klammer}}{\text{untere Klammer}} \right]$$

(s. d. Rechnungsbeispiel d. Tabelle S. 106.)

Hat man die einzelnen Schwerpunkte der verschiedenen Wasserlinien berechnet, so kann man auch, wenn mit  $\xi_0, \xi_1, \xi_2$  usw. ihre Abstände vom hinteren Lot bezeichnet werden, den Verdrängungsschwerpunkt der Länge nach bestimmen z. B. unter Anwendung der Trapezregel:

$$X = \frac{\frac{1}{2} WL_0 \xi_0 + WL_1 \xi_1 + WL_2 \xi_2 + \dots + WL_{n-1} \xi_{n-1} + \frac{1}{2} WL_n \xi_n}{\frac{1}{2} WL_0 + WL_1 + WL_2 + \dots + WL_{n-1} + \frac{1}{2} WL_n}.$$

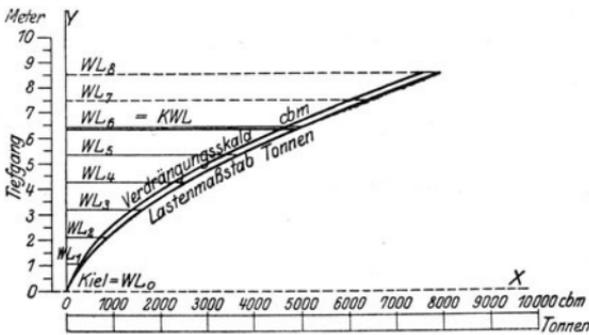


Abb. 73.

In dieser Formel bedeutet  $WL_0$  die Kielfläche,  $WL_n$  die Fläche der KWL. Die Anwendung auf Simpsons Regel ergibt sich hieraus leicht.

Für die Ermittlung der Verdrängung und ihres Schwerpunktes der Höhe nach zeichnet man nach einem passenden Maßstab die Schwimmflächen- oder Wasserlinienskala.

Dies geschieht, indem man in der oben angegebenen Weise die Inhalte sämtlicher Wasserlinien berechnet und diese nach dem gewählten Maßstab wagerecht von einer senkrechten Linie aus in den Entfernungen der Wasserlinien absetzt. Die so gefundenen Endpunkte werden durch eine Kurve verbunden und hierdurch etwaige Rechenfehler kenntlich (Abb. 62).

Die Verdrängung und ihr Schwerpunkt werden nun ganz übereinstimmend mit der oben gegebenen Spantrechnung ermittelt, und zwar:

$$V = \frac{2}{3} \Delta z [\frac{1}{2} WL_0 + 2 WL_1 + 1 WL_2 + 2 WL_3 + \dots + 2 WL_{n-1} + \frac{1}{2} WL_n],$$

wo wieder  $WL_0$  den Kiel,  $WL_n$  die obere (Konstruktions-) Wasserlinie bezeichnet.

Die Ergebnisse für die nach Wasserlinien und Spanten ausgeführten Berechnungen der Verdrängung müssen übereinstimmen.

Der Schwerpunktsabstand der Höhe nach von Oberkante Kiel wird sodann nach Formel (5a):

$$Z = \Delta z \frac{0 \cdot \frac{1}{2} WL_0 + 1 \cdot 2 WL_1 + 2 \cdot 1 WL_2 + 3 \cdot 2 WL_3 + \dots + (n-1) \cdot 2 WL_{n-1} + n \cdot \frac{1}{2} WL_n}{\frac{1}{2} WL_0 + 2 WL_1 + 1 WL_2 + 2 WL_3 + \dots + 2 WL_{n-1} + \frac{1}{2} WL_n}.$$

Mit Hilfe der Wasserlinienskala kann man nun die Verdrängungen und ihre Schwerpunkte bei verschiedenen Tauchungen berechnen. Es bedarf dazu wieder einer geraden Anzahl Teile, also einer ungeraden Zahl von Ordinaten. Im Bereiche starker Krümmungen der Wasserlinienskala (Kimbereich bei völli-gen Frachtschiffen) sind Zwischenordinaten erforderlich, deren Größe der Skala entnommen werden kann, falls die zugehörigen Wasserlinien für die Berechnung nicht gezeichnet werden.

Die Ergebnisse der Verdrängungsrechnungen für verschiedene Tauchungen setzt man von einer Senkrechten ( $OY$  in Abb. 73) aus an den zugehörigen Tiefgängen ab und erhält so die

#### Verdrängungsskala.

Die Verdrängungsskala ermöglicht, in jedem ihrer Punkte die Größe der Verdrängung in  $m^3$  bis zu dem diesem Punkte entsprechenden Tiefgang abzulesen.

Durch Multiplikation der für die einzelnen Tauchungen gefundenen Größen der Verdrängung mit dem spezifischen Gewicht des Wassers (Seewasser = 1,025) ergibt sich der ähnlich der Verdrängungsskala verlaufende Lastenmaßstab, die Kurve der wirklichen Gewichte  $P$  des verdrängten Wassers in Tonnen.

Dieser wird gewöhnlich derart aufgezeichnet, daß in der senkrechten Koordinatenachse  $Y$  der Tiefgang des Schiffes in Metern abgesetzt ist und in der waagrechten  $X$ -Achse ein Maßstab, welcher die Verdrängung ( $V$ ) in Kubikmetern bzw. das Gewicht des verdrängten Wassers ( $P$ ) in Tonnen zu 1000 kg angibt.

Beim Beladen der Schiffe ist es häufig von Wert, dasjenige Gewicht der Zuladung zu kennen, welches eine mittlere Tiefertauchung von 1 oder 10 cm (bei Überseeschiffen auch von 1 Zoll engl.) verursacht. Die Kurve, welche diesen Betrag bei jeder Tauchlage angibt (und zwar ohne Rücksicht auf eine Vertrimmung des Schiffes), wird gefunden, indem man den Flächeninhalt der Wasserlinie mit der Einheitstauchung (1 oder 10 cm oder 1 Zoll) und dem spez. Gewicht des Seewassers multipliziert. Die erhaltenen Werte auf den zugehörigen Wasserlinienlagen abgesetzt, ergeben die Kurve des Gewichts der Verdrängungszunahme für die Taucheinheit in Tonnen.

Als weitere Berechnungsergebnisse sind auf den Wasserlinienlagen abzusetzen und als Kurven auszustraken:

- die Schwerpunktsabstände der Wasserlinien vom hinteren Lot,
  - die Schwerpunktsabstände der Verdrängung vom hinteren Lot,
  - die Schwerpunktsabstände der Verdrängung von Oberkante Kiel
- (s. d. Tafeln: Kurvenblatt der Berechnungsergebnisse im Beiheft).

#### c) Spantinhaltkurven (Integralkurven).

In gleicher Weise wie die Verdrängungen werden die einzelnen Spantinhalte bis zu den jeweiligen Tiefgängen ermittelt und durch Kurven ähnlich der Wasserlinienskala dargestellt. Diese Kurven werden Spantinhalt- oder Spant-„Integralkurven“ genannt. Sie werden in den Längenriß, jedesmal neben dem zugehörigen Spant, oder auch für sich, von einer Mittellinie aus (die des Hinterschiffes nach links, des Vorschiffes nach rechts) aufgetragen (s. Abb. 74).

Setzt man, was für die Berechnung der Verdrängungsskala seltener geschieht, die Werte der Spantinhalte zu je einer neuen Spantenskala zusammen, so kann man die Verdrängung für die einzelnen Tauchungen übereinstimmend mit der Berechnung der ersten Spantenskala ermitteln und hat hierdurch einen Vergleich mit der in üblicher Weise nach den Wasserlinien gefundenen jeweiligen Verdrängung (s. Abb. 74).

Ferner kann man hieraus die Verdrängungsschwerpunkte der Länge nach für jede Tauchung und in Verbindung mit den aus der Wasserlinienskala gefundenen Werten für die Höhenlagen der Verdrängungsschwerpunkte die Kurve der wirklichen Lagen der Verdrängungsschwerpunkte für die verschiedenen Tiefgänge ermitteln.

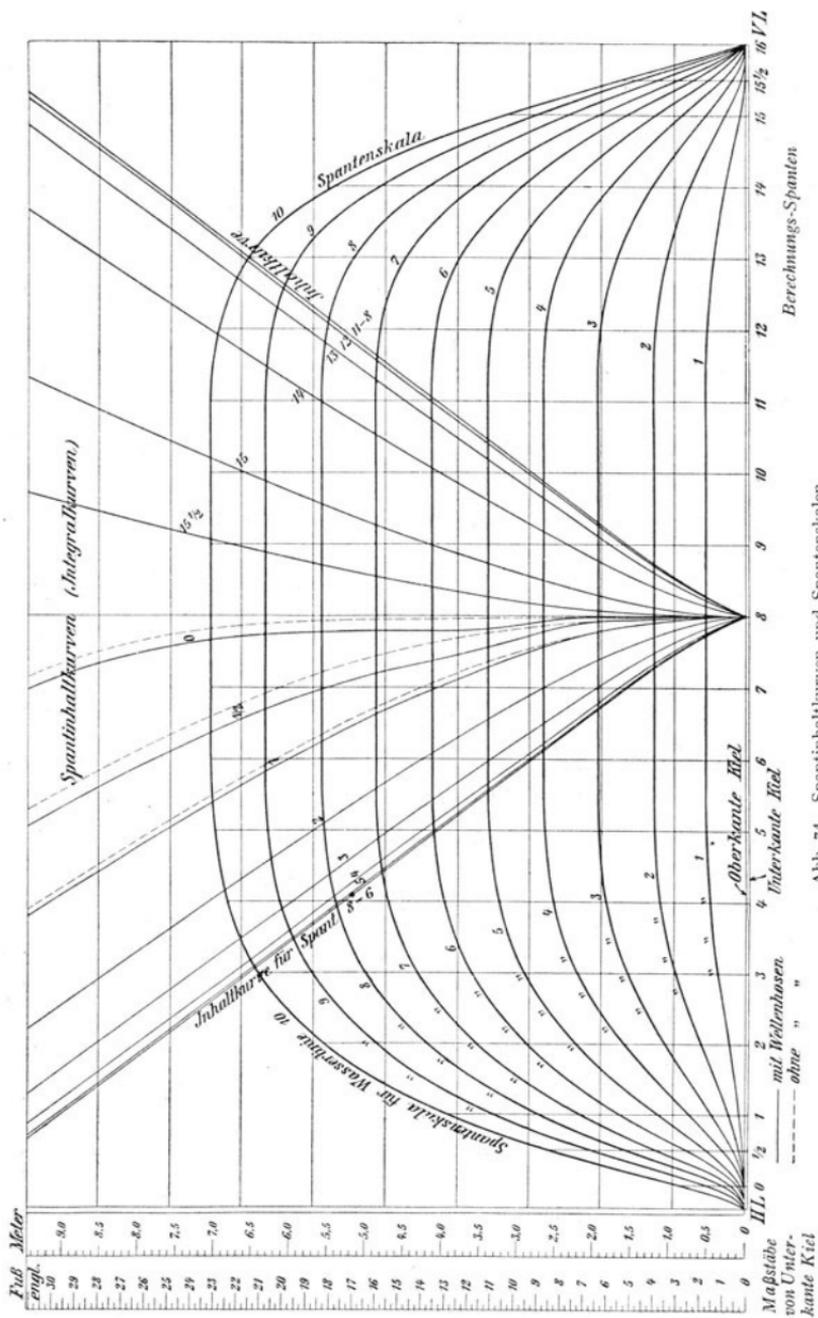


Abb. 74. Spantinhaltkurven und Spantenskalen.

**Benutzung der Spantinhaltkurven für die Trimberechnung.** Der Hauptwert der Spantinhalt- oder Integralkurven liegt in ihrer Benutzung bei Berechnungen der Verdrängung für eine von der Entwurflage abweichenden Vertrimmung.

Zu diesem Zwecke zieht man die Tiefgangslinie der vertrimmten Schwimmelage vom Hintersteven bis Vorsteven für die zu berechnende Tauchung des Schiffes und ermittelt die einzelnen Flächeninhalte der eingetauchten Spanten, indem man von den Schnittpunkten dieser Tiefgangslinie mit den Spantebenen Parallelen zur Konstruktionswasserlinie zieht. Der Schnittpunkt derselben mit der jeweiligen Inhaltskurve ergibt in seiner Abszisse die eingetauchte Spantfläche

Durch Zusammensetzung der so gefundenen Flächeninhalte zu einer Verdrängungsskala ist die Verdrängung sowie deren Schwerpunkt für jede beliebige Lage leicht zu ermitteln.

Sehr brauchbar ist dieses Verfahren u. a. zur Berechnung der Verdrängung und ihres Schwerpunktes bei und nach Ablauf (siehe diesen) des Schiffes, um das errechnete Ablaufgewicht mit dem wirklichen zu vergleichen.

Ebenso läßt sich auf diese Weise die Lage des Schiffes, wenn eine oder mehrere Abteilungen infolge eines Lecks (siehe Leckrechnung) gefüllt sind und mit dem äußeren Wasser in Verbindung stehen, erhalten. Auch wird hierdurch besonders die Anwendung der weiter unten gegebenen Normandschen Annäherungsformeln und deren genaue Nachprüfung erleichtert.

#### 4. Trägheitsmomente<sup>1)</sup>.

a) Breitenträgheitsmoment der Schwimmebene.

Das Trägheitsmoment  $J_B$  einer krummlinig begrenzten Fläche von der Form der Wasserlinien in bezug auf ihre Mittellinie  $AB$  ergibt sich wie folgt:

Ist  $du \cdot dx$  ein Flächenelement in dem Flächenstreifen  $y \cdot dx$  (Abb. 75), so ist das Trägheitsmoment von  $du \cdot dx$  in bezug auf  $AB = u^2 \cdot du \cdot dx$ , und

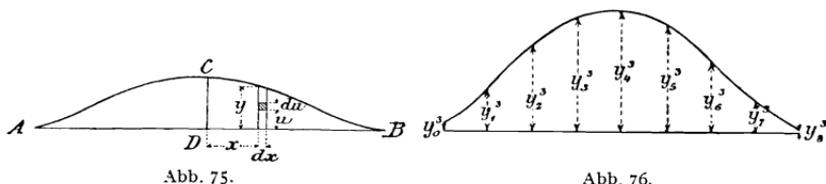


Abb. 75.

Abb. 76.

das Trägheitsmoment des ganzen Flächenstreifens  $= du \int_0^y u^2 du = dx y^3/3$ ,

folglich das Trägheitsmoment der halben Fläche  $= 1/3 \int_0^L y^3 dx$ , und das der ganzen Fläche  $J_B = 2/3 \int_0^L y^3 dx$  (s. S. 299).

Der Ausdruck  $\int_0^L y^3 dx$  läßt sich mit Hilfe eines der vorausgehenden Integrationsverfahren mittels Annäherungsformeln aus den Ordinaten der Wasserlinien berechnen, indem man den Ausdruck als Inhalt einer Fläche betrachtet, deren Ordinaten (Aufmaße) die Kuben der Ordinaten der  $WL$  sind (Abb. 76).

<sup>1)</sup> Die Trägheitsmomente der Schwimmebenen ( $WL$ ) und die aus diesen zu bestimmenden Metazentren sind für die Stabilität (siehe diese) von Bedeutung; da ihre Ermittlung immer im Zusammenhang mit der vorausgehend erörterten Berechnung der Flächen und Schwerpunkte geschieht, ist sie hier gleich angeschlossen.

Nach der Trapezregel ist das Trägheitsmoment der ganzen *WL* bezogen auf ihre Mittellinie

$$J_B = \frac{2}{3} \int_0^L y^3 dx = \frac{2}{3} \Delta x \left[ \frac{y_0^3}{2} + y_1^3 + y_2^3 + \dots + y_{n-1}^3 + \frac{y_n^3}{2} \right].$$

Nach Simpsons I. Regel ist

$$J_B = \frac{2}{3} \int_0^L y^3 dx = \frac{2}{3} \frac{\Delta x}{3} [1 \cdot y_0^3 + 4 \cdot y_1^3 + 2 \cdot y_2^3 + \dots + 4 \cdot y_{n-1}^3 + 1 \cdot y_n^3],$$

$$\text{oder} \quad = \frac{2 \cdot 2}{3} \frac{\Delta x}{3} [1/2 \cdot y_0^3 + 2 \cdot y_1^3 + 1 \cdot y_2^3 + \dots + 2 \cdot y_{n-1}^3 + 1/2 \cdot y_n^3].$$

Der Abstand ( $r = \overline{MF}$ ) des (Breiten-) Metazentrums vom Formschwerpunkt (s. S. 299) ergibt sich in einfacher Weise, indem man das (Breiten-)Trägheitsmoment ( $J_B$ ) durch die Verdrängung ( $V$ ) dividiert (vgl. die folgende Berechnungstabelle).

Berechnung des Breitenträgheitsmomentes und  
-metazentrums nach Simpsons I. Regel.

Spant-Nr.	Wasserlinien		Simpson-Mult.	Produkte
	Ordinaten	Kuben der Ordinaten		
0	$y_1$	$y_1^3$	$1/2$	$1/2 \cdot y_1^3$
1	$y_2$	$y_2^3$	2	$2 \cdot y_2^3$
2	$y_3$	$y_3^3$	1	$1 \cdot y_3^3$
3	.	.	2	.
4	.	.	1	.
5	.	.	2	.
6	.	.	1	.
7	.	.	2	.
8	.	.	1	.
9	.	.	2	.
10	.	.	1	.
11	.	.	2	.
12	.	.	1	.
13	.	.	2	.
14	$y_{14}$	$y_{14}^3$	1	$1 \cdot y_{14}^3$
15	$y_{15}$	$y_{15}^3$	2	$2 \cdot y_{15}^3$
16	$y_{16}$	$y_{16}^3$	$1/2$	$1/2 \cdot y_{16}^3$

$$\Delta x = \dots, \quad \frac{2 \Delta x}{3} = \dots \cdot \Sigma \text{ d. Produkte} = \dots,$$

$$\text{Breitenträgheitsmoment } J_B = \frac{2}{3} \cdot \frac{2 \Delta x}{3} \cdot \Sigma \text{ d. Produkte} = \dots;$$

$$\text{bei } V = \dots, \quad r = \frac{2 \Delta x}{3} \cdot \Sigma \text{ d. Prod.} = \overline{MF} = \text{Breitenmetazentrum über Form-}\odot.$$

b) Längenträgheitsmoment der Schwimmbene<sup>1)</sup>.

Der Ausdruck für das Längenträgheitsmoment in bezug auf die durch den Schwerpunkt der Schwimmbene gehende wagerechte Querachse lautet:

<sup>1)</sup> Das Längenträgheitsmoment und der daraus zu bestimmende Abstand des Längenmetazentrums vom Formschwerpunkt ist bei Betrachtungen von Längsschiffsneigungen von Bedeutung; s. Abschnitt Stabilität, S. 304.

$$J_{Ls} = \left. \begin{aligned} & \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} x_h^3 dy + \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} x_v^3 dy \end{aligned} \right\} \begin{aligned} & \text{(siehe Abb. 260 und den Zähler-} \\ & \text{ausdruck in der Formel für} \\ & R = \dots M_L F \text{ S. 303),} \end{aligned}$$

worin  $x_h$  und  $x_v$  die Abszissen der hinteren und vorderen Hälfte der Wasserlinie, gemessen von der durch ihren Schwerpunkt gehenden Querachse sind.

Um diese beiden Integrale nicht mit den im Linienriß nicht gezeichneten Abszissen  $x$ , sondern mit den Ordinaten der Wasserlinie  $y$  berechnen zu können, formt man sie um nach der Formel:

$$\frac{1}{3} \int x^3 dy = \int x^2 y dx,$$

d. h. man integriert, statt nach  $y$  und  $x$ , in umgekehrter Folge nach  $x$  und  $y$ . Dies erhellt aus folgendem:

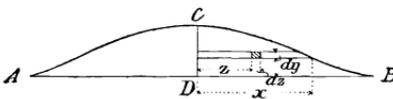


Abb. 77.

Trägheitsmoment des Flächenelementes  $dy \cdot dz$  in bezug auf  $CD = z^2 \cdot dy \cdot dz$ ,

Trägheitsmoment des Flächenstreifens  $x \cdot dy$

$$= dy \int_0^x z^2 dz = dy \cdot \frac{x^3}{3},$$

Trägheitsmoment des Flächenstückes  $BCD$

$$= \frac{1}{3} \int_0^{\frac{B}{2}} x^3 dy,$$

also

$$\frac{1}{3} \int_0^{\frac{B}{2}} x^3 dy = \int_0^{L_v} x^2 y dx.$$

Folglich ist das Trägheitsmoment der ganzen vorderen Hälfte der Schwimmebene:

$$\frac{1}{3} \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} x_v^3 dy = 2 \int_0^{L_v} x^2 y dx,$$

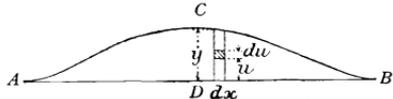


Abb. 78.

Trägheitsmoment des Flächenelementes  $du \cdot dx$  in bezug auf  $CD = x^2 \cdot du \cdot dx$ ,

Trägheitsmoment des Flächenstreifens  $y \cdot dx$

$$= x^2 \cdot dx \int_0^y du = x^2 dx \cdot y,$$

Trägheitsmoment des Flächenstückes  $BCD$

$$= \int_0^{L_v} x^2 y dx.$$

und das Trägheitsmoment der ganzen hinteren Hälfte der Schwimmbene:

$$+ \frac{B}{2} \\ \frac{1}{3} \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} x_h^3 dy = 2 \int_{-L_h}^0 x^2 y dx,$$

demnach das Trägheitsmoment der ganzen Schwimmbene (*KWL*):

$$+ \frac{B}{2} \quad + \frac{B}{2} \\ J_L = \frac{1}{3} \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} x_h^3 dy + \frac{1}{3} \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} x_v^3 dy = 2 \left[ \int_{-L_h}^0 x^2 y dx + \int_0^{+L_v} x^2 y dx \right].$$

Dieses Trägheitsmoment ist auf eine so gelegene Achse bezogen, daß für  $dx$  die Entfernung der Berechnungsspannen eingesetzt werden kann, also z. B. auf die im Hauptspant (Abb. 79) liegende, durch 0 gehende ( $J_L \boxtimes$ ). Das gesuchte Trägheitsmoment  $J_{L_s}$  für die durch den Schwerpunkt der Schwimmbene gehende Achse ergibt sich dann aus:

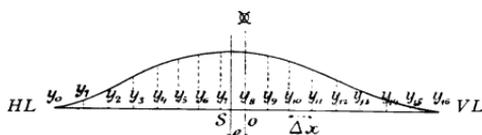


Abb. 79.

$$J_L \boxtimes = J_{L_s} + WL \cdot e^2,$$

also

$$J_{L_s} = J_L \boxtimes - WL \cdot e^2 \text{ (es. Abb. 79).}$$

$$J_L \boxtimes = 2 \left[ \int_{HL}^{\boxtimes} x^2 y dx + \int_{\boxtimes}^{VL} x^2 y dx \right] \text{ wird berechnet wie folgt:}$$

Setze  $x^2 y = u$ , so ist  $\int x^2 y dx = \int u dx$ , also nach Simpsons I. Regel

$$J_L \boxtimes = 2 \cdot \frac{\Delta x}{3} [1/2 u_0 + 2 u_1 + 1 u_2 + \dots + 2 u_{n-1} + 1/2 u_n],$$

oder, da

$$x_0 = 0 \cdot \Delta x, \quad x_1 = 1 \cdot \Delta x, \quad x_2 = 2 \cdot \Delta x \text{ usw.},$$

$$= 2 \cdot \frac{\Delta x}{3} [1/2 (0 \Delta x)^2 y_0 + 2 (1 \Delta x)^2 y_1 + 1 (2 \Delta x)^2 y_2 + 2 (3 \Delta x)^2 y_3 + \dots],$$

$$= 2 \cdot \frac{(\Delta x)^3}{3} [1/2 \cdot 0^2 \cdot y_0 + 2 \cdot 1^2 \cdot y_1 + 1 \cdot 2^2 \cdot y_2 + 2 \cdot 3^2 \cdot y_3 + 1 \cdot 4^2 \cdot y_4 + \dots].$$

Dies ist das Längenträgheitsmoment der halben Schwimmbene (*KWL*) bezogen auf Spant 0 (*HL*); also dasjenige der ganzen Schwimmbene auf  $\boxtimes$  bezogen<sup>1)</sup>, bei 16 Spantabständen (s. nachfolg. Beispiel), wo  $x_0 = 8 \Delta x$ ,  $x_1 = 7 \Delta x$ ,  $x_2 = 6 \Delta x$  usw. ist, und bei halben Simpson-Multiplikatoren (Fortsetzung S. 109).

<sup>1)</sup> Diese Achse wird im allgemeinen vorgezogen, damit die Multiplikatoren der  $y$  nicht zu groß werden; benutzt man diese nicht gleich in der zweiten Potenz, sondern zweimal hintereinander in der ersten, so erhält man zugleich mit dem Längenträgheitsmoment auch das statische Moment der *KWL* und damit deren Schwerpunktslage vor oder hinter dem  $\boxtimes$  (s. d. nachfolgende Tabelle zur Berechnung des Längenträgheitsmomentes und -metazentrums S. 108).

**Rechnungsbeispiel** (zu S. 88 bis 108).

Berechnung eines steuerlastigen Schleppdampfers.

**1. Verdrängungsberechnung nach Spanten** (Spantenskala).

Länge zwischen den Loten  $L = 27,00$  m | Berechnungstiefgang . . .  $T = 2,45$  m  
 GröÖte Breite in der *KWL*  $B_W = 5,65$  „ | Steuerlastigkeit . . . . .  $0,50$  „

**1. Berechnung der Spanten und des zugehörigen Spantmomentes<sup>1)</sup>.**

**Spt. 2.**

WL	Ordinaten	Mult.	Produkte	Hebelarm	Produkte
4	2,450	1/2	1,225	0	0,000
3	1,980	2	3,960	1	3,960
2	1,400	1	1,400	2	2,800
1	0,745	2	1,490	3	4,470
0	0,140	1/2	0,070	4	0,280

Abstand der Wasserlinien:  
 $h = 2,45 : 4 = 0,6125$  m,  
 $2/3 h = 0,4083$  m,  
 $2/3 h^2 = 0,2471$  m.

$1/2$  Fläche =  $2/3 h \cdot 8,145 = 11,510 \cdot 2/3 h^2 =$  Moment d. Spants bez. a. *KWL*  
 $= 8,145 \cdot 0,4083 = 11,510 \cdot 0,2471$  Anhänge für Höhenmoment bez. a. *KWL*  
 $= 3,326$  qm  $= 2,844$   
 $1/2$  Anhänge =  $0,008$  qm Moment =  $+ 0,020 = 0,008$  qm  $\cdot 2,47$  m =  $0,0196$   
 $1/2$  Fläche =  $3,334$  qm  $2,864 = 1/2$  Moment bez. a. *KWL*.

**Spt. 5.**

WL	Ordinaten	Mult.	Produkte	Hebelarm	Produkte
4	2,825	1/2	1,412	0	0,000
3	2,800	2	5,600	1	5,600
2	2,700	1	2,700	2	5,400
1	2,320	2	4,640	3	13,920
0	0,000	1/2	0,000	4	0,000

$\beta = \frac{\Sigma}{B \cdot T} = \frac{11,720}{5,65 \cdot 2,45} = 0,847$ .

$0,4083 \cdot 14,352 = 24,920 \cdot 0,2471$   
 $1/2$  Fläche =  $5,860$  qm  $= 6,158 = 1/2$  Moment bez. a. *KWL*.

**Spt. 8.**

WL	Ordinaten	Mult.	Produkte	Hebelarm	Produkte
4	2,130	1/2	1,065	0	0,000
3	1,940	2	3,880	1	3,880
2	1,670	3/4	1,253	2	2,506
1 <sup>1/2</sup>	1,460	1	1,460	2,5	3,650
1	1,150	1/4	0,288	3	0,864

Anhänge =  $0,304$  qm,  
 Moment bez. a. *KWL* =  $0,704$ .

$0,4083 \cdot 7,946 = 10,900 \cdot 0,2471$   
 $= 3,244$  qm  $= 2,963$   
 Anhänge =  $0,304$  qm Moment =  $+ 0,704$   
 $1/2$  Fläche =  $3,548$  qm  $= 3,397 = 1/2$  Moment bez. a. *KWL*.

Zusammenstellung.

Spant	1/2 Flächen qm	Mult.	Produkte	Hebelarm bez. a. HL	Längenmomente	Höhenmomente	Mult.	Produkte
0	0,037	1/2	0,018	0	0,000	0,000	1/2	0,000
1	1,383	2	2,786	1	2,786	0,897	2	1,749
2	3,334	1	3,334	2	6,668	2,864	1	2,864
3	4,848	2	9,696	3	29,088	4,816	2	9,632
4	5,610	1	5,610	4	22,440	6,030	1	6,030
5	5,860	2	11,720	5	58,600	6,158	2	12,316
6	5,644	1	5,644	6	33,864	6,057	1	6,057
7	4,940	2	9,880	7	69,160	4,988	2	9,976
8	3,548	1	3,548	8	28,384	3,397	1	3,397
9	1,616	2	3,232	9	29,088	1,337	2	2,674
10	0,003	1/2	0,001	10	0,010	0,000	1/2	0,000
			55,469		280,088			54,695

Abstand der Spanten:  
 $d = 27 : 10 = 2,7$  m,  
 $2/3 d = 1,8$  m.  
 $1/3$  Verdrängung in t  
 $= 199,688 \cdot 1,02 = 203,682$  t,  
 1 vH für Außenhaut,  
 Steven usw. =  $2,037$  t,  
 $1/3$  Verdrängung =  $205,719$  t.

$1/2 V = \frac{55,469 \cdot 2 \cdot d}{3} = 55,469 \cdot 1,8 = 99,844$  m<sup>3</sup>  $\odot$  vor HL =  $\frac{280,088 \cdot 2/3 d^2}{55,469 \cdot 2/3 d} = \frac{54,740 \cdot 2/3 d}{55,469 \cdot 2/3 d} = \frac{55,740}{55,469} = 0,986$  m.  
 $1/3 V = 99,844 \cdot 2 = 199,688$  m<sup>3</sup>  $= \frac{280,088 \cdot d}{55,469} = 13,634$  m.  
 $\delta = \frac{V}{L \cdot B \cdot T} = \frac{199,688}{27,0 \cdot 5,65 \cdot 2,45} = 0,534$ .

<sup>1)</sup> Die Berechnung ist für sämtliche Spanten in gleicher Weise durchzuführen wie oben für die Spanten 2, 5 und 8 (s. Erläuterung a. S. 97 und der nächsten Seite dieses Rechnungsbeispiels).

2. Verdrängungs-Berechnung nach

Länge zwischen den Loten  $L = 27,00$  m;  
 Größte Breite i. d. KWL  $B_W = 5,65$  m;

Berechnungstiefg.  $T = 2,45$  m;  
 Steuerlastigkeit =  $0,50$  m;

	Spant-Nr.	Wasserlinien	$WL_0 =$ Obkt. Kiel		$WL_1$	$WL_2$	$WL_3$	$WL_4 = KWL$					
		Mult.											
Hinterschiff	0	1/2	0,015	1/4	0,004	0,015	0,007	0,015	0,007	0,015	0,008		
	1/2		0,015	1	0,015								
	1	2	0,015	3/4	0,011	0,100	0,200	0,440	0,880	0,950	1,900	1,680	3,360
	2	1	0,140	2	0,280	0,745	0,745	1,400	1,400	1,980	1,980	2,450	2,450
	3	2	0,320	1	0,320	1,530	3,060	2,190	4,380	2,650	5,060	2,690	5,380
Vorschiff	4	1	0,440	2	0,880	2,100	2,100	2,590	2,590	2,650	2,650	2,790	2,790
	5	2	0,000	1/2	0,000	2,320	4,640	2,700	5,400	2,800	5,600	2,825	5,650
	6	1				2,210	2,210	2,610	2,610	2,750	2,750	2,785	2,785
	7	2				1,820	3,640	2,290	4,580	2,510	5,020	2,610	5,220
	8	1				1,150	1,150	1,670	1,670	1,940	1,940	2,130	2,130
9	2				0,360	0,720	0,750	1,500	1,000	2,000	1,200	2,400	
9 1/2													
10	1/2				0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,015	0,007	

1/2 WL-Fläche: 2/3 d.	1,510	18,472	25,018	28,907	32,180
Multiplikatoren . . .	1/2	2	1	2	1/2
Σ der Produkte aller WL = 136,621 . .	0,755	36,944	25,018	57,814	16,090
Hebelarme . . . . .	4	3	2	1	0
Σ der Höhenmomente = 221,702 . . . . .	3,020	110,832	50,036	57,814	0,000

1/1 Verdr.n. WL v.  $WL_0$  b.  $WL_4 = 136,621 \cdot 2 \cdot 1,8 = 0,4083$  Mittel aus beid. = 1/2  $\cdot 400,604 = 200,302$  m<sup>3</sup>  
 = 200,816 m<sup>3</sup>  
 1 vH für Schrauben, Steven, Außenhaut . . . . . = 2,043 t  
 1/1 A unter  $WL_0$  . . . . . = 0,100 „  
 1/1 V nach Wasserlinien . . . . . = 200,916 m<sup>3</sup>  
 1/1 V nach Spanten . . . . . = 199,688 „  
 1/1 V . . . . . = 400,604 m<sup>3</sup>  
 Verdr. -  $\odot$  unter KWL =  $\frac{\int x y dx}{\int y dx} \cdot h = \frac{221,702}{136,621} \cdot 0,6125 = 0,994$  m (s. S. 98).

Berechnung des Lastenmaßstabes (s. S. 99)	1/2 Anhänge unter $WL_0$ :		Halbe Wasserlinienflächen:		
	Sp. 0 = 0,000 m <sup>2</sup>	1/4	0,000	1/2 $WL_0$ = 2,718	1/2
„ 1/2 = 0,000 „	1	0,000	1/2 $WL_{1,2}$ 1) = 21,744	2	43,488
„ 1 = 0,000 „	3/4	0,000	1/2 $WL_1$ = 33,250	1/2	16,625
„ 2 = 0,008 „	2	0,016			0,4083 $\cdot 61,472$
„ 3 = 0,024 „	1	0,024			1/1 V v. $WL_0$ b. $WL_1 = 25,099$ m <sup>3</sup> $\cdot 1,02$
„ 4 = 0,014 „	2	0,028			= 25,601 t.
„ 5 = 0,000 „	1/2	0,000			
		0,4083 $\cdot 1,8 \cdot 2 = 0,068$			
		= 1/1 A = 0,100 m <sup>2</sup> .			1) Nach besonderer Rechnung.

Erläuterung zu vorstehendem Rechnungsbeispiel: Die Berechnungstiefe im  $\infty$  (Spt. 5) ist in vier Teile geteilt:  $WL_0 =$  Obkt. Kiel,  $WL_4 = KWL$ . Der unter  $WL_0$  liegende Teil des Hinterschiffes von Spt. 0 bis Spt. 5 ist als Anhang (A) besonders berechnet unter Zuhilfenahme einer Zwischenwasserlinie  $WL_{1,2}$ . Die Spanten des Vorschiffes sind von  $WL_1$  an, gleichfalls unter Zuhilfenahme einer Zwischenwasserlinie  $WL_{1,2}$  zu berechnen, damit zur Verwendung der Simpson I-Regel die Zahl der Ordinaten ungerade ist. Ihre unterhalb  $WL_1$  liegenden Flächenstücke sind als Anhänge den Spantflächen hinzuzuzählen. — Die Berechnung mittels Trapezregel s. S. 46/47. — Die Berechnung mittels Planimeter- oder Integrator-

**Wasserlinien** (Wasserlinienskala).

Abstand der Spanten = 27 : 10 = 2,70 m =  $d$ ;  $\frac{2}{3}d = 1,80$  m ( $d = 1 \cdot x$ ).

Abstand der Wasserlinien = 2,45 : 4 = 0,6125 m =  $h$ ;  $\frac{2}{3}h = 0,4083$  m ( $h = d \cdot s$  s. 97).

Breitenmetazentrum			Längenmetazentrum für KWL						
Kuben der Ord. v. $WL_4$ m <sup>3</sup>	Mult.	Produkte	Ord. der KWL	Mult.	Produkte	Hebels- arme	Produkte	Hebels- arme	Produkte
0,000	1/2	0,000	0,015	1/2	0,008	3	0,040	5	0,200
4 742	2	9,484	1,680	2	3,360	4	13,440	4	53,760
14,706	1	14,706	2,450	1	2,450	3	7,350	3	22,050
19,465	2	38,930	2,690	2	5,380	2	10,760	2	21,520
21,718	1	21,714	2,790	1	2,790	1	2,790	1	2,790
22,546	2	45,092	2,825	2	5,650	0	0,000	0	0,000
21,601	1	21,601	2,785	1	2,785	1	2,785	1	2,785
17,780	2	35,560	2,610	2	5,220	2	10,440	2	20,880
9,664	1	9,664	2,130	1	2,130	3	6,390	3	19,170
1,728	2	3,456	1,200	2	2,400	4	9,600	4	38,400
0,000	1/2	0,000	0,015	1/2	0,007	5	0,035	5	0,175

$\frac{1}{1} J = \frac{200,211 \cdot 4 \cdot d}{9} = \frac{240,2484 \text{ m}^4}{9}$ $\overline{MF} = \frac{\frac{2}{3} \int y^3 dx}{V} = \frac{J}{V} = \frac{240,2484}{200,302} = \underline{1,199 \text{ m}} \text{ (s. S. 102).}$	$32,180$ $\cdot \frac{2}{3} d (= 1,80)$ $= 57,924 \cdot 2$ $= \frac{1}{1} \text{ Fläche der KWL}$ $(WL_4) = \underline{115,848 \text{ m}^2}.$	$\Sigma_2 = 29,250$ $\Sigma_1 = 34,380$ $\Sigma_1 - \Sigma_2 = 5,130$ $\odot \text{ hinter Spt. 5}$ $= e = \frac{5,130 d}{32,180} = \underline{0,430 \text{ m.}}$
		$181,730$ $\frac{2}{3} d^3 = 13,122$ $= 2384,7 \cdot 2$ $= 4769,4 \text{ m}^4$ $= \frac{1}{1} \text{ Tragheitsmoment bezogen auf Spt. 5}$ $= J \text{ \AA}.$

$\overline{MF}$  = Längen-Metazentrum über Verdrängungs- $\odot$

$$= \frac{J \text{ \AA} - WL_4 \cdot e^2}{V} = \frac{4769,4 - 115,848 \cdot 0,43^2}{200,302} = \underline{23,72 \text{ m}} \text{ (s. S. 108).}$$

$$\alpha = \frac{KWL}{L \cdot B} = \underline{0,760};$$

$$\beta = \frac{\text{\AA}}{B \cdot T} = \underline{0,847};$$

$$\delta = \frac{V}{L \cdot B \cdot T} = \underline{0,534}.$$

Halbe Wasserlinienflächen dividiert durch  $\frac{2}{3} d$ :

$WL_0 = 1,510$	1/2	0,755
$WL_1 = 18,472$	2	36,944
$WL_2 = 25,018$	1/2	12,509

$WL_0 = 1,510$	1	1,510
$WL_1 = 18,472$	3	55,416
$WL_2 = 25,018$	3	75,054
$WL_3 = 28,907$	1	28,907

$$1,8 \cdot 0,4083 \cdot 50,208$$

$$= \frac{1}{2} V = 36,900 \text{ m}^3$$

$$\frac{1}{1} V \text{ von } WL_0 \text{ bis } WL_2 = 73,800 \text{ ,,}$$

$$= \underline{75,276 \text{ t.}}$$

$$\frac{3}{8} \cdot 0,6125 \cdot 1,8 \cdot 160,887$$

$$= \frac{1}{2} V = 66,52 \text{ m}^3$$

$$\frac{1}{1} V \text{ von } WL_0 \text{ bis } WL_3 = 133,04 \text{ ,,}$$

$$= \underline{135,700 \text{ t.}}$$

ablesungen ist in gleichartiger Weise auszuführen. — Genaue Werte werden auch erzielt bei Anwendung von Simpsons Regel I mit beliebig gebrochenen Zwischenordinaten (s. S. 90). — Die fett gedruckten Zahlen sind die aufgemessenen Ordinaten der Wasserlinien und Spanten; die schräg gestellten sind die Produkte dieser Ordinaten mit den Simpson-Multiplikatoren für die Wasserlinienflächen. — Beim Verdrängungsschwerpunkt unter KWL sind hier die Anhänge nicht berücksichtigt.

Die ausführliche Berechnung eines Frachtdampfers. Herner: Die Theorie des Schiffes, Hannover 1908, S. 48 u. f.

$$J_{L\text{☒}} = \frac{2 \cdot 2 (\Delta x)^3}{3} \left[ \frac{1}{2} \cdot 8^2 \cdot y_0 + 2 \cdot 7^2 \cdot y_1 + 1 \cdot 6^2 \cdot y_2 + 2 \cdot 5^2 \cdot y_3 + 1 \cdot 4^2 \cdot y_4 \right. \\ \left. + 2 \cdot 3^2 \cdot y_5 + 1 \cdot 2^2 \cdot y_6 + 2 \cdot 1^2 \cdot y_7 + \frac{1}{2} \cdot 0^2 \cdot y_8 \right] \\ + \frac{2 \cdot 2 (\Delta x)^3}{3} \left[ \frac{1}{2} \cdot 0^2 \cdot y_8 + 2 \cdot 1^2 \cdot y_9 + 1 \cdot 2^2 \cdot y_{10} + 2 \cdot 3^2 \cdot y_{11} \right. \\ \left. + 1 \cdot 4^2 \cdot y_{12} + 2 \cdot 5^2 \cdot y_{13} + 1 \cdot 6^2 \cdot y_{14} + 2 \cdot 7^2 \cdot y_{15} + \frac{1}{2} \cdot 8^2 \cdot y_{16} \right].$$

Da der Inhalt der Schwimmebene  $WL = 2 \int_{HL}^{VL} y \, dx$  ist (zu berechnen nach unten folgendem Muster), so wird für die Schwerpunktsachse

$$J_{Ls} = J_{L\text{☒}} - WL \cdot e^2 = 2 \left[ \int_{HL}^{\text{☒}} x^2 y \, dx + \int_{\text{☒}}^{VL} x^2 y \, dx \right] - 2 \cdot e^2 \int_{HL}^{VL} y \, dx.$$

Der Abstand ( $R = \overline{M_L F}$ ) des Längenmetazentrums vom Formschwerpunkt (s. S. 304) wird erhalten, indem man das Längenträgheitsmoment ( $J_{Ls}$ ) durch die Verdrängung ( $V$ ) dividiert (vgl. die folgende Berechnungstabelle).

Berechnung des Längenträgheitsmomentes und -metazentrums nach Simpsons I. Regel.

Spant-Nr.	WL-Ordinate	Simpson-Mult.	Produkte	Hebel-arm	Produkte	Hebel-arm	Produkte
0	$y_0$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \cdot y_0$	8	$\frac{1}{2} \cdot 8 \cdot y_0$	8	$\frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 8 \cdot y_0$
1	$y_1$	2	$2 \cdot y_1$	7	$2 \cdot 7 \cdot y_1$	7	$2 \cdot 7 \cdot 7 \cdot y_1$
2	$y_2$	1	$1 \cdot y_2$	6	$1 \cdot 6 \cdot y_2$	6	$1 \cdot 6 \cdot 6 \cdot y_2$
3	.	2	.	5	.	5	.
4	.	1	.	4	.	4	.
5	.	2	.	3	.	3	.
6	.	1	.	2	.	2	.
7	.	2	.	1	.	1	.
☒ 8	.	1	.	0	$\Sigma_{II} =$	0	.
9	.	2	.	1	.	1	.
10	.	1	.	2	.	2	.
11	.	2	.	3	.	3	.
12	.	1	.	4	.	4	.
13	.	2	.	5	.	5	.
14	$y_{14}$	1	$1 \cdot y_{14}$	6	$1 \cdot 6 \cdot y_{14}$	6	$1 \cdot 6 \cdot 6 \cdot y_{14}$
15	$y_{15}$	2	$2 \cdot y_{15}$	7	$2 \cdot 7 \cdot y_{15}$	7	$2 \cdot 7 \cdot 7 \cdot y_{15}$
16	$y_{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \cdot y_{16}$	8	$\frac{1}{2} \cdot 8 \cdot y_{16}$	8	$\frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 8 \cdot y_{16}$

$\Delta x = \dots, \Sigma_I = \dots$

$WL = 2 \cdot \frac{2 \Delta x}{3} \cdot \Sigma_I = \dots$

$V = \dots$

$\Sigma_{III} = \dots$

$e = \frac{(\Sigma_{II} - \Sigma_{III})}{\Sigma_I} \cdot \Delta x$

$= \dots$

$\Sigma_{IV} = \dots$

$J_{L\text{☒}} = \frac{2 \cdot 2 (\Delta x)^3}{3} \cdot \Sigma_{IV} = \dots$

$R = \frac{J_{L\text{☒}} - WL \cdot e^2}{V} = \overline{M_L F}$  = Längenmetazentrum über Form-⊙.

## B. Berechnung auf zeichnerischem Wege [graphische Integration<sup>1)</sup>].

### I. Flächeninhalte.

Ist  $ABCDE$  (Abb. 80) eine beliebige Spantkurve und  $AFGH$  die zugehörige Integralkurve, so stellt die Länge  $\overline{JG}$ , als Flächenmaß ausgedrückt, d. h. mit dem Maßstab der Integralkurve multipliziert, die Zunahme der Spantfläche von der Wasserlinie  $MB$  bis zur Wasserlinie  $LC$  dar.

Liegen beide Wasserlinien so nahe, daß man sowohl  $BC$  wie  $FG$  als gerade Linien ansehen kann, und ist die Maßeinheit für die Integralkurve (ihr Maßstab) die Strecke  $\overline{AP}$ , so ist das Trapez

$$\overline{MBLC} = \overline{NO} \cdot \overline{JF} = \overline{JG} = \overline{AP},$$

daher

$$\frac{\overline{NO}}{\overline{AP}} = \frac{\overline{JG}}{\overline{JF}}; \text{ also wenn } \overline{NR} = \overline{AP}$$

gemacht wird:

$$\triangle NOR \sim \triangle JGF, \text{ folglich } \overline{RO} \parallel \overline{FG}.$$

Das Stück  $\overline{FG}$  der Integralkurve zwischen den beiden Ordinaten  $\overline{MB}$  und  $\overline{LC}$  ist also, als Gerade betrachtet, parallel mit der Geraden  $\overline{OR}$ , der Hypotenuse des aus der Mittellinie  $\overline{NO}$  und dem Maßstab  $\overline{NR} = \overline{AP}$  gebildeten rechtwinkligen Dreiecks. Dasselbe gilt für jedes andere Stück der Integralkurve, z. B.  $SFQ$ , welches angenähert mit der Geraden  $S'Q' \parallel TB$  zusammenfällt, wenn  $\overline{MT} = \overline{NR} = \overline{AP}$  ist.

Nach der Bezeichnungswise der Integralrechnung ergibt sich hier das geometrisch gefundene auf analytischem Wege:

Ist  $ABC$  (Abb. 81) eine beliebige Kurve,  $BD = y$  ihre Ordinate für die Abszisse  $x$  und  $y$  die Ordinate der zugehörigen Integralkurve, so ist, wenn der Maßstab der letzteren  $= k$  ist

$$k \cdot y_1 = \int_{x_0}^x y \, dx$$

der Flächeninhalt der Kurve in den Grenzen  $x_0$  bis  $x$ ; also auch (differenziert):

$$k \cdot dy_1 = y \, dx$$

oder

$$k \frac{dy_1}{dx} = y.$$

$\frac{dy_1}{dx}$  ist aber nichts anderes als die Tangente des Neigungswinkels der Integralkurve in dem der Ordinate  $y$  entsprechenden Punkte mit der  $X$ -Achse; folglich

$$k \cdot \operatorname{tg} \alpha = y, \text{ oder } \operatorname{tg} \alpha = \frac{y}{k}.$$

Trägt man also den Maßstab  $k$  von  $D$  nach  $E$  auf der  $X$ -Achse ab und verbindet  $E$  mit  $B$ , so ist

$$\frac{\overline{BD}}{\overline{ED}} = \frac{y}{k}, \text{ also } \angle BED = \alpha,$$

somit  $\overline{EB}$  parallel zu der im Punkte  $(xy_1)$  der Integralkurve an diese gezogenen Tangente.

Liegen die Ordinaten nahe genug, so bilden die dazwischenfallenden Tangentenstücke, ebenso wie vorher die zwischen den Mittellinien liegenden Sehnen, eine nahezu fortlaufende Linie, welche an Stelle der Integralkurve gesetzt werden kann.

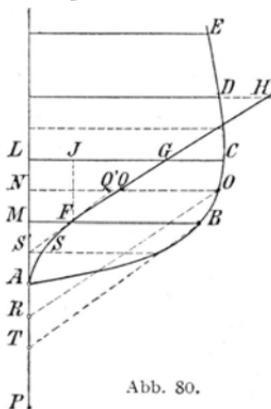


Abb. 80.

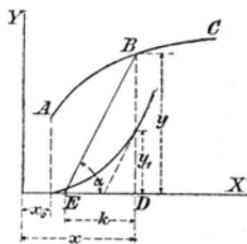


Abb. 81.

<sup>1)</sup> Vgl. E. Dietze (Roßlau): Die Anwendung der Integralkurven im Schiffbau. Z. V. d. I. 1894. — Pollard et Dubebout: Courbes différentielles et intégrales Bd. I, S. 44.

Man kann also die Integralkurve angenähert, aus lauter geradlinigen Stücken bestehend, aufzeichnen und die Annäherung ist um so größer, je zahlreicher diese Stücke, d. h. je kleiner die Ordinatenenteilung ist.

Es ergibt sich hierfür folgendes Verfahren:

Trage die Maßeinheit der Integralkurve  $\overline{AP} = h$  (Abb. 82) an  $A$  auf der  $Z$ -Achse nach unten ab und teile sie in beliebig viele gleiche Teile (hier 4); setze dieselbe Teilung nach oben hin

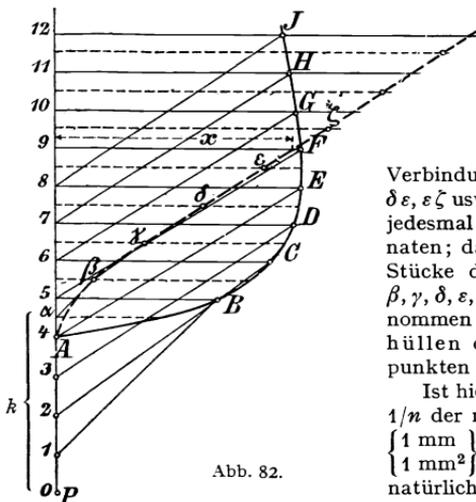


Abb. 82.

fort und ziehe in den Teilpunkten die Ordinaten, welche die Spantkurve in  $B, C, D, E, F$  usw. schneiden; verbinde diese Punkte mit den Teilpunkten 1, 2, 3, 4, 5 usw. und ziehe parallel zu diesen

Verbindungsgeraden die Geraden  $\alpha\beta, \beta\gamma, \gamma\delta, \delta\varepsilon, \varepsilon\zeta$  usw.,  $1/2$  Teilung über  $A$  anfangend und jedesmal zwischen zwei Mittellinien der Ordinaten; dann sind diese Parallelen angenähert Stücke der Integralkurve und die Punkte  $\beta, \gamma, \delta, \varepsilon, \zeta$  usw. Punkte derselben (genau genommen sind sie Tangenten und umhüllen die Integralkurve in ihren Schnittpunkten mit den Ordinaten).

Ist hierbei der halbe Schiffsquerschnitt  $1/n$  der natürlichen Größe gezeichnet, so daß  $\left. \begin{matrix} 1 \text{ mm} \\ 1 \text{ mm}^2 \end{matrix} \right\} \text{ in der Zeichnung } \left. \begin{matrix} = n \text{ mm} \\ = n^2 \text{ mm}^2 \end{matrix} \right\}$  der natürlichen Größe ist, so ergibt sich der ganze Spantinhalt bis zu irgendeiner

Tauchung, z. B.  $9 - F$ , für welche die Ordinate der Integralkurve  $= x$  ist:

$$S = 2x \cdot h \cdot n^2 \text{ mm}^2 + \frac{2x \cdot h \cdot n^2}{1\,000\,000} \text{ m}^2.$$

Sind die Ordinaten ( $x$ ) der Integralkurve so bemessen, daß je  $m$  mm derselben  $= 1 \text{ m}^2$  bedeuten, so ist auch  $S = \frac{2x}{m} \text{ m}^2$ , also die Maßeinheit der Integralkurve:

$$h = \frac{1\,000\,000}{n^2 \cdot m} \text{ mm}.$$

In derselben Weise läßt sich auch für jede Wasserlinie und zwar, von der Mitte beginnend, für jede Hälfte eine Integralkurve finden und aus der mit den gefundenen Werten hergestellten Wasserlinienskala schließlich die Verdrängungsskala zeichnen.

Ist hierbei in der Wasserlinienskala  $ABC$  (Abb. 83) der Längenmaßstab für die Tauchungstiefe  $= \frac{1}{n}$ , also  $1 \text{ mm} = n \text{ mm} = \frac{n}{1000} \text{ m}$  und der Flächenmaßstab für die Schwimmemebenen  $p \text{ mm} = 1 \text{ m}^2$ , so ist der Maßstab der integrierten Fläche

$$p \text{ mm}^2 = \frac{n}{1000} \text{ m}^3$$

oder

$$1 \text{ mm}^2 = \frac{n}{p \cdot 1000} \text{ m}^3.$$

Wenn dann die ganze Fläche der Skala auf der Zeichnung den Inhalt  $f \text{ mm}^2$  hat, so ist die wirkliche Verdrängung:

$$V = \frac{n \cdot f}{p \cdot 1000} \text{ m}^3.$$

Es ist aber  $f = k \cdot \overline{CW}$ ; wenn nun  $\overline{CW}$  so bemessen ist, daß  $m \text{ mm} = 1 \text{ m}^3$  bezeichnen, so ist zugleich

$$V = \frac{\overline{CW}}{m} \text{ m}^3, \quad \text{daher} \quad n \cdot \frac{k \cdot \overline{CW}}{p \cdot 1000} = \frac{\overline{CW}}{m},$$

also

$$k = \frac{1000 \cdot p}{n \cdot m}.$$

Sind z. B. die Tauchungen in  $\frac{1}{10}$  nat. Gr. (d. i.  $n = 10$ ) gezeichnet und die Inhalte der Schwimmbenen mit dem Maßstab  $\frac{1}{500}$ , also  $2 \text{ mm} = 1 \text{ m}^2$  (d. i.  $p = 2 \text{ mm}$ ) abgesetzt, und man will die Integralkurve derart erhalten, daß  $1 \text{ m}^3 = 1 \text{ mm}$  (d. i.  $m = 1 \text{ mm}$ ) wird, so muß

$$k = \frac{1000 \cdot 2}{10 \cdot 1} = 200 \text{ mm sein.}$$

Mit dieser Maßeinheit würde also die Verdrängungsskala als Integralkurve der Wasserlinienskala aufgezeichnet werden müssen.

### 2. Statische Momente.

In der Verdrängungsskala  $ADEW$  (Abb. 83) entspricht das Stück  $EF$  einer Zunahme der Verdrängung von der Tauchung  $AH$  bis zur Tauchung  $AG$ . Ist der Abstand des Schwerpunktes dieser Zunahme von der  $KWL = t$ , so ist ihr statisches Moment:

$$MLGH \cdot t = \overline{EF} \cdot k \cdot t = EDJK \cdot k,$$

d. h. die oberhalb der Integralkurve liegende Fläche  $AWC$ , multipliziert mit der Maßeinheit  $k$ , gibt das Moment der ganzen Verdrängung in bezug auf die Wasserlinie  $KW$ .

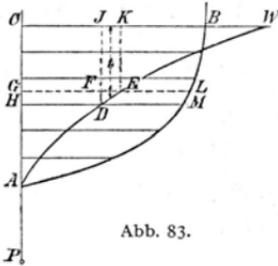


Abb. 83.

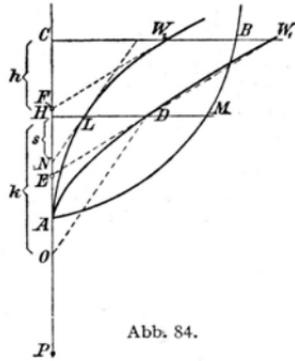


Abb. 84.

Ebenso ist die Fläche dieser Kurve bis zu einer anderen Wasserlinie  $HM$  das Moment der Verdrängung bis zur Tauchung  $AH$ , in bezug auf diese Wasserlinie  $HM$ .

Die Flächen der Integralkurve lassen sich aber wiederum durch eine Integralkurve, die zweite Integralkurve des Wasserliniendiagramms darstellen.

Ist diese  $= AW_2$  (Abb. 84) gezeichnet, und zwar mit derselben Maßeinheit  $\overline{AP} = k$ , so ist für irgendeine Tauchung  $AH$ :

$\overline{HM}$  = Flächeninhalt der Schwimmbene,

$k \cdot \overline{HD}$  = Verdrängung hierfür,

$k^2 \cdot \overline{HL}$  = Statisches Moment dieser Verdrängung in bezug auf  $HM$ . Ist ferner  $s$  = Schwerpunktsabstand dieser Verdrängung von  $HM$ , so ist

$$s = \frac{k^2 \cdot \overline{HL}}{k \cdot \overline{HD}} = k \cdot \frac{\overline{HL}}{\overline{HD}}, \quad \text{also} \quad \frac{s}{k} = \frac{\overline{HL}}{\overline{HD}}.$$

Macht man daher (Abb. 84)  $\overline{HO} = k$  und  $LN \parallel DO$ , so ist  $\overline{HN} = s$ , also  $\overline{HN}$  der Schwerpunktsabstand der Verdrängung bis zur Tauchung  $AH$  von  $HM$ ; ebenso wird (mittels der Parallelen  $EW_1$ , im Abstand  $\overline{CE} = k$  und  $\overline{FW_2}$ )

$$\frac{\overline{CF}}{\overline{CE}} = \frac{CW_2}{CW_1}; \quad \overline{CF} = k \frac{\overline{CW_2}}{\overline{CW_1}},$$

also:  $\overline{CF} = h$  der Schwerpunktsabstand der ganzen Verdrängung von  $CW_1$ . Da aber die Geraden  $\overline{LN}$ ,  $\overline{W_2F}$  usw. als Parallelen zu  $\overline{OD}$ ,  $\overline{EW_1}$  usw., mittels deren die Integralkurve  $AW_2$  aus  $AW_1$  gezeichnet wird, Tangenten zu der ersteren sind, so folgt der Satz:

die Tangenten an die zweite Integralkurve der Wasserlinienskala schneiden die Schwimmachse im Schwerpunkt derjenigen Verdrängung, deren Schwimmbene durch den Berührungspunkt der Tangente geht.

Auch hier führt die Integralrechnung zu dem gleichen Ergebnis, denn das Moment eines Flächenstreifens der Kurve  $AB$  in bezug auf die  $Y$ -Achse ist (Abb. 85)

$$= x \cdot y \cdot dx, \text{ und dies - nach S. 109/110.} \\ = x \cdot k \cdot dy_1, \text{ wenn } y_1 \text{ die zugehörige Ordinate der (ersten)}$$

Integralkurve  $A_1B_1$  zu  $AB$  ist und  $k$  ihr Maßstab;  
folglich das Moment der ganzen Fläche  $A_1ABC$

$$\int x \cdot y \cdot dx = \int x \cdot k \cdot dy_1 = k \int x dy_1.$$

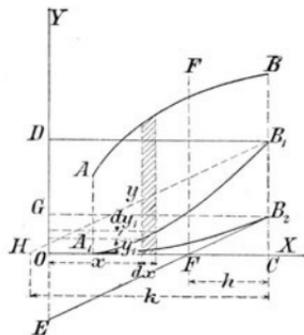


Abb. 85.

$\int x dy_1$  ist aber der Inhalt der oberhalb der Integralkurve liegenden Fläche  $A_1B_1DO =$  Rechteck  $OCB_1D -$  Fläche  $A_1B_1C$ . Ist nun  $A_1B_2$  die Integralkurve für  $A_1B_1$ , also die zweite Integralkurve für  $AB$  (im gleichen Maßstab  $k$ ), und die Tangente im Punkte  $B_2$ ,  $EB_2$ , die Integralkurve der Geraden  $B_1D$ , so ist

$$\int x dy = - (\text{Fläche } A_1B_1C - \text{Rechteck } OCB_1D) = -k (\overline{B_2C} - \overline{GE}) = -k \cdot \overline{OE}, \text{ also das}$$

Moment von  $A_1ABC = k \int x dy_1 = -k^2 \cdot \overline{OE}$ .

Dieses Moment wird  $= 0$  für  $OE = 0$ , d. h. für den Punkt  $F$ , also ist  $FF$  eine Schwerpunktsachse für die Fläche  $A_1ABC$  und  $\overline{CF}$  ( $= h$ ) ihr Schwerpunktsabstand von  $CB$ .

In bezug auf  $CB$  ist das Moment der Fläche  $A_1ABC$  ( $= F$ ) daher:

$$F \cdot h = k^2 \cdot \overline{CB_2}; \quad F = k \cdot \overline{CB_1};$$

also

$$h = \frac{k^2 \cdot \overline{CB_2}}{F} = \frac{k^2 \cdot \overline{CB_2}}{k \cdot \overline{CB_1}} = k \frac{\overline{CB_2}}{\overline{CB_1}}$$

oder

$$\frac{h}{k} = \frac{\overline{CB_2}}{\overline{CB_1}};$$

wodurch — wie vorher — die Lage der Tangente  $EB_2$  als Parallele zu  $B_1H$  (wenn  $\overline{CH} = k$ ) bestimmt ist.

### 3. Trägheitsmomente<sup>1)</sup>.

Zeichnet man in derselben Weise, wie vorher, für die Spantlinie und die Wasserlinienskala, für eine beliebige Wasserlinie  $ABC$  ( $1/4$  derselben) die erste und zweite Integralkurve  $AB_1$  und  $AB_2$ , beide mit der gleichen Maßeinheit  $\overline{AP} = k$ , so daß (Abb. 86)

$\overline{CB_1} \cdot k$  der Flächeninhalt der (Viertel-) Wasserlinie bis  $CB$ ,

$\overline{CB_2} \cdot k^2$  das statische Moment derselben in bezug auf  $CB$

<sup>1)</sup> Die Trägheitsmomente der Wasserlinien werden gebraucht bei Betrachtung der Stabilität (siehe diese); des Zusammenhanges wegen ist ihre zeichnerische Ermittlung hier gleich angeschlossen.

ist, so ist für den beliebigen Flächenstreifen zwischen  $D$  und  $E$  der Flächeninhalt bestimmt durch die Zunahme der Ordinate der Integralkurve, also durch  $\overline{FE}$ , oder das gleich große Stück  $\overline{F_1E_1}$  der Strecke  $\overline{CB_1}$ .

Dieses Stück bleibt unverändert, welche der Parallelen zu  $CB$  man auch als Endordinate für die Integralkurve annehmen mag.

Das statische Moment des Flächenstreifens würde dagegen, wenn es in bezug auf  $CB$  durch das Stück  $\overline{F_2E_2}$  der Strecke  $\overline{CB_2}$  (gleich dem ganzen Flächenmoment) dargestellt wäre, für die unter  $CB$  liegenden Ordinaten allmählich abnehmen, bis es für die durch seinen Schwerpunkt gehende gleich Null wird.

Das Stück  $\overline{F_2E_2}$  muß daher zwischen zwei, von den Schnittpunkten der Kurve  $AB_2$  mit den Begrenzungslinien des Streifens gezogenen, konvergierenden Strahlen liegen.

Wenn nun  $\overline{E_2F_2} \cdot h_2$  das statische Moment des Flächenstreifens in bezug auf  $CB$  ist, so ist das

Trägheitsmoment dieses Streifens  $= \overline{E_2F_2} \cdot k^2 \cdot t = 2 \cdot \Delta E_2F_2G \cdot h^2$ ,  
also das Trägheitsmoment der ganzen Fläche  $ABC$

$$= 2 \times \text{Flächeninhalt der Kurve } AB_2 \cdot h^2.$$

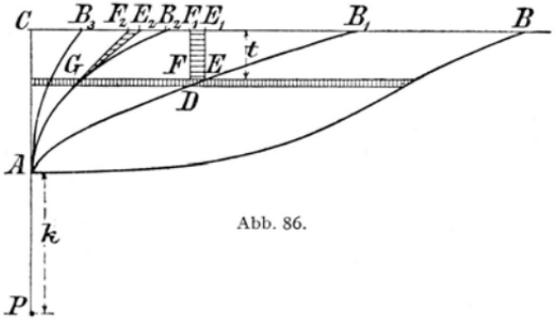


Abb. 86.

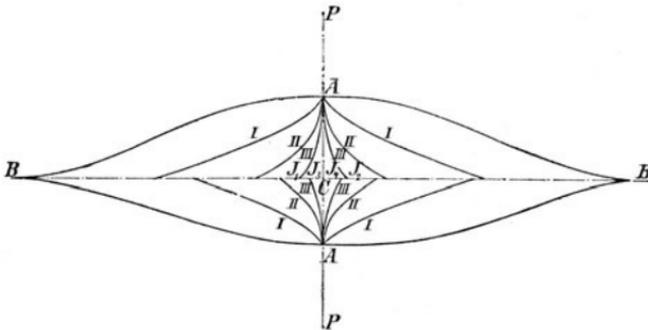


Abb. 87.

Zeichnet man daher zu  $AB_2$  die Integralkurve  $AB_3$  mit dem Maßstab  $h$ , also die dritte Integralkurve zu  $AB$ , so ist deren Endordinate

$\overline{CB_3} = h = \text{Fläche } AB_2$ ,  
somit

$\overline{CB_3} \cdot h^3 = \text{halbes Trägheitsmoment der (Viertel-) Wasserlinie } AB \text{ in bezug auf } CB$ .

Um das Trägheitsmoment der ganzen Wasserlinie in bezug auf die Mittellinie  $CB$  zu finden, zeichne man demnach für jeden der vier Zweige die dritten Integralkurven; schneiden diese die Mittellinien in  $J_1, J_2, J_3, J_4$ , so sind die Strecken  $CJ$ , mit  $h^3$  multipliziert, jedesmal die halben Trägheitsmomente der einzelnen Zweige (Abb. 87).

Bei aufrecht liegendem Schiff sind die Zweige der beiden Seiten formgleich (symmetrisch); das Trägheitsmoment der Wasserlinie ist daher

$$J = 4 \overline{J_1 J_2} \cdot k^3;$$

bei geneigtem Schiff, wo die obere Wasserlinie unsymmetrisch ist, wird

$$J = 2 \cdot (\overline{CJ_1} + \overline{CJ_2} + \overline{CJ_3} + \overline{CJ_4}) \cdot k^3 = 2 \cdot \overline{J_1 J_2} + \overline{J_3 J_4} \cdot k^3.$$

Ist der Maßstab der Zeichnung = 1/m, so ist der ermittelte Wert (alle Maße in mm) noch mit  $\frac{m^4}{1000}$  zu multiplizieren, um den wirklichen Wert  $J = \frac{2}{3} \int y^3 dx$  in Meter-tonnen zu erhalten.

Hieraus ergibt sich dann leicht

$$\overline{MF} = \frac{\frac{2}{3} \int y^3 dx}{V},$$

d. h. die Lage des Metazentrums  $M$ .

Um auch hierfür die analytische Herleitung zu geben, sei wieder (Abb. 88)

$AB$  die gegebene Kurve,  $A_1 B_1$  ihre erste Integralkurve,  $A_1 B_2$  ihre zweite Integralkurve.

Dann ist das Trägheitsmoment eines beliebigen Flächenstreifens  $dx$  von  $AB$  in bezug auf die  $Y$ -Achse =  $y dx \cdot x^2$  = (nach S.109/110)  $k \cdot dy_1 \cdot x^2 = 2k \cdot x \cdot dy_1 \cdot \frac{x}{2} = 2k \cdot \text{Moment des Flächenstreifens } dy_1$ .

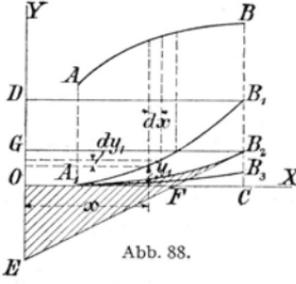


Abb. 88.

Das Trägheitsmoment der ganzen Fläche  $AB$  ist somit

$$\begin{aligned} &= 2k \cdot \text{Mom. der Fläche } A_1 B_1 D O \\ &= -k \cdot \text{Mom. der Fläche } (A_1 B_1 C - O C B_1 D) \\ &= -k^2 \cdot \text{Fläche } (A_1 B_2 G O - B_2 G E), \end{aligned}$$

da nach dem früheren (S. 112) Mom.  $A_1 B_1 C = k \cdot \text{Fläche } A_1 B_2 G O$  und Mom.  $O C B_1 D = k \cdot \text{Fläche } B_2 G E$  ist, wenn  $A_1 B_2$  die Integralkurve von  $A_1 B_1$  und  $E B_2$  die Integralkurve von  $D B_1$  darstellt.

Das Trägheitsmoment der Fläche  $AB$  in bezug auf die  $Y$ -Achse ist also der Flächeninhalt der gestrichelten Fläche  $O A_1 B_2 E$ , multipliziert mit  $2k^2$ . Der Inhalt dieser Fläche hängt ab von der Lage der Momentenachse (hier die  $Y$ -Achse), er wird am kleinsten für die durch  $F$  gehende Schwerpunktsachse der Fläche  $AB$ , nämlich =  $A_1 F B_2$ , nimmt alsdann wieder zu und wird für die Ordinate  $CB$  als Momentenachse =  $A_1 B_2 C$ , d. h. gleich der Fläche der zweiten Integralkurve von  $AB$ .

Ist daher  $A_1 B_3$  die Integralkurve dieser letzteren, also die dritte Integralkurve von  $AB$ , und ihr Maßstab  $k$ , so ist

$$\overline{CB_3} \cdot k = \text{Fläche } A_1 B_2 C,$$

somit das Trägheitsmoment von  $AB$  in bezug auf die Achse  $CB$

$$J_{(AB)} = 2k^2 \cdot \text{Fläche } A_1 B_2 C = 2k^3 \cdot \overline{CB_3},$$

d. h. die Ordinate der dritten Integralkurve, multipliziert mit  $k^3$ , ist das halbe Trägheitsmoment der ursprünglichen Kurve in bezug auf dieselbe Ordinate als Momentenachse.

Angenäherte Ermittlung der zweiten Integralkurve.

Die zweite Integralkurve hat die Eigenschaft, daß zwei beliebige Tangenten an dieselbe sich in der Schwerpunktsachse derjenigen Fläche der ursprünglichen Kurve schneiden, welche von den durch die Berührungspunkte gehenden Ordinaten begrenzt wird.

D. h. sind  $aa_1$  und  $bb_1$  (Abb. 89) zwei Ordinaten, welche die zweite Integralkurve in  $c$  und  $d$  schneiden, und zieht man in diesen beiden Punkten Tangenten an die Kurve, welche sich in  $f$  schneiden, so ist die durch  $f$  gehende Ordinate  $ee_1$  eine Schwerpunktsachse der Fläche  $a_1 a b b_1$ .

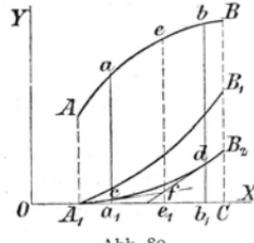


Abb. 89.

Es folgt dies aus dem Satze (S. 112), wonach das Moment der Fläche  $A_1 A B C$  in bezug auf die  $Y$ -Achse

$$\int x y dx = k \int x dy_1 = -k^2 \cdot \overline{OE}$$

war; denn es ist hiernach im vorliegenden Falle:

$$\begin{aligned} \text{Mom. d. Fl. } A_1Abb_1 \text{ in bezug auf } ee_1 \text{ als Momentenachse} &= -k^2 \cdot \overline{e_1f} \\ \text{und „ „ „ } A_1Aaa_1 \text{ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „} &= -k^2 \cdot \overline{e_1f} \\ \text{also „ „ „ } a_1abb_1 \text{ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „} &= 0. \end{aligned}$$

Diese Eigenschaft kann benutzt werden, um die zweite Integralkurve mittels ihrer Tangenten angenähert zu zeichnen.

Denkt man sich nämlich die gegebene Kurve  $ABC$  (Abb. 90), nach geradliniger Verbindung ihrer einzelnen Punkte, durch eine gebrochene Linie ersetzt, mittels deren die von ihrer eingeschlossenen Fläche in lauter trapezförmige Abschnitte zerlegt wird, so kann man zunächst aus den Ordinatenabständen  $h$  und den Mittellinien  $EF$  der Trapeze deren Inhalte bestimmen und so die angenäherte erste Integralkurve ermitteln.

Sucht man nun für jedes Trapez die Schwerpunktsachse  $ee^2$  auf, so kann man, mit Hilfe des bekannten Anfangspunktes ( $A_2$ ) und der Neigungswinkel der Tangenten, die zweite Integralkurve bestimmen, denn die in ihren Punkten  $A_2, B_2, C_2$  usw. gezogenen Tangenten schneiden sich jedesmal in den Schwerpunktsachsen der Trapeze. Für die Neigungswinkel dieser Tangenten gilt nun, ebenso wie bei der ersten Integralkurve (S. 109)  $k_2 \frac{dy''}{dx} = y'$ , wenn  $y'$  und  $y''$  die Ordinate der ersten und zweiten Integralkurve,  $k_2$  der Maßstab der letzteren ist, oder:

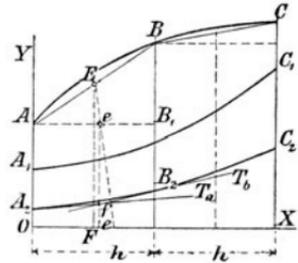


Abb. 90<sup>1)</sup>.

usw., also

$$k_2 \cdot \text{tg } \alpha_n = y'_n; \quad k_2 \cdot \text{tg } \alpha_{n+1} = y'_{n+1}$$

$$\text{tg } \alpha_{n+1} - \text{tg } \alpha_n = \frac{1}{k_2} (y'_{n+1} - y'_n).$$

Da nun aber die Zunahme der Ordinaten  $y'$ , der ersten Integralkurve, multipliziert mit deren Maßstab  $k_1$ , den Flächeninhalt der Kurve  $ABC$  darstellt und dieser hier angenähert gleich demjenigen der einzelnen Trapeze zu setzen ist, so wird:

$$\text{tg } \alpha_{n+1} - \text{tg } \alpha_n = \frac{1}{k_2} \cdot \frac{1}{k_1} \cdot \int_{x_n}^{x_{n+1}} y dx = \frac{1}{k_1} \frac{1}{k_2} \cdot h \cdot \frac{y_n + y_{n+1}}{2} = \frac{h}{k_1 \cdot k_2} (\overline{EF})_n$$

<sup>1)</sup> Die Punkte  $A_1, A_2$  und  $O$  fallen zusammen; sie sind hier nur der Deutlichkeit halber auseinandergerrückt.

<sup>2)</sup> Die Schwerpunktsachse des Trapezes ist leicht zu finden. Trägt man von der Mitte  $F$  der Grundlinie  $CD$  die Strecke  $h/6 = \overline{FG}$  ab, verbindet  $G$  mit dem Endpunkt  $E$  der Mittellinie  $EF$ , so gibt der Schnittpunkt  $J$  auf  $AK$  die Lage der Schwerpunktsachse (Abb. 91): denn

$$\overline{HJ} = \overline{FG} \cdot \frac{\overline{EH}}{\overline{EF}} = \frac{h}{6} \cdot \frac{2}{\frac{a+b}{2}} = \frac{h}{6} \cdot \frac{a-b}{a+b};$$

also

$$\overline{AJ} = \frac{h}{2} + \frac{h}{6} \cdot \frac{a-b}{a+b} = \frac{h}{3} \cdot \frac{2a+b}{a+b}$$

der bekannte Schwerpunktsabstand von der Seite  $AC$ .

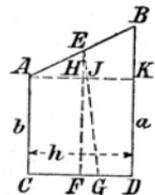


Abb. 91.

oder, wenn der Maßstab beider Integralkurven derselbe ( $h$ ) ist:

$$\operatorname{tg} \alpha_{n+1} - \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{h}{k^2} (\overline{EF})_n,$$

also:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_0 + \frac{h}{k^2} (\overline{EF})_0,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \alpha_1 + \frac{h}{k^2} (\overline{EF})_1 = \operatorname{tg} \alpha_0 + \frac{h}{k^2} ((\overline{EF})_0 + (\overline{EF})_1)$$

usw.

Ist nun  $\sphericalangle \alpha_0$  bekannt, und trägt man die Strecke  $\overline{OH} = \frac{k^2}{h}$  auf  $OX$  ab (Abb. 92), so wird

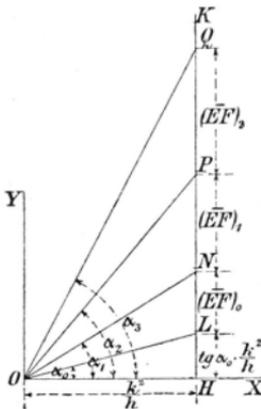


Abb. 92.

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{h}{k^2} \cdot \overline{HL},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{h}{k^2} (\overline{HL} + (\overline{EF})_0),$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{h}{k^2} (\overline{HL} + (\overline{EF})_0 + (\overline{EF})_1)$$

usf.

Setzt man also auf der Senkrechten  $HK$  von  $L$  aus die Strecken

$$(\overline{EF})_0, (\overline{EF})_1, (\overline{EF})_2 \dots$$

der Reihe nach bis  $N, P, Q$  ab, so erhält man durch die Geraden  $ON, OP, OQ \dots$  die gesuchten

Neigungswinkel  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots$  der Tangenten an die zweite Integralkurve.

Man hat also nur Parallelen mit diesen Geraden so zu ziehen, daß zwei aufeinanderfolgende sich in der Schwerpunktsachse der betreffenden Trapezfläche schneiden, und erhält dadurch die Punkte  $B_2, C_2$  usw. der zweiten Integralkurve.

Dieses Verfahren ist besonders geeignet, um annäherungsweise den Schwerpunkt von Wasserlinien schnell zu ermitteln, welcher, wie oben (S.113) gezeigt, im Schnittpunkt der letzten Tangente der zweiten Integralkurve mit der  $X$ -Achse liegt.

Ein weiteres Verfahren der zeichnerischen Integration gibt Dr.-Ing. H. Kulka<sup>1)</sup>; dieses Verfahren ist nach Angabe des Verfassers besonders für den Schiffbau sehr geeignet.

### C. Berechnung auf mechanischem Wege mit Hilfe von Meßgeräten (mechanische Integration).

#### 1. Integration mittels Planimeter.

Unter den Flächenmeßgeräten verschiedener Art sind am einfachsten und gebräuchlichsten die Planimeter und unter diesen besonders das Polarplanimeter.

Planimeter werden hauptsächlich hergestellt von G. Coradi in Zürich und von Amsler-Laffon & Sohn in Schaffhausen (Schweiz), die jedem Gerät eine ausführliche Schrift, enthaltend Beschreibung, Theorie und Anleitung für den Ge-

<sup>1)</sup> Vgl. H. Kulka: Neues Verfahren zur Bestimmung von Flächen, statischen Momenten und Trägheitsmomenten mit besonderer Anwendung zur Bestimmung der Form und Stabilität von Schiffen. Zentralbl. d. Bauverwaltung. Hannover, Jg. 1917, S. 589 u. 593. — Schultze, H.: Graphische Integration. W. R. H. Jg. 1924, S. 55.

brauch des Gerätes, mitliefern<sup>1)</sup>. Die in Abb. 93 und 94 dargestellten Geräte sind sog. Kompensations-Polarplanimeter von Coradi.

Diese Planimeter unterscheiden sich von dem einfachen Polarplanimeter hauptsächlich dadurch, daß ihr Polarm zu beiden Seiten des Fahrstabs aufgestellt werden kann. Durch diese Einrichtung der Planimeter ist es möglich, denjenigen Fehler der Rollenabwicklung, welcher aus der nicht

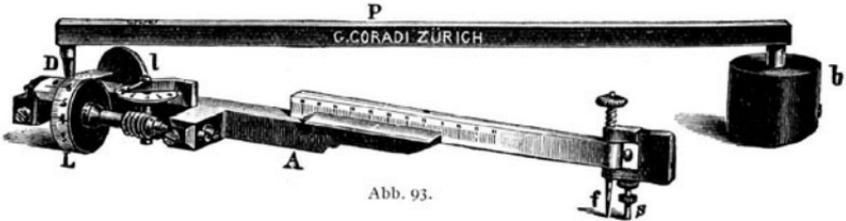


Abb. 93.

parallelen Lage von Rollenachse und Fahrstab hervorgeht, durch je einmaliges Umfahren in einer Polstellung **links** und **rechts** vom Fahrstab zu eliminieren, indem der Fehler einmal positiv, das andere Mal negativ ins Ergebnis übergeht<sup>2)</sup>.

Das Kompensations-Polarplanimeter besteht aus zwei Metallstäben, dem Fahrstab *A* und dem Polarm *P* (Abb. 93), welche in *D* scharnierartig gegeneinander beweglich sind. An seinem freien Ende trägt der Polarm eine Nadel, die, in die Zeichnungsebene gesteckt und mit einem kleinen Gewicht beschwert, den

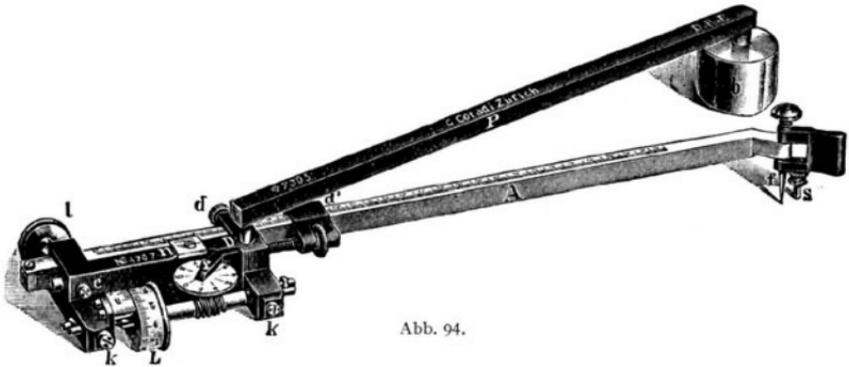


Abb. 94.

Pol (*b*) des Gerätes bildet, der Fahrstab einen senkrecht zur Zeichnungsebene stehenden Stift (*f*), mit welchem man die zu messende Fläche umfährt (Fahrstift). Hierbei wird eine an letzterem Stabe befestigte Meßrolle (*L*), deren Achse stets mit dem Stabe parallel bleibt, in Drehung versetzt, und ihre Umdrehungen können auf der an ihrem Rande befindlichen Teilung nebst gegenüberstehendem Nonius sowie an einem kleinen Zähl-scheibchen, das von der Rollenachse mittels Schnecke

<sup>1)</sup> G. Coradi: Die Planimeter Coradi, Beschreibung und Anleitung zum Gebrauch und zur Prüfung derselben mit einer elementaren allgemeinen Erklärung ihrer Wirkungsweise. Zürich 1912. — Dr. Alfred Amsler: Über den Flächeninhalt und das Volumen durch Bewegung erzeugter Kurven und Flächen und über mechanische Integrationen. Schaffhausen 1881; und J. Amsler-Laffon: Über die mechanische Bestimmung des Flächeninhalts, der statischen Momente und der Trägheitsmomente ebener Figuren. Vierteljahrsschrift der Naturforschenden Gesellschaft in Zürich, 1856. — Vgl. auch Pollard et Dubebout: Bd. I, S. 67 (Planimètre polaire d'Amsler), und Z. V. d. I. 1889, S. 1064.

<sup>2)</sup> Landmesser O. Lang in Neuwied, auf dessen Anregung diese Verbesserung des Polarplanimeters ausgeführt wurde, hat den theoretischen Nachweis obigen Satzes in seiner Abhandlung, Zeitschr. f. Vermessungswesen 1894, Heft 12, in gründlicher Weise geführt.

in Bewegung gesetzt wird, abgelesen werden. Aus dem Unterschied der Meßrollenablesungen vor und nach der Umfahung der zu integrierenden Fläche ist unter Benutzung eines dem Gerät eigenen Maßstab-Koeffizienten der Inhalt der Fläche unmittelbar zu finden.

Bezüglich der Theorie und Wirkungsweise des Planimeters wird auf die in den Fußnoten genannten Schriften verwiesen.

Als allgemein gültige Regeln für ein gutes Arbeiten des Planimeters sind zu beachten:

1. Das Gerät muß eine spielend leicht bewegliche Meßrolle besitzen.
2. Die Lage der Meßrollenachse darf nicht durch Stoß oder Druck verändert sein.
3. Das Gerät soll stets in eine solche Lage zu der zu umfahrenden Fläche gebracht werden, daß die Grenzlinie derselben nicht nahe und um den Pol (oder parallel der Grundlinie bei Linear- oder Rollplanimetern) läuft.
4. Die jedem Gerät eigentümliche Konstante (von der Fahrarmlänge abhängig) muß richtig eingestellt sein.
5. Die Gleitunterlage für die Meßrolle soll keine zu rauhe, körnige, faserige oder gar wellige Oberfläche aufweisen.

Zur Prüfung des richtigen Arbeitens des Geräts dient das Kontrolllineal, welches jedem Planimeter (und Integrator) beigegeben wird. Es ist ein kurzes Messinglineal mit Zentimeterteilung, an deren Nullpunkt es mit einer feinen Nadelspitze auf der Zeichenebene befestigt wird. Die Teilstriche sind mit Vertiefungen oder Löchern versehen, in die der Fahrstift des Planimeters eingesetzt wird. Am abgeschragten Ende des Lineals befindet sich ein Strich, dem gegenüber der Anfangspunkt der Umfahung durch eine Bleistiftlinie vermerkt wird. Umfährt man nun mit irgendeinem Halbmesser eine volle Kreisfläche, so kann man durch Vergleich der Rollenablesung mit dem bekannten Kreisinhalt die Genauigkeit des Instrumentes feststellen.

Statt des Lineals kann man sich auch der Kontrollscheibe bedienen, einer dünnen Platte aus Messingblech, in welche Kreise von verschiedenen Halbmessern (2 bis 6 cm) eingraviert sind, in denen die Fahrstiftspitze geführt wird.

#### Anleitung zum Gebrauch des Kompensations-Polarplanimeters.

Über die Behandlung des Gerätes beim Gebrauch wird in den kleinen Anleitungen zu jedem Gerät ausführlich berichtet; es sollen deshalb hier nur die wichtigsten Punkte bei der Handhabung berührt werden.

Die im Schiffbau gebräuchlichen Kompensations-Polarplanimeter zeigen die Abb. 93 und 94, letztere ein Gerät mit verschiebbarem Fahrarm, welcher für bestimmte Maßstäbe der Figur mittels Mikrometerwerk und Nonius genau eingestellt werden kann, erstere ein Gerät für einen einzigen Maßstab (Ablesung =  $\text{mm}^2$  in 1 : 1). Für Rechnungen im Schiffbau ist das erstere Gerät, wenn einmal richtig eingestellt, dem letzteren gleich zu achten, da die Berücksichtigung des Maßstabes fast durchweg rechnerisch erfolgt (s. S. 124), ein Verändern der Fahrstablänge also nicht erforderlich, eher unerwünscht ist; eine Prüfung auf richtiges Arbeiten ist bei letzterem Instrument vor Ingebrauchnahme stets geboten.

Um den Inhalt einer Fläche mittels des Planimeters zu finden, stellt man das Gerät so auf die Zeichnung, daß es auf der Rolle  $L$ , der Fahrstiftstütze  $s$  und der in das Papier leicht eingedrückten Nadelspitze bei  $b$  ruht. Die Lage von  $b$ , des Pols, zur Fläche ist willkürlich, nur muß sie das Umfahren derselben mit dem Fahrstift ganz und ohne Anstoß ermöglichen, was durch eine flüchtige Umfahung zunächst zu prüfen ist. Wenn möglich, wählt man den Ort für den Pol außerhalb der Fläche.

Die Spitze des Fahrstiftes  $f$  setze man auf einen bezeichneten Ausgangspunkt (z. B. auf eine Ecke) der Umgrenzungslinie der Fläche, lese den Stand des Zählrädchens und der Rolle ab und schreibe die Ablesung auf (z. B. 1407, siehe Rollenablesungen u. Abb. 95). Es ist durchaus zu verwerfen, vor jedem Umfahren die Rollenablesung auf Null zu bringen, vielmehr bilde man stets den Unterschied der Ablesungen. Die Umfahung geschieht meist in Richtung des Uhrzeigers, wobei die erste Ablesung, als die kleinere, von der zweiten abzuziehen ist (im Grunde steht nichts dagegen, auch umgekehrt zu verfahren; zur Vermeidung von Fehlern gewöhne man sich an nur eine Art und verfähre vor allem bei derselben Arbeit nie durcheinander).

Vielfach wird zum Nachfahren von geradlinigen Teilen der Grenzlinie ein Lineal verwendet, hierdurch wird weder größere Genauigkeit noch Zeitersparnis erzielt; Abweichungen bei freiem, sorgfältigem Umfahren heben sich in ihrer Gesamtwirkung im Endergebnis auf, während bei Verwendung des Lineals leicht ein konstanter Fehler begangen wird. Das Nachfahren der Linien erfolgt am sichersten, wenn der Fahrstift in der Richtung der Linie beobachtet wird.

Zur Erkennung oder Verminderung von Fehlern, die aus ungenauem Umfahren oder ungenauem Einstellen auf den Ausgangspunkt entstehen können, kann man die Umfahrung wiederholen, was namentlich bei eingestellten großen Nonius-Einheiten (Planimeter mit verschiebbarem Fahrstab) und besonders bei kleinen Flächen notwendig ist.

Rollenablesungen (Abb. 95). Der Umfang der Rolle ist in 100 Teile eingeteilt. Die Zehntel eines solchen Teiles werden am Nonius, die ganzen Umdrehungen der Rolle am Zählscheibchen abgelesen, das bei jeder Umdrehung der Rolle um einen Teilstrich vorrückt. Bei zehn vollen Umdrehungen der Rolle macht das Zählscheibchen eine ganze Umdrehung.

Jede Rollenablesung gibt eine vierstellige Zahl. Man liest die Tausender auf dem Zählscheibchen ab, die Hunderter und Zehner auf der Rolle und die Einer am Nonius. Die Ablesung in nebenstehender Abbildung abgebildeten Rolle mit Zählscheibchen wäre z. B. 1407. Der abzulesende Noniusteil, im vorliegenden Beispiel der siebente, ist derjenige, welcher einem Rollenteil genau oder doch am nächsten gegenübersteht.

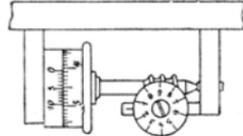


Abb. 95.

Wegen des Spielraums, den das Zählrädchen im Schneckenwinde der Rollenachse haben muß, damit letztere in ihrer Bewegung nicht gehemmt wird, zeigt der Zeiger auf der Zählscheibe nicht immer genau auf einen Teilstrich derselben, wenn der Nullpunkt der Teilung auf Null am Nonius zeigt; bewegt man indessen die Zählscheibe leicht mit dem Finger so viel hin und her, als ihr Spielraum gestattet, so ersieht man sofort aus der mittleren Stellung des Zeigers, welcher Teilstrich der Zählscheibe als erste Ziffer der Ablesung genommen werden muß.

Ein Irrtum um 1000 Noniuseinheiten ist übrigens leicht zu vermeiden, wenn folgende Regel beobachtet wird: Zeigt der Nullpunkt des Nonius an der Meßrolle unter Null, also 80, 90, so gilt der vorhergehende Teilstrich der Zählscheibe; steht der Nonius dagegen über Null, also 10, 20, so gilt derjenige Teilstrich der Zählscheibe, auf welchen der Zeiger derselben zeigt, als erste Ziffer der Ablesung.

Um die richtige Rollendrehung aus Anfangs- und Endablesung zu erhalten, muß man darauf achten, ob die Gesamtdrehung der Rolle eine vorwärtsgehende oder eine rückwärtsgehende ist und ferner, ob und wievielmals und in welchem Drehungssinne der Nullpunkt des Zählscheibchens an der festen Marke vorbeigehen muß, die hin und her gehenden Vorübergänge des Nullpunktes nicht mitgerechnet. War die Gesamtdrehung vorwärtsgehend, d. h. gingen die Ziffern in der Ordnung 9, 0, 1, 2... vorbei, so zählt man ebenso oftmal die Zahl 10 000 zu der Endablesung hinzu, wie der Nullpunkt des Zählscheibchens an der festen Marke vorbeiging. War die Gesamtdrehung rückwärtsgehend, d. h. gingen die Ziffern in der Ordnung 2, 1, 0, 9, ... vorbei, so hat man das entsprechende Vielfache von 100 000 der Anfangsablesung hinzuzufügen, bevor man den Unterschied von Anfangs- und Endablesung bildet. Dieser Fall kommt beim Planimeter nur vor, wenn sich die Nadelspitze innerhalb der umfahrenden Figur befindet.

Aus den beiden Ablesungen ist die gesuchte Fläche zu berechnen. Hierbei sind zwei Fälle zu unterscheiden:

1. Der Pol (*b*) befindet sich außerhalb der zu umfahrenden Fläche.

Man stellt den Fahrstift auf den Anfangspunkt und liest an Meßrolle und Zählrad die erste Ablesung  $L_1$  ab; man umfährt in der Richtung des Uhrzeigers bis zum Anfangspunkt und nimmt die zweite Ablesung  $L_2$ . Es sei z. B.  $L_1 = 3455$  und  $L_2 = 9981$ . Ist der Wert der Nonius-Einheit am Fahrstab so eingestellt, daß die Einheit der Ablesungsdifferenz =  $0,1 \text{ cm}^2$  im natürlichen Maßstab der Fläche ist (wie bei dem Kompensationsplanimeter mit fest eingestelltem Fahrstab), so ist der Inhalt der Fläche  $J = (L_1 - L_2) \cdot 0,1 \text{ cm}^2$ ; also in dem Beispiel:

$$J = (9981 - 3455) \cdot 0,1 = 652,6 \text{ cm}^2.$$

2. Der Pol (*b*) befindet sich innerhalb der zu umfahrenden Fläche.

Das durch Umfahren der Fläche (in der Richtung des Uhrzeigers) aus den beiden Ablesungen erhaltene Ergebnis ist mit Hilfe einer Konstanten  $C$  zu errechnen, welche für jedes Instrument verschieden ist und sich in der letzten Spalte einer im Verpackungskasten des Gerätes eingelebten Tabelle eingetragen findet.

Die Ablesungen seien  $L_1 = 3455$  und  $L_2 = 9981$ , so ist der Flächeninhalt  $J = (C + L_1 - L_2) \cdot 0,1$ , bei der gleichen Fahrstabeinstellung;  $C$  sei 18 975, also  $J = (18\,975 + 9981 - 3455) \cdot 0,1 = 2550,1 \text{ cm}^2$ .

Zur Ermittlung der Inhalte von Flächen mit großer Längenausdehnung (Wasserlinien) ist das Linear- oder Wagenplanimeter (Abb. 96) von Coradi besonders geeignet. Es besteht aus einem Wagen, welcher wie ein Polarm mit einem Kompensationsplanimeter verbunden wird, und einem Lineal aus Stahl mit Nut, in welcher der Wagen bei Benutzung des Geräts bewegt wird. Anwendung wie beim Polarplanimeter.

Sonstige von Coradi verfertigte Planimeter sind:

- das Präzisions-Scheibenpolarplanimeter,
- das Kugelrollplanimeter
- und das Scheibenrollplanimeter.

Letztere beiden zur Flächenbestimmung von langen Flächen.

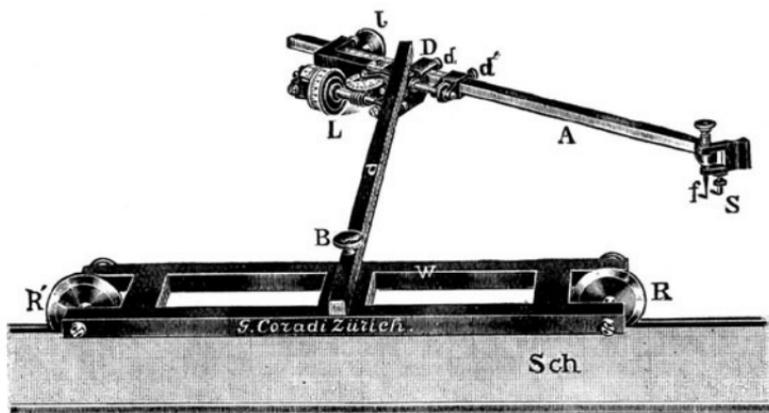


Abb. 96.

## 2. Integration mittels Integrator.

Am gebräuchlichsten sind von Instrumenten dieser Art die Integratoren von J. Amsler-Laffon & Sohn<sup>1)</sup> (Schaffhausen), mit welchem man durch einmaliges Umfahren einer Figur gleichzeitig deren Flächeninhalt, statisches und Trägheitsmoment in bezug auf irgendeine Gerade messen kann (Abb. 97).

Der Integrator besteht aus einem Wagen *W*, dessen beide scharfkantige Räder in der geraden Nut eines Führungslineals laufen, in welcher sie, vermöge der gleichmäßigen Belastung, durch das Instrument selbst und das Gegengewicht *G*, gehalten werden. Der Wagen trägt auf einem rahmenartigen Gestell drei ineinandergreifende Zahnräder  $Z_1, Z_2, Z_3$ , die um Achsen, senkrecht zur Zeichnungsebene, drehbar sind. An dem mittleren Rade  $Z_1$  ist eine Stange  $AB = a$  befestigt, welche bei *A* einen Fahrstift trägt, mit dem die zu messende Figur umfahren wird. An der Stange *AB* und den Zahnrädern  $Z_2$  und  $Z_3$  sind die Rollen  $R_1, R_2, R_3$  angebracht. Die Achse von  $R_1$  ist parallel zu *AB*. Wird *AB* in eine zur Nut des Lineals parallele Lage gebracht, so ist die Achse der Rolle  $R_2$  senkrecht, diejenige der Rolle  $R_3$  parallel zur Nut gerichtet.

Die bei der Verschiebung des Wagens vom Mittelpunkt *B* des Zahnrades  $Z_1$  beschriebene gerade Linie ist die Achse *XX*, auf welche sich die Momente beziehen.

### Anleitung zum Gebrauch des Integrators [Abb. 97 u. 98<sup>2)</sup>].

Man lege das Lineal auf die zu messende Zeichnung, die beiden Lehren, welche im Kasten des Instrumentes untergebracht sind, mit der Kante in die Nut des Lineals und mit der Spitze auf die Zeichnung und verschiebe das Lineal so, daß die Spitzen der beiden Lehren *LL* auf die Momentenachse (d. h. diejenige Linie, auf welche das statische Moment und das Trägheitsmoment bezogen werden sollen) *XX* fallen. Dann ist das Lineal im richtigen Abstand und parallel zur Momentenachse.

Man setze nun das Instrument so auf die Zeichnung, daß die beiden Laufräder in die Nut des Lineals und die Meßrollen auf das Papier zu liegen kommen. Endlich stecke man das Gegengewicht hinten in den Rahmen des Wagens.

Man markiert irgendeinen Punkt *P* der zu messenden Fläche, setze den am Ende des Fahrarmes befestigten Fahrstift auf den markierten Punkt, lese die drei Meßrollen und Zählerablesungen ab (siehe Rollenablesungen S. 119) und schreibe die Ablesungen auf. Dann umfahre man die Fläche mit dem Fahrstift von links nach rechts (wie die Zeiger der Uhr) herum. Wenn der Fahrstift wieder auf dem Anfangspunkt angekommen ist, lese man die Rollen und Zählerablesungen wieder ab und schreibe die Ablesungen unter die entsprechenden ersten Ablesungen. Dann ziehe man die ersten von den zweiten Ablesungen ab. Die drei Ergebnisse, welche man rechts neben die zugehörigen Ablesungen schreibe, sind dann die Drehungen der drei Rollen.

<sup>1)</sup> Amsler, A.: Instruction pour l'emploi de l'intégrateur Amsler. Schaffhouse 1892. Mitt. a. d. Geb. d. Seew. 1877, S. 88, u. 1886, S. 585. — Pollard et Dubeout: Bd. I, S. 66.

<sup>2)</sup> Nach der von J. Amsler-Laffon & Sohn gegebenen Anleitung.

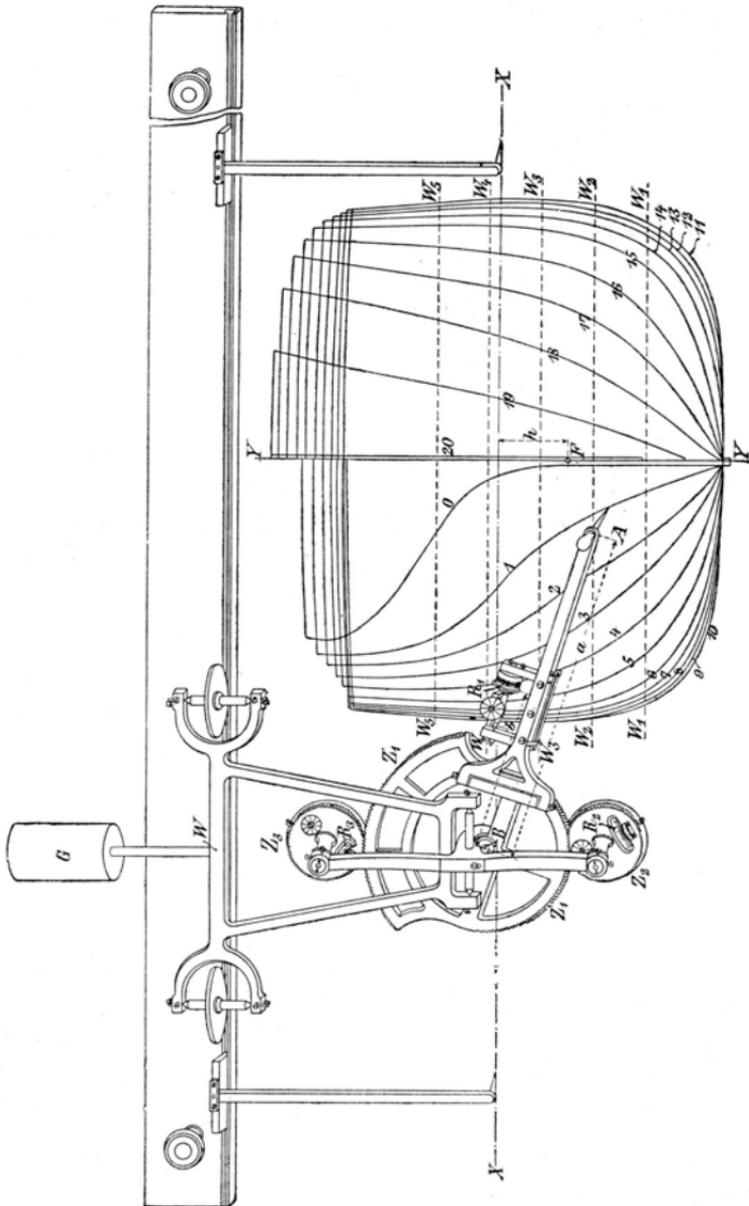


Abb. 97.

Im folgenden wird bei Anwendung des festen Fahrstiftes die Drehung der Rolle  $R_1$  mit  $f$  bezeichnet  
 „  $R_2$  „  $m$  „  
 „  $R_3$  „  $i$  „

Aus den drei durch die Messung gefundenen Werten  $f$ ,  $m$ ,  $i$  werden die gesuchten Größen mittels folgender einfacher Formeln berechnet:

Flächeninhalt  $F = 0,1 f$   
 Statisches Moment  $M = 0,6 m$   
 Trägheitsmoment  $J = 10 f - 4 i$  } z. B. für den Integrator Nr. 4 (Abb. 98)  
 von Amsler-Laffon & Sohn<sup>1)</sup>

Maßeinheit ist dabei das Zentimeter.

Beispiele: Gegeben sei ein Kreis von 10 cm Durchmesser.

Gemessen soll werden der Flächeninhalt des Kreises, sein statisches Moment und sein Trägheitsmoment in bezug auf die Tangente  $XX$ .

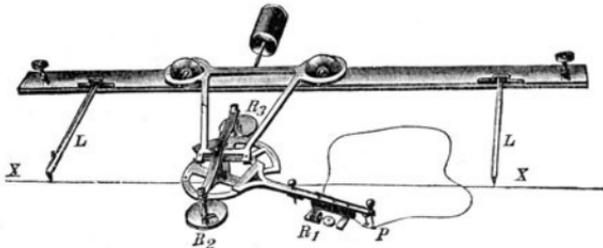


Abb. 98.

Man lege das Lineal des Integrators so auf die Zeichnung, wie in der Abb. 99 angedeutet und führe die Messung in der erläuterten Weise durch.

Es sei 3271 die anfängliche Ablesung von Rolle und Zählerchen  $R_1$ ,

Es sei 1427 die anfängliche Ablesung von Rolle und Zählerchen  $R_2$ ,

Es sei 8843 die anfängliche Ablesung von Rolle und Zählerchen  $R_3$ .

Nach dem Umfahren des Kreises findet man

4056 als Ablesung von Rolle und Zählerchen  $R_1$ ,

2081 als Ablesung von Rolle und Zählerchen  $R_2$ ,

(1) 0193 als Ablesung von Rolle und Zählerchen  $R_3$ .

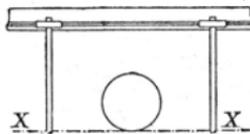


Abb. 99.

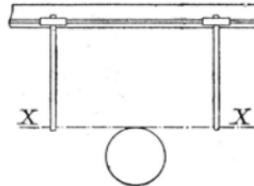


Abb. 100.

Man schreibe die Zahlen in folgender Anordnung:

Ablesung:	$R_1$	$R_2$	$R_3$
	3271 Diff.	1427 Diff.	8 843 Diff.
	4056 785	2081 654	10 193 1350.

Die drei Differenzen 785, 654, 1350 sind dann die Drehungen der Rollen  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$ .

Es ist also  $f = 785$ ,  $m = 654$ ,  $i = 1350$ , folglich

Flächeninhalt  $F = 0,1 f = 0,1 \cdot 785 = 78,5 \text{ cm}^2$ ,

Statisches Moment  $M = 0,6 m = 0,6 \cdot 654 = 392,4 \text{ cm} \cdot \text{cm}^2$ ,

Trägheitsmoment  $J = 10 f - 4 i = 10 \cdot 785 - 4 \cdot 1350 = 2450 \text{ cm}^4 \times \text{cm}^2$ .

Liegt der Kreis auf der äußeren Seite der Linie  $XX$  wie in vorstehender Abb. 100, und wiederholt man die Messung, so erhält man, unter Voraussetzung, daß die Anfangsablesungen dieselben seien wie beim vorigen Beispiel:

3271 Diff.	1427 Diff.	8 843 Diff.
4056 785;	0,773-654;	10 193 1350,
$f = 785$ ,	$m = -654$ ,	$i = 1350$ .

Die Rollen  $R_1$  und  $R_3$  führen also dieselben Drehungen aus wie vorher. Die Rolle  $R_2$  dreht sich zwar gleich viel, aber im entgegengesetzten Sinne wie vorher. Die Rollendrehung von  $R_2$  ist daher jetzt als negative Größe anzusehen.

Die Gesamtdrehung der Rolle  $R_3$  ist stets eine vorwärtsgehende, diejenige der Rolle  $R_2$  ist vorwärts- oder rückwärtsgehend – positiv oder negativ –, je nachdem der überwiegende Teil der Fläche zwischen Lineal und Momentenachse oder außerhalb der Momentenachse liegt. Umgekehrt erkennt man aus der positiven oder negativen Drehung der Rolle  $R_2$ , ob der Schwerpunkt der gemessenen Fläche zwischen Momentenachse und Lineal oder außerhalb der Momentenachse liegt.

<sup>1)</sup> Die Koeffizienten in diesen Formeln sind für jede Integrator-Konstruktion aus der jedem Instrument beigegebenen Schrift zu entnehmen.

Die Gesamtdrehung der Rolle  $R_2$  ist in den weitaus häufigsten Fällen vorwärtsgehend, also positiv zu nehmen. Rückwärtsgehend, also negativ, ist die Gesamtdrehung bloß, wenn die Fläche der ganzen Ausdehnung nach weit weg von der Momentenachse liegt. Es muß dann auch in der Formel für  $R_2$  das zweite Glied addiert statt subtrahiert werden.

Es empfiehlt sich, eine Fläche vor oder nach der genauen Messung ein oder mehrere Male ganz oberflächlich mit dem Fahrstift zu umfahren, um sich über die ungefähre Größe und den Sinn der Rollendrehungen zu vergewissern. Bei solchem rohen Umfahren richtet man den Blick mehr nach dem Zählsscheibchen als nach dem Fahrstift.

Eine Messung, welche Anspruch auf Zuverlässigkeit haben will, muß mindestens einmal wiederholt werden!

Am Fahrarm des Integrators ist außer dem festen Fahrstift Nr. 1 noch ein beweglicher Fahrstift Nr. 2 angebracht, welcher zum Messen von Flächen kleiner Querausdehnung zweckmäßig ist. Wenn es möglich ist, eine Fläche mit dem beweglichen Fahrstift zu umfahren, so tue man es, weil man dann größere Rollendrehungen und entsprechend genauere Ergebnisse erhält als mit dem festen Fahrstift. Beim Umfahren einer Fläche mit dem beweglichen Fahrstift führe man den Fahrarm am festen Fahrstift und folge der Spitze des beweglichen Fahrstiftes mit dem Auge.

Für den beweglichen Fahrstift Nr. 2 gelten folgende Formeln

$$\left. \begin{aligned} F &= 0,05 f, \\ M &= 0,15 m, \\ J &= \frac{10}{8} f - \frac{1}{2} i \end{aligned} \right\} \text{für Integrator Nr. 1,}$$

wobei  $f, m, i$  die nunmehrigen Rollendrehungen bedeuten.

Mißt man eine Fläche mit dem festen Fahrstift, so ziehe man den beweglichen Fahrstift heraus und lege ihn beiseite.

Hat man eine Zeichnung zu messen, die so weit von der Momentenachse  $X_0X_0$  entfernt liegt, daß man sie bei der Einstellung auf diese mit dem Fahrstift nicht mehr umfahren kann, so ziehe man zu  $X_0X_0$  eine Parallele  $XX$ , die durch die Fläche hindurchgeht und, als Momentenachse angesehen, gestattet, die Fläche mit dem Integrator zu umfahren. Dann bestimme man die Lage der neutralen Achse  $X_nX_n$  (indem man das in bezug auf  $XX$  erhaltene Moment durch den Flächeninhalt dividiert: der erhaltene Quotient ist der Schwerpunktsabstand zwischen  $X_nX_n$  und  $XX$ ), stelle das Integratorlineal auf  $X_nX_n$  ein und messe das Trägheitsmoment  $J_n$  in bezug auf  $X_nX_n$  (Abb. 101).

Bezeichnet  $e$  (ausgedrückt in Zentimetern) den Abstand der Linien  $X_0X_0$  und  $X_nX_n$ ,  $F$  den Inhalt der Fläche, so ergeben sich das statische Moment  $M_0$  und das Trägheitsmoment  $J_0$  in bezug auf Achse  $X_0X_0$  aus den Formeln

$$M_0 = e \cdot F; \quad J_0 = J_n + e^2 \cdot F.$$

Man könnte zwar die Werte von  $M_0$  und  $J_0$  auch aus den Messungen in bezug auf Achse  $XX$  ableiten, was sich aber wegen Mangels an Übersichtlichkeit des Verfahrens nicht empfiehlt.

Ist eine Figur so groß, daß man sie nicht in einem Male umfahren kann, so teile man sie durch Hilfslinien in mehrere Stücke und ziehe zu jedem Stück eine Hilfsmomentenachse parallel zur vorgeschriebenen Momentenachse, wenn es bei der Einstellung des Integratorlineals auf die richtige Momentenachse nicht möglich ist, die einzelnen Stücke mit dem Fahrstift zu umfahren.

Dann bestimme man von jedem einzelnen Stück der Fläche in der oben angegebenen Weise den Flächeninhalt, das statische Moment und das Trägheitsmoment in bezug auf die vorgeschriebene Achse und bilde schließlich die Summe der Flächeninhalte  $F$  der einzelnen Stücke, die Summe der statischen Momente  $M$  und die Summe der Trägheitsmomente  $J$ . Diese Summen sind dann Flächeninhalt und Momente der ganzen Figur.

Hat man eine in der Richtung der Momentenachse langgestreckte Zeichnung, wie z. B. den Plan der Wasserlinien eines Schiffes, welche man durch Querstriche so teilen kann, daß man jedes Stück in bezug auf eine und dieselbe Achse messen kann, so ist die Sache sehr einfach, weil dann auch die Momente der ganzen Fläche sich aus der Summe der Momente der einzelnen Stücke zusammensetzen.

Bestimmung des Schwerpunktes einer Fläche. Man ziehe irgend zwei sich ungefähr senkrecht schneidende Linien  $XX$  und  $YY$  durch die Figur, messe die Werte von  $F$  und  $M$  zuerst in bezug auf  $XX$ , dann in bezug auf  $YY$ , berechne daraus den Abstand der zu  $XX$  parallelen neutralen Achse  $X_nX_n$  nach der Formel

$$h = \frac{M}{F},$$

ebenso den Abstand der zu  $YY$  parallelen neutralen Achse  $Y_nY_n$  und zeichne die beiden Linien  $X_nX_n$  und  $Y_nY_n$  in die Figur ein. Der Schnittpunkt  $S$  der beiden Linien ist dann der gesuchte Schwerpunkt (Abb. 102).

**Berücksichtigung des Maßstabes der Zeichnung.** Ist eine Zeichnung in dem Maßstab  $1 : n$  gezeichnet, so hat man zur Berechnung von  $F, M$  und  $J$  bei Integrator Nr. 1 die Formeln zu benutzen:

für den feststehenden Fahrstift:	für den beweglichen Fahrstift:
$F = 0,1 f \cdot n^2,$	$F = 0,05 f \cdot n^2,$
$M = 0,6 m \cdot n^3,$	$M = 0,15 m \cdot n^3,$
$J = (10f - 4i) n^4;$	$J = \left(\frac{10}{8} f - \frac{1}{2} i\right) n^4.$

Die Maßeinheit für die Größen  $F, M, J$  ist dann wieder das Zentimeter.

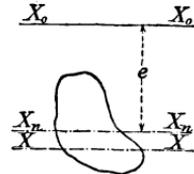


Abb. 101.

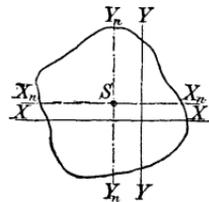


Abb. 102.

Will man die Ergebnisse in Metern statt in Zentimetern ausgedrückt erhalten, was bei den Berechnungen im Schiffbau meistens der Fall sein wird, so bediene man sich folgender Formeln:

für den festen Fahrstift:

$$F = 0,1 f \left( \frac{n}{100} \right)^2,$$

$$M = 0,6 m \left( \frac{n}{100} \right)^3,$$

$$J = (10 f - 4 i) \left( \frac{n}{100} \right)^4;$$

für den beweglichen Fahrstift:

$$F = 0,05 f \left( \frac{n}{100} \right)^2,$$

$$M = 0,15 m \left( \frac{n}{100} \right)^3,$$

$$J = \left( \frac{10}{8} f - \frac{1}{2} i \right) \left( \frac{n}{100} \right)^4.$$

Ist z. B. die zu messende Fläche im Maßstab 1 : 50 gezeichnet, so ist  $n = 50$  zu setzen, also

$$\frac{n}{100} = \frac{1}{2}; \quad \left( \frac{n}{100} \right)^2 = \frac{1}{4}; \quad \left( \frac{n}{100} \right)^3 = \frac{1}{8}; \quad \left( \frac{n}{100} \right)^4 = \frac{1}{16},$$

und die obigen Formeln nehmen in diesem besonderen Falle folgende Form an:

$$F = \frac{0,1 f}{4},$$

$$M = \frac{0,6 m}{8},$$

$$J = \frac{10 f - 4 i}{16},$$

$$F = \frac{0,05 f}{4},$$

$$M = \frac{0,15 m}{8},$$

$$J = \frac{10}{128} f - \frac{1}{32} i.$$

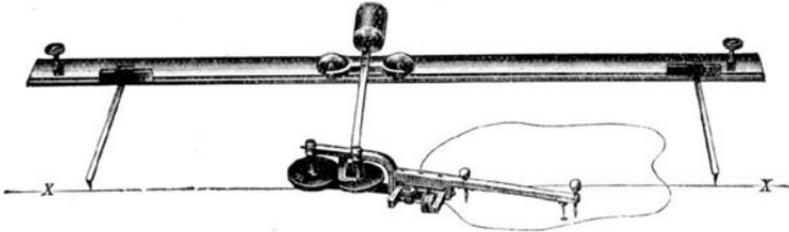


Abb. 103.

Die Firma Amsler-Laffon & Sohn in Schaffhausen fertigt Integratoren in verschiedenen Ausführungen an; viel im Gebrauch sind:

Integrator Nr. 1 zum Messen von Flächeninhalt, statischem Moment und Trägheitsmoment für Flächen bis zu 122 cm Länge und 34 cm Breite.

Integrator Nr. 2 desgl. für Flächen bis zu 155 cm Länge und 68 cm Breite.

Integrator Nr. 3 zum Messen von Flächeninhalt und statischem Moment für Flächen bis zu 54 cm Länge und 38 cm Breite — besonders geeignet zu Stabilitätsrechnungen im Schiffbau und zur Berechnung des Inhalts und Schwerpunkts der Wasserverdrängung. Dieser ist nächst dem Planimeter der einfachste Integrator und zeichnet sich durch leichten Gang und Handlichkeit aus (Abb. 103).

Integrator Nr. 4 zum Messen von Flächeninhalt, statischem Moment, Trägheitsmoment und dem Moment vierter Ordnung ( $\int y^4 dx$ ) für Flächen bis zu 157 cm Länge und 62 cm Breite. Er findet hauptsächlich Verwendung zur Berechnung der ballistischen Eigenschaften von Geschossen, des Rückstoßwiderstandes von Geschützrohren, Panzertürmen u. dgl., von Drehkörpern sowie zur Messung der Schwingkraft von Schwungrädern.

### 3. Integratoren (zeichnende Planimeter)<sup>1)</sup>.

Während das Planimeter und der Integrator durch Umfahren einer Fläche mit dem Fahrstift das Ergebnis der hierdurch erfolgten mechanischen Integration (d. h. den Flächeninhalt) in einer an der Meßrolle ablesbaren Zahl anzeigen, zeichnet der Integrator während des Umfahrens der Fläche eine Kurve (Integralkurve) auf, aus welcher nicht nur das Endergebnis, sondern auch der

<sup>1)</sup> Vgl. Abdank-Abakanowicz: Die Integralkurve, der Integrator und dessen Anwendungen. In deutscher Übersetzung von E. Bitterli. Leipzig: Teubner; The Uses of the Integrator to Ship Calculations by John G. Johnstone Glasgow 1904; On the Application of the Integrator to some Ship Calculations by J. G. Johnstone, Trans. Inst. Nav. Architects 1907; ferner auch Weitbrecht: Konstruktion der Querkurven eines Schiffes für die Stabilitätsrechnung unter Verwendung des Integrators, und Konstruktion der Schotkurve (s. diese). Z. Schiffbau Jg. 7, S. 497.

Verlauf der Integration ersichtlich ist. Das Endergebnis kann außerdem an einem geteilten Maßstab abgelesen werden.

Wird die vom Instrument aufgezeichnete erste Integralkurve, deren Ordinaten:  $y' = \int y dx$  dem Inhalt der integrierten Fläche proportional sind, wieder als Differentialkurve mit dem Fahrstift befahren, so zeichnet der Integrgraph die zweite Integralkurve, deren Ordinaten dem statischen Moment:  $y'' = \int y^2 dx$  proportional sind, auf. Befährt man diese zweite Integralkurve mit dem Fahrstift, so zeichnet die Reißfeder des Integrgraphen die dritte Integralkurve, deren Ordinaten dem Trägheitsmoment:  $y''' = \int y^3 dx$  proportional sind.

Beschreibung und Handhabung des Integrgraphen<sup>1)</sup>.

Der Integrgraph wird von der Firma Coradi in zwei Größen angefertigt, von denen jede noch einzelne Sonderausführungen aufweist.

Abb. 104 zeigt den Integrgraphen Nr. 41.

Der Integrgraph hat 3 Auflagepunkte auf der Zeichenebene, von welchem zwei durch die an der Achse *O* befestigten Rollen *rr* und der dritte durch den Fahrstift *t* gebildet werden. Die beiden an gemeinschaftlicher Achse befestigten Rollen geben dem Gerät eine zu dieser Achserechthwinklige Führung, so daß er sich in beliebig langer gerader Linie auf der Zeichenebene bewegen läßt.

Der Rahmen, in welchem zwischen Spitzen die Walzen *rr* gelagert sind, besteht aus 2 Linealen *L* und *L*<sub>1</sub> rechtwinklig zur Bewegungsrichtung des Gerätes.

In der Rinne des vorderen Lineals *L* bewegt sich der Wagen *W*, der das mit Teilung versehene Basislineal *B* trägt, an welchem der Fahrstift *t* und die vordere Vertikalachse *M* des Richtlineals *D* an verschiebbarer Hülse befestigt sind.

In der Rinne des hinteren Lineals *L*<sub>1</sub> bewegt sich der Integrierwagen *W*<sub>1</sub>, an welchem die Integrierrolle *i* und die Ziehfeder *k* angebracht sind. In der Mitte des Rahmens befindet sich die zweite senkrechte Achse des Richtlineals. Die Achse trägt einen Rahmen *g*, in welchem eine zwischen Spitzen leicht drehbare Rolle gelagert ist, in deren Rinne das Richtlineal gleitet.

Auf letzterem bewegt sich der Wagen *W*<sub>2</sub>, verbunden durch das Parallelogramm *pp* mit dem Rahmen *C*, der Integrierrolle *i*, welches bezweckt, die Rollenebene beständig parallel zum Richtlineal zu erhalten.

Der senkrechte Abstand der beiden Drehachsen des Richtlineals stellt die Basis des Gerätes (ähnlich dem Fahrarm des Polarplanimeters) dar.

Die vordere Drehachse des Richtlineals befindet sich in der Hülse *N*, welche auf dem mit einer Teilung versehenen Basislineal *B* verschiebbar ist. Diese Teilung ist in mm ausgeführt, die Hülse ist mit einem Nonius und Mikrometerwerk versehen, welches gestattet,  $\frac{1}{10}$  mm einzustellen.

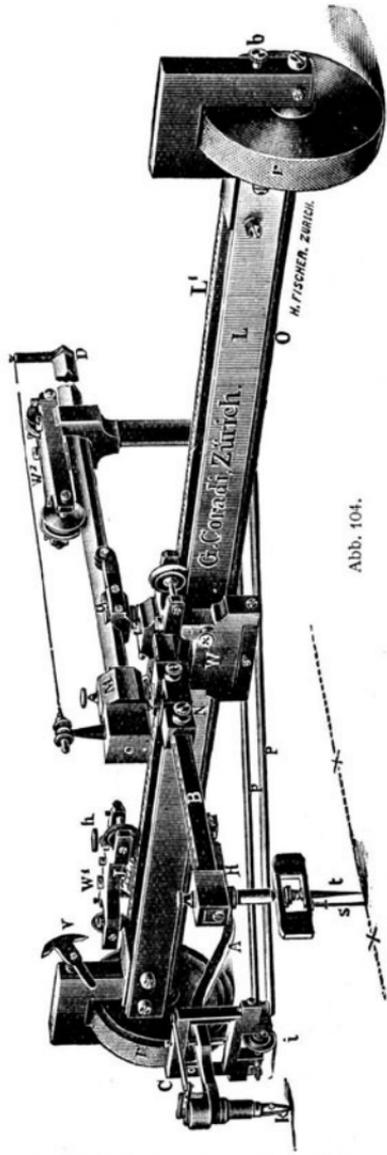


Abb. 104.

<sup>1)</sup> Auszug aus: Der Integrgraph Abdank-Abakanowicz von Henri Lossier, herausgegeben von G. Coradi. Zürich 1911.

Die verschiedenen Nonius-Einstellungen auf dem Basislineal, für welche das Verhältnis zwischen den Kurven-Ordinaten und den durch letztere dargestellten Werten eine runde Ziffer ist, sind in der Tafel im Verpackungskasten angegeben.

Wenn der Führungswagen  $W$  so gestellt ist, daß das Richtlineal senkrecht zum großen Rahmen steht, mit anderen Worten, wenn es sich in der Richtung der Abszissen befindet, so ist die Umdrehungsebene der Integrierrolle ebenfalls parallel zur  $X$ -Achse; wenn bei dieser Stellung des Führungslineals das Gerät sich bewegt, so erfolgt keine seitliche Bewegung des Integrierwagens. Der Führungswagen kann in dieser Stellung (Normalstellung) mittels eines frei fallenden, mit  $x$  bezeichneten Stiftes festgestellt werden, indem dieser, sobald der Führungswagen die Normalstellung erreicht hat, in ein zylindrisches Loch eingreift, das sich in einem mittels Schrauben seitlich verschiebbaren Stahlstück befindet. Der  $x$ -Stift kann durch eine Vierteldrehung zurückgehalten werden.

Um das Gerät so aufzustellen, daß die Bewegung des Führungswagens parallel zu den Ordinaten der Zeichnung und die Bewegung des ganzen Apparates parallel zu den Abszissen erfolgt und zugleich der Fahrstift auf der als  $X$ -Achse gewählten Linie der zu berechnenden Fläche steht, verfährt man am besten wie folgt:

Der Führungswagen wird in der Normalstellung festgestellt mittels des  $x$ -Stiftes, alsdann wird der Fahrstift auf die  $X$ -Linie gesetzt, das Gerät links und rechts am großen Rahmen angefaßt und etwas vom Papier abgehoben, und zwar so, daß er mit geringem Übergewicht auf dem Fahrstift ruht; nun visiert man über die Lineale  $L$  nach einer Ordinate oder über das Basislineal nach einer Abszisse und dreht das Gerät und den Fahrstift als Drehpunkt, bis das Lineal  $L$  oder das Lineal  $B$  parallel zu den Ordinaten bzw. Abszissen steht. Bewegt man nun bei fester Normalstellung das Gerät in der  $X$ -Richtung, so soll der Fahrstift auf der gewählten  $X$ -Achse bleiben, etwaige Abweichungen sind durch weiteres Ändern in der Lage des ganzen Apparates zu verbessern.

Dieses Vorgehen wird sehr erleichtert durch Anbringung einer besonders zu liefernden Vorrichtung zur seitlichen Verschiebung des Fahrstiftes, wobei letzterer in einer an einem Stabe angebrachten Hülse sich befindet. Der Stab ist in einer auf dem Basislineal verschiebbaren Hülse so befestigt, daß er parallel zu den Ordinaten verschoben und festgestellt werden kann.

Nachdem der  $X$ -Stift in die Höhe gestellt ist, kann damit begonnen werden, die zu berechnende Fläche im Sinne der Bewegung des Uhrzeigers zu umfahren.

Ehe man die Fläche umfährt, stellt man den Integrierwagen  $W_1$  so weit wie möglich nach links. Je weiter nach rechts oder links der Führungswagen von der Normalstellung entfernt ist, um so größer ist der Winkel zwischen dem Richtlineal (oder der Ebene der Integrierrolle, welche stets parallel zu letzterem ist) und der  $X$ -Achse, um so größer wird auch die Bewegung des Integrierwagens in der  $Y$ -Richtung sein, wenn sich der Apparat parallel zur  $X$ -Achse bewegt. Der Arm  $A$  des Integrierwagens trägt die Ziehfeder  $k$  und die Integrierrolle  $i$  und kann mittels einer Schraube  $h$ , welche an Wagen  $W_1$  angebracht ist, so abgehoben werden, daß die Rolle  $i$  nicht auf dem Plan aufliegt, so daß der Integrierwagen mit der Hand nach rechts oder links verschoben werden kann; dasselbe erreicht man, indem man mit der Hand leicht die Reißfederhülse hebt und führt. Es ist zu vermeiden, daß der eine Wagen sich ganz links, der andere sich ganz rechts befindet. Diese Stellung ist bei Anwendung kurzer Einstellungen auf dem Basislineal ohnehin unmöglich und wird bei richtiger Anwendung des Gerätes nicht vorkommen.

Der Fahrstift ist in einer beweglichen Hülse  $H$  des Basislineals gehalten und kann auf denselben so verstellt werden, daß sein Abstand von der Ziehfeder (in der Abszissenrichtung) gleich einer runden Zahl ist (5 cm, 4 cm, 3 cm), je nach der angenommenen Basis, so daß die zusammengehörigen Ordinaten der Integral- und der Differentialkurven um diesen runden Abstand gegeneinander versetzt sind.

Für kleine Basen (von weniger als 10 cm) kann der Fahrstift auf dieselbe Ordinate wie die Ziehfeder eingestellt werden. Auf diese Weise verliert man jedoch Weg für die Bewegung des Integrier- und des Führungswagens.

Wenn die Bewegung des Integrierwagens nicht genügt, die Differentialkurve auf einmal zu integrieren, indem er bereits an der Grenze seiner Bewegung nach rechts angelangt ist, so wird wie folgt verfahren:

Man bremst das Instrument mittels der Bremsschraube  $b$  rechts im großen Rahmen, welche auf die große Walze wirkt; man bezeichnet den Punkt der Differentialkurve, wo sich der Fahrstift befindet, und denjenigen der Integralkurve, wo sich die Ziehfeder befindet; sodann hebt man mittels der Abhebeschraube  $h$  die Integrierrolle ab und schiebt den Integrierwagen so weit wie möglich nach links. Die Integration kann sodann ihren Fortgang nehmen.

Bevor eine Integralkurve gezogen wird, ist es notwendig, die Differentialkurve mit dem Fahrstift ungefähr zu umfahren, indem man die Integrierrolle sich auf dem Papier bewegen läßt, aber ohne die Ziehfeder zu benutzen; erst nachdem man sich versichert hat, daß die beiden Wagen in der für sie gewählten Lage ohne Hindernis die Fläche beschreiben können, setzt man die Ziehfeder in Tätigkeit; man kann sie auch durch eine Bleistift-hülse ersetzen. Die Ziehfeder ist durch ein Parallelogramm mit dem Rahmen der Integrierrolle so verbunden, daß die Ebene ihrer beiden Klängen stets parallel zur Bewegung des Integrierwagens ist.

Das Führungslineal kann in der Höhe  $M$  seiner vorderen Achse bewegt, und, wenn einer der beiden Wagen in irgend einer Stellung es verlangt, kann mit Anwendung einiger Vorsicht selbst während der Integration eine Verschiebung und Neueinstellung des Führungslineals vorgenommen werden, ohne daß dadurch das Endergebnis beeinflusst wird; man kann auf diese Weise stets, wenn mit kleinen Basen gearbeitet wird, den Schwerpunkt des Gerätes zum Fahrstift hin verschieben.

Das hintere Lineal  $L$  des großen Rahmens ist mit einer Teilung in Millimeter versehen. Der Integrierwagen trägt einen Nonius  $J$ , welcher  $\frac{1}{10}$  mm abzulesen gestattet, um das Endergebnis wie auf einem Planimeter ablesen zu können.

Eine Ordinate von 1 cm bedeutet bei einer Basis von 10 cm:

bei der ersten Integralkurve . . . . .	10 cm <sup>2</sup> .
bei der zweiten Integralkurve . . . . .	100 cm <sup>3</sup>
bei der dritten Integralkurve . . . . .	1000 cm <sup>4</sup>

Für eine Basis, die nur halb so lang ist, sind diese Werte gleich  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{1}{4}$  und  $\frac{1}{3}$  der eben angeführten. Ist die Basis zweimal größer, so sind diese Werte 2, 4 oder 8mal größer als diejenigen einer Basis von 10 cm.

Ist die Zeichnung im Verhältnis 1 :  $n$  gegeben, so müssen die erhaltenen Werte multipliziert werden mit  $n^2$  für die Fläche; mit  $n^3$  für das statische Moment und  $n^4$  für das Trägheitsmoment.

Die Tischfläche, auf welcher der Apparat arbeitet, soll möglichst eben und annähernd wagrecht sein. Um ein selbsttätiges Rollen des Gerätes auf der Zeichenebene zu verhindern, ist eine Bremsschraube rechts im großen Rahmen angebracht.

## V. Annäherungsformeln und andere Hilfsmittel.

### A. Normands Annäherungsformeln<sup>1)</sup>.

#### I. Erläuterung der Formeln.

Die Normandschen Annäherungsformeln dienen dazu, für einen Schiffsentwurf schon bei der vorläufigen Berechnung, ohne Zuhilfenahme von Zeichnungen, also nur aus den Hauptmaßen, ein Urteil über die zu erwartenden Stabilitätsverhältnisse und die sonstigen Eigenschaften des Schiffes zu gewinnen.

Auch bei fertigen Schiffen sind sie mit Vorteil zu verwenden, wenn auch die erhaltenen Ergebnisse nicht immer ganz genau mit der Wirklichkeit übereinstimmen. Sie geben in allen Fällen, wo nur Annäherungen verlangt werden, einen hinreichenden Anhalt und vermeiden die oft sehr umständlichen, genauen Berechnungen. Auch letztere liefern ja durchaus nicht vollkommen richtige Werte, denn, abgesehen von der Schwierigkeit, welche die Berechnung des Gewichtschwerpunktes nach den Bauzeichnungen eines Schiffes verursacht, bringt es der verhältnismäßig kleine Maßstab der letzteren mit sich, daß die den Entwürfen entnommenen Maße mit denen des ausgeführten Schiffes niemals ganz genau übereinstimmen. Die sorgfältigste Rechnung liefert deshalb doch immer nur ein angenähert richtiges Ergebnis. Allerdings genügt dieses meist dem praktischen Bedürfnis<sup>2)</sup>.

a) Beziehung zwischen Verdrängung ( $V$ ), Oberwasserlinie ( $WL_x$ )<sup>3)</sup> und Hauptspant ( $\text{Ø}$ ).

Die Verdrängung  $V$  kann stets durch das Produkt von  $WL_x$  mit einem mittleren Tiefgang  $X$  dargestellt werden:

$$V = WL_x \cdot X .$$

Ebenso kann man das Hauptspant als Produkt aus der Breite und einem mittleren Tiefgang  $x$  ausdrücken:

$$\text{Ø} = B \cdot x ; \quad x = \frac{\text{Ø}}{B} .$$

<sup>1)</sup> Formules approximatives de construction navale. Paris: Arthur Bertrand 1870. Mémoire sur l'application de l'algèbre aux calculs des bâtiments de mer. Paris 1864; s. a. Pollard et Dubebout: Théorie de navire Bd. 1, S. 113.

<sup>2)</sup> Normand sagt hierüber zur Einführung und Begründung seines Verfahrens: „A quoi bon rechercher une erreur de 2 ou 3 centimètres dans la position longitudinale du centre de carène, lorsque, dans la position du centre de gravité général, peut se trouver un écart de 10 à 20 centimètres au moins?“

A quoi bon calculer les millimètres de la hauteur du métacentre latitudinal au dessus du centre de volume de carène, lorsque l'autre élément principal de la stabilité, la position verticale du centre de gravité, n'est connue qu'avec une incertitude de 10 centimètres, plus peut-être.“

<sup>3)</sup>  $WL_x$ , der Ausdruck für eine beliebige Schwimmbene, wird im allgemeinen gleich  $KWL$  sein.

Da es angängig ist,  $X$  annähernd proportional  $x$ , also  $= x \cdot x$  zu setzen, so hat man die allgemeine Formel für die Verdrängung:

$$V = x \cdot \frac{WL_x \cdot \overline{\Omega}}{B}.$$

Normand findet den Wert  $x^1$ ), welcher natürlich mit der Schärfe des Schiffes sich ändert, aus dem Vergleich einer großen Anzahl von Schiffen im allgemeinen wenig abweichend und setzt hierfür 0,87, so daß sich folgende Formeln ergeben:

$$* \text{ Verdrängung: } V = 0,87 \frac{\overline{\Omega} \cdot WL_x}{B} = 0,87 \cdot L \cdot B \cdot T \cdot \alpha \cdot \beta, \quad * \quad (\text{I})$$

$$* \text{ Oberwasserlinie: } WL_x = 1,15 \frac{V \cdot B}{\overline{\Omega}} = 1,15 \cdot L \cdot B \cdot \frac{\delta}{\beta}, \quad * \quad (\text{II})$$

$$* \text{ Hauptspant: } \overline{\Omega} = 1,15 \frac{V \cdot B}{WL_x} = 1,15 \cdot B \cdot T \cdot \frac{\delta}{\alpha}. \quad * \quad (\text{III})$$

b) Benetzte Oberfläche ( $\Omega$ )<sup>2</sup>).

Es ist ersichtlich, daß, wenn  $L$  und  $T$  unverändert bleiben,  $\Omega$  mit dem Verhältnis der Breite zum Tiefgang  $\frac{B}{T}$  und mit der Schärfe des Schiffes sich ändert. Für letztere ist  $\frac{B}{L \cdot B \cdot T}$ , der Völligkeitsgrad  $\delta$  der Verdrängung, ein angenäherter Wert.

Die Grundformel für die benetzte Oberfläche lautet daher:

$$\Omega = L \cdot T \left( \frac{B}{T} \delta \right) \cdot c.$$

Nach einer Reihe von Voraussetzungen und Annahmen kommt Normand schließlich auf folgende zwei Formeln:

$$\text{und} \quad * \quad \Omega = L [1,52 T + (0,374 + 0,85 \delta^2) B] \quad * \quad (\text{IV a})$$

$$* \quad \Omega = L [1,5 T + (0,09 + \delta) B]. \quad * \quad (\text{IV b})$$

Anmerkung: Formel IV b gibt für sehr völlige und sehr scharfe Schiffe zu kleine Werte, ist also nur für Schiffe von mittlerer Völligkeit anwendbar.

<sup>1</sup>) Dies ist derselbe Wert  $x$ , welcher das Verhältnis der Völligkeitsgrade  $\delta$ ,  $\alpha$  und  $\beta$  zueinander bestimmt (s. S. 31 u. 43), was sich wie folgt ergibt:

$$\text{Es ist } V = L \cdot B \cdot T \cdot \delta = \frac{WL_x}{\alpha} \cdot T \cdot \delta = WL_x \left( \frac{\delta}{\alpha} \cdot T \right); \quad \text{daher } \left( \frac{\delta}{\alpha} \cdot T \right) = X.$$

$$\text{Ferner ist } \overline{\Omega} = B \cdot (T \cdot \beta); \quad (T \cdot \beta) = x.$$

$$\text{Ist also } X = x \cdot x, \quad \text{so ist } \left( \frac{\delta}{\alpha} \cdot T \right) = x \cdot (\beta \cdot T), \quad \text{also } x = \frac{\delta}{\alpha \cdot \beta}.$$

<sup>2</sup>) Nach Bourgois (Mémoire sur la résistance de l'eau au mouvement des corps) ist

$$\Omega = \varepsilon L (B + 2 T),$$

worin  $\varepsilon = 0,6$  bis  $0,7$  zu setzen ist (0,6 etwa für scharfe Kreuzer, 0,67 für Panzerschiffe). Dupré (Schiffbauingenieur der französischen Kriegsmarine) setzt

$$\Omega = 2 L \cdot \sqrt[3]{\overline{\Omega}},$$

und Dudebout (s. Pollard et Dudebout III, S. 427) ermittelt hieraus die Werte für

$$\text{die wirkliche benetzte Oberfläche } \Omega = 2,8044 \sqrt[9]{V^2} \sqrt[3]{L^3 \overline{\Omega}}$$

und für

$$\text{die reduzierte Oberfläche } \Omega_r = 2,4235 \sqrt[4]{V \cdot L^3 \overline{\Omega}}.$$

Letztere ergibt sich, wenn man über der Schiffslänge  $L$  in den Spantteilpunkten die Spantumfänge als Ordinaten aufträgt und deren Endpunkte durch eine Kurve verbindet. Die wirkliche benetzte Oberfläche ist angenähert das Produkt aus der mittleren Länge der Wasserlinien und der mittleren Länge der Spanten.

Denny (Dumbarton) gibt an:  $\Omega = L \cdot B \cdot \frac{\delta}{\beta} + 1,7 L \cdot T$ . — S. a. weiter unten: Olsens: Werte für Breitenmetazentrum und benetzte Oberfläche.

Zu dem durch obige Formeln erhaltenen Ergebnis muß noch der Flächeninhalt der beiden senkrechten Flächen des Kiels, des Ruders, sowie bei Schraubenschiffen des Ruderstevens hinzugezählt werden. Vor- und Hinterstevens sind jedoch mit einbezogen, da die Länge stets zwischen den Loten auf Vor- bzw. Hinterkante Steven gerechnet ist.

c) Entfernung des Formschwerpunktes von der Oberwasserlinie ( $\overline{FO}$ ).

Der Maßstab eines Schiffes kann sich in bezug auf seine Breite und Länge verändern, ohne daß der Formschwerpunkt der Tiefe nach geändert wird; man kann seine Lage daher proportional dem Tiefgang des Schiffes setzen.

Die entscheidende Größe wird hier das Verhältnis der Verdrängung zu dem der Wasserlinie umschriebenen Zylinder.

Man kann somit setzen:

$$\overline{FO} = \zeta \cdot T \left( \frac{V}{WL_x \cdot T} \right).$$

Indem Normand für eine große Anzahl Schiffe den Wert

$$\frac{\overline{FO}}{T} = \zeta \cdot \left( \frac{V}{WL_x \cdot T} \right)$$

errechnet, findet er, daß die hieraus sich ergebende Kurve nur wenig von einer Geraden abweicht. Er setzt diese Gerade dafür, deren Formel lautet:

$$\frac{\overline{FO}}{T} = \frac{1}{3} \left( \frac{1}{2} + \frac{V}{WL_x \cdot T} \right),$$

woraus:

$$* \quad \overline{FO} = \frac{1}{3} \left( \frac{T}{2} + \frac{V}{WL_x} \right) = \frac{T}{3} \left( \frac{1}{2} + \frac{\delta}{\alpha} \right). \quad *$$
 (Va)

Es kann vorkommen, daß obige Formel im Laufe der Rechnung auf Ausdrücke führt, die schwer oder gar nicht lösbar sind; für solche, jedoch nur für solche Fälle, gibt Normand eine weitere Regel:

$$* \quad \overline{FO} = T \left( 0,10 + 0,36 \frac{\text{Ø}}{B \cdot T} \right) = T(0,10 + 0,36 \beta)^1. \quad *$$
 (Vb)

d) Entfernung des Formschwerpunktes von der Mitte des Schiffes ( $FO'$ ).

Der Formschwerpunkt liegt um so weiter vor (oder hinter) der Mitte, je größer das Vor-(Hinter-)schiff im Vergleich zum Hinter(Vor-)schiff ist, und er rückt um so näher an die Mitte heran, je größer — bei sonst gleicher Verdrängung — das Hauptspant, d. h. je schärfer die Schiffsenden sind, so daß

$$\overline{FO'} = \xi \frac{V_v - V_h}{\text{Ø}}$$

gesetzt werden kann.

Nach Normand ergibt sich als Durchschnittswert  $\xi = 0,45$ , demnach

$$* \quad \overline{FO'} = 0,45 \frac{V_v - V_h}{\text{Ø}}. \quad *$$
 (VI)

<sup>1)</sup> Diese von Normand auf empirischem Wege gefundene Formel wurde später von Morrish an Hand einfacher geometrischer Beziehungen ebenfalls festgestellt; vgl. Transact. Inst. Nav. Arch. 1892, S. 207.

Nach Albaret (französischer Marine-Ingenieur) ist die Entfernung des Formschwerpunktes über Oberkante Kiel:

$$z = T(0,80 - 0,24\beta), \text{ wenn } \beta < 0,85, \\ \text{und } = T(1,10 - 0,60\beta), \text{ wenn } \beta > 0,85 \text{ ist.}$$

(Siehe Pollard et Dubebout I, S. 114).

<sup>2)</sup> Im allgemeinen schwankt der Wert  $\overline{FO'}$  zwischen + 0,005 L (vor der Mitte) und - 0,015 L (hinter der Mitte), wenn L die Länge zwischen den Loten bezeichnet.

e) Höhe des Breitenmetazentrums über dem Formschwerpunkt ( $\overline{MF}$ ).

Der genaue Wert derselben ist bekanntlich

$$\overline{MF} = \frac{\frac{2}{3} \int y^3 dx}{V}.$$

Aus dieser Gleichung geht hervor, daß, wenn allein der Maßstab der Abmessungen sich ändert,

$$\overline{MF} \text{ proportional ist } \frac{B^3 \cdot L}{V}.$$

Die entscheidende Größe ist somit das Verhältnis der Oberwasserlinie zu dem umschriebenen Rechteck; es ist daher die Gleichung gerechtfertigt:

$$\begin{aligned} \overline{MF} &= c \times \left( \frac{WL_x}{L \cdot B} \right) \frac{B^3 \cdot L}{V}, \\ &= c \times \alpha \frac{B^3 \cdot L}{V}. \end{aligned}$$

Für den Wert:  $c \cdot \alpha$  ermittelt Normand durch Versuche den allerdings, wie er selbst zugibt, unvollkommenen Ausdruck:

$$c \times \alpha = 0,008 + 0,0745 \alpha^2,$$

so daß hieraus die Formel für die Höhe des Metazentrums lautet:

$$\left. \begin{aligned} \overline{MF} &= \left[ 0,008 + 0,0745 \left( \frac{WL_x}{L \cdot B} \right)^2 \right] \frac{B^3 \cdot L}{V}, \\ * \text{ oder } &= \left[ 0,008 + 0,0745 \alpha^2 \right] \frac{B^3}{T \cdot \delta} \end{aligned} \right\} \quad \text{(VII)}$$

Eine theoretische Ableitung führt auf die Formel:

$$\overline{MF} = \frac{\alpha^3}{2(\alpha + 1)(2\alpha + 1)} \cdot \frac{L \cdot B^3}{V}.$$

Ein nahezu gleiches Ergebnis gibt diese Formel in der einfacheren Form:

$$\overline{MF} = \frac{L}{12} \cdot \frac{(B \cdot \alpha')^3}{V},$$

worin  $\alpha' = 0,72 \alpha + 0,292$  ist,

$$\overline{MF} = \frac{B^3}{12 T \cdot \delta} \cdot \alpha^3.$$

f) Höhe des Längenmetazentrums über dem Formschwerpunkt ( $\overline{M_L F}$ ).

Die Formel für  $\overline{M_L F}$  beruht auf ganz ähnlichen Grundsätzen wie die für  $\overline{MF}$ . Es wird dadurch

$$\left. \begin{aligned} \overline{M_L F} &= \left[ 0,008 + 0,077 \left( \frac{ML_x}{L \cdot B} \right)^3 \right] \frac{L^3 \cdot B}{V} \\ * \text{ oder } &= \left[ 0,008 + 0,077 \alpha^3 \right] \frac{L^2}{T \cdot \delta} \end{aligned} \right\} \quad \text{(VIII a)}$$

1) Albaret gibt für diesen Wert folgende Formel:

$$\overline{M_L F} = 0,076 \frac{\overline{ML}}{B^2} = 0,076 \beta \frac{T}{B}.$$

S. Pollard et Dudebout I, S. 114. Olsen gibt dafür ein Diagramm, aus welchem  $\overline{M_L F}$  nach den Werten  $\frac{\alpha}{\delta}$  und  $\frac{B^3}{T}$  unmittelbar abgegriffen werden kann (Zeitschr. Schiffbau VIII, S. 161), s. weiter unten.

Auch kann man für größere Annäherungen bei Werten von  $\alpha$  zwischen 0,80 bis 0,65 setzen:

$$* \overline{M_L F} = 0,0718 \alpha^2 \frac{L^3 \cdot B}{V} = 0,0718 \alpha^2 \frac{L^2}{T \cdot \delta} . * \quad (\text{VIII b})$$

Anmerkung: Wenn man die aus diesen Formeln für  $\overline{MF}$  und  $\overline{M_L F}$  gewonnenen Ergebnisse vergleicht mit den auf Grund genauer Rechnung ermittelten, so findet man allerdings hier und da nicht unbedeutende Abweichungen. Es hat dies seinen Grund darin, daß in den Annäherungsformeln für die Metazenterhöhen nur auf den Flächeninhalt, nicht auf die Gestalt der Oberwasserlinie Rücksicht genommen ist.

Es ist klar, daß, je schärfer die Wasserlinien bei gleichem Flächeninhalt sind, letzterer, um so mehr in deren Mitte zusammengedrängt wird und somit die Ordinaten derselben hier vergrößert werden. Diese Vergrößerung der bereits sowieso längeren, daher wirksameren Mittschiffsordinaten ist jedoch, da sie in der Formel in der dritten Potenz erscheinen, von weit höherem Einfluß auf das Metazentrum, als es die jener Verlängerung entsprechende Verkürzung der an sich kleinen Ordinaten an den Schiffsenden sein kann, das Gesamtträgheitsmoment um die Längsachse ist also in ersterem Falle das größere.

Gerade umgekehrt ist es bei dem Längenmetazentrum. Eine größere Schärfe der Wasserlinien bewirkt hier ein Sinken, dagegen völlige Wasserlinien bei gleicher Verdrängung und Wasserlinienfläche sowie gleicher Länge und Mittschiffsbreite, ein Steigen des Metazentrums.

Trotzdem sind die Formeln für  $\overline{MF}$  und  $\overline{M_L F}$  immerhin so genau, daß es möglich ist, durch passende Wahl der Form der Oberwasserlinie die in der Rechnung angenommene Metazenterhöhe wirklich zu erreichen.

## 2. Anwendungen der Annäherungsformeln.

### a) Verschiebung von Gewichten (vgl. S. 355 u. 366).

Ein Gewicht  $p$  (in Tonnen zu 1000 kg) werde längsschiffs um die Strecke  $e$  (in Metern) verschoben (Abb. 105). Dann entsteht eine Trimmänderung (Tauchungsunterschied)

$$u = L \cdot \operatorname{tg} \psi ,$$

wenn  $\psi$  die eintretende Neigung des Schiffes um die Querachse ist.

Je nachdem die Verschiebung nach vorn oder hinten stattfindet, bewirkt sie eine Verminderung oder Vermehrung der etwa vorhandenen Steuerlastigkeit. Der Tauchungsunterschied ist die Summe der Ein- und Austauchungen an den Schiffsenden.

Zugleich erfährt der Formschwerpunkt eine Verschiebung  $\overline{FF'}$  nach der eintauchenden Seite hin, derart, daß angenähert

$$\overline{FF'} = \overline{M_L F} \cdot \operatorname{tg} \psi$$

wird. Da nun, ebenfalls angenähert,

$$\overline{FF'} = \overline{GG'} = \frac{p \cdot e}{P}$$

gesetzt werden kann, so wird

$$u = \frac{L \cdot p \cdot e}{p \cdot \overline{M_L F}} = (\text{nach Normand}) \frac{L \cdot p \cdot e}{P \cdot 0,0718 \alpha^2 \cdot \frac{L^3 \cdot B}{V}}$$

Setzt man hierin

$$P = 1,025 V; \quad \alpha^2 = \frac{W_0 L_0^2}{L^3 B^2} ,$$

so ergibt sich schließlich:

$$* u = 13,6 \frac{p \cdot e \cdot B}{W_0 L_0^2} . *$$

$u$  verteilt sich auf den Vor- und Hintersteven im Verhältnis der

Entfernungen des Wasserlinienschwerpunktes von den Schiffsenden. Für die Bestimmung desselben gibt Normand folgende Regel: Halbiere die auf  $\frac{1}{4}$  der Schiffsbreite gezogene Parallele  $CD$  (Abb. 106) zur Mittellinie in  $E$ , nenne den Abstand dieses Punktes von der Schiffsmitte  $x$ , dann liegt der Schwerpunkt  $S$  der Wasserlinie angenähert auf  $0,78 x$  von der Mitte. Im allgemeinen liegt  $S$  etwa  $0,005 L$  hinter dem Schwerpunkt  $F$  der Verdrängung. Für überschlägliche Rechnungen nehme man, wenn nichts Näheres bekannt ist,  $S$  auf  $\frac{1}{2}$  liegend an.

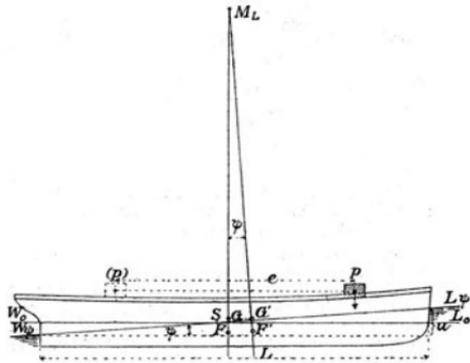


Abb. 105.

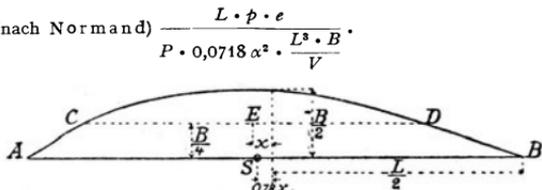


Abb. 106.

## b) Abladung (und Zuladung) von Gewichten (vgl. S. 367).

Ein Gewicht  $p$  (Kohlen, Lebensmittel usw.) werde in einer Entfernung  $e$  vom Gewichtsschwerpunkt und demgemäß auch vom Formschwerpunkt  $F$  von Bord gegeben (verbraucht); dann findet eine Austauschung statt, welche nur in dem Falle gleichlastig, d. h. mit der ursprünglichen Lage des Schiffes parallel wäre, wenn der Schwerpunkt von  $p$  senkrecht über oder unter dem Schwerpunkt der austauschenden parallelen Schicht läge. In allen anderen Fällen findet zugleich eine Trimmänderung statt, und zwar wird das Schiff steuerlastiger, wenn  $p$  vor diesem Schwerpunkt, kopflastiger, wenn es hinter denselben gelegen war. Da auch der Schwerpunkt dieser parallelen Schicht in den meisten Fällen hinter dem Form- und Gewichtsschwerpunkt des Schiffes selbst liegt, so hat eine Entlastung des Schiffes, die in (oder senkrecht über oder unter) seinem Gewichtsschwerpunkt stattfindet, meist eine erhöhte Steuerlastigkeit zur Folge. Diese wird um so größer, je weiter bei einer gleichlastigen Austauschung der Formschwerpunkt nach vorn gerückt wäre, d. h. je mehr hierbei die Linien des Hinterschiffes an Schärfe gegen die des Vorderschiffes zunehmen.

Man kann sich nun die neue Lage des Schiffes durch zwei aufeinanderfolgende Bewegungen entstanden denken:

1. durch parallele Austauschung ( $t$ ), indem das Gewicht  $p$  senkrecht über oder unter dem Schwerpunkt  $S$  der parallelen Schicht, angenähert demjenigen der Oberwasserlinie, weggenommen wird.

2. durch Neigung um die Querachse ( $\psi$ ), indem der Formschwerpunkt  $F$  von derjenigen Stelle ( $F_1$ ), die er bei paralleler Austauschung eingenommen haben würde, an die Stelle  $F_1$  rückt, die er nach Entfernung von  $p$  wirklich einnehmen muß.

Die parallele Austauschung ergibt sich, wenn  $WL_a$  und  $WL_e$  die Wasserlinienflächen am Anfang und Ende derselben sind

$$t = \frac{2p}{1,025(WL_a + WL_e)}$$

Daß der Formschwerpunkt bei paralleler Austauschung eine Verrückung in der Längsrichtung, und zwar meist nach dem Vorschiffe hin, erfährt, wird ohne weiteres klar, wenn man be-

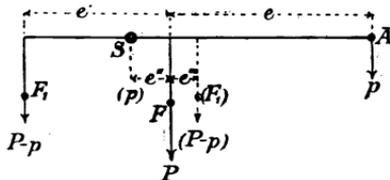


Abb. 107.

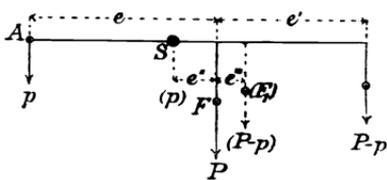


Abb. 108.

denkt, daß Vorschiff und Hinterschiff nicht formgleich sind, und daß letzteres hierbei meist schneller an Schärfe zunimmt als ersteres.

Bezeichnet (Abb. 107 u. 108):

$e'$  die wagerechte Verschiebung des Schwerpunkts  $F$  nach  $F_1$  bei der Entlastung um  $p$  (in der Entfernung  $e$  von  $F$ ),

$e''$  die Entfernung des Schwerpunkts  $S$  der Oberwasserlinie von  $F$ ,

$e'''$  die Verschiebung des Schwerpunkts  $F$  nach ( $F_1$ ) bei der Entlastung um  $p$ , wenn diese senkrecht über oder unter  $S$  läge (d. h. bei paralleler Austauschung), so ist die Gleichgewichtsbedingung für  $p$  in  $A$ :  $p \cdot e = (P - p) e'$  (Abb. 107) und die Gleichgewichtsbedingung für  $p$  in  $S$ :  $p \cdot e'' = (P - p) e'''$  (Abb. 108),

also die Entfernung der Schwerpunkte von  $(P - p)$  bei paralleler Austauschung und bei der wirklichen geneigten Lage:

$$e' + e''' = \frac{p(e + e'')}{P - p},$$

wenn das fortgenommene Gewicht vor dem Schwerpunkt der oberen Wasserlinie (Abb. 107),

$$e' - e''' = \frac{p(e - e'')}{P - p},$$

wenn es dahinter lag (Abb. 108).  $e' \pm e'''$  ist aber die Schwerpunktsverschiebung, welche nach erfolgter paralleler Austauschung die Trimmänderung hervorruft, daher angenähert:

$$e' \pm e''' = \overline{MLF} \cdot \text{tg } \psi,$$

worin  $\overline{MLF}$  die Höhe des Längenmetazentrums über dem Schwerpunkt ( $F_1$ ) nach paralleler Austauschung (also für  $WL_e$ ) ist, angenähert aber auch =  $\overline{MLF}$  der ursprünglichen Lage (für  $WL_a$ ) gesetzt werden kann.

Da nun der Tauchungsunterschied bei der Trimmänderung

$$u = L \cdot \text{tg } \psi$$

ist, so wird

$$u = \frac{L}{\overline{MLF}} (e' \pm e''') = \frac{L}{\overline{MLF}} \frac{p}{(P - p)} (e \pm e'') = \frac{L}{\overline{MLF}} \cdot \frac{p \cdot e_s}{(P - p)},$$

worin  $e_s$  die Entfernung des fortgenommenen Gewichts vom Schwerpunkt der Parallelschicht bzw. der oberen Wasserlinie bezeichnet. Diese Entfernung ist also für die Größe der Trimmänderung allein maßgebend.

Der Tauchungsunterschied  $u$  muß nun noch im Verhältnis der Entfernungen  $l_1$  und  $l_2$  des Wasserlinienschwerpunktes von den Schiffsenden geteilt werden, so daß

$$u_1 = \frac{l_1 \cdot p \cdot e_s}{M_{LF} (P - p)}; \quad u_2 = \frac{l_2 \cdot p \cdot e_s}{M_{LF} (P - p)}$$

wird (wenn man nicht angenähert  $l_1 = l_2 = L/2$  und

$$u_1 = u = \frac{L}{2 M_{LF}} \cdot \frac{p \cdot e_s}{P - p} \text{ setzen will).}$$

Die ganze Tiefgangsänderung setzt sich nunmehr zusammen aus

$$\left. \begin{aligned} t + u_1 &= \frac{2p}{1,025 (W_{La} + W_{Lc})} + \frac{l_1 \cdot p \cdot e_s}{M_{LF} (P - p)} \\ t - u_2 &= \frac{2p}{1,025 (W_{La} + W_{Lc})} - \frac{l_2 \cdot p \cdot e_s}{M_{LF} (P - p)} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Tiefgangs abnahme für die} \\ \text{Seite, an welcher das Gewicht } p \\ \text{verbraucht ist, und} \\ \\ \text{Tiefgangs abnahme für die} \\ \text{entgegengesetzte Seite.} \end{array}$$

Rechnungsbeispiel für Fall 2.

Als Beispiel sei ein Schiff angenommen, dessen Länge ( $L$ ) = 80 m, Wasserlinienfläche ( $W_{La}$ ) = 500 qm, Verdrängung ( $P$ ) = 1300 Tonnen, Höhe des Längmetazentrums für  $W_{Lc}$  ( $M_{LF}$ ) = 100 m ist, und dessen Oberwasserlinienschwerpunkt etwa 2 m hinter dem Formschwerpunkt ( $F$ ) liegt. Der ursprüngliche Tiefgang betrage vorn 3,900 m, hinten 4,100 m.

Von diesem Schiff werde ein Gewicht ( $p$ ) von 100 Tonnen (Kohlen, Ladung, Munition, Ballast usw.) in der Entfernung ( $e$ ) = 10 m von dem Formschwerpunkt fortgenommen (verbraucht).

Unter der Annahme, daß der Schwerpunkt einer dem Gewichte von 100 Tonnen entsprechenden Parallelschicht zur Oberwasserlinie ebenfalls 2 m hinter dem Formschwerpunkt liege und die sie begrenzenden Wasserlinien  $W_{La}$  und  $W_{Lc}$  nahezu gleich seien, würde, falls die Entlastung in eben genanntem Schwerpunkt stattfände, eine parallele Austauschung des Schiffes von

$$t = \frac{2p}{1,025 (500 + 500)} = \frac{200}{1025} = 0,195 \text{ m}$$

sich ergeben.

Da die Entlastung jedoch in der Entfernung  $e = 10$  m von dem Formschwerpunkt stattfindet,

also a)  $10 + 2 = 12$  m vom Schwerpunkt der Parallelschicht, wenn  $p$  vor, oder b)  $10 - 2 = 8$  m von demselben, wenn  $p$  hinter  $F$  gelegen war,

so entsteht außer der Austauschung noch eine Trimmänderung von

$$u = \frac{L}{M_{LF}} \cdot \frac{p \cdot e_s}{P - p} = \frac{80}{100} \cdot \frac{100 \cdot 12}{1200} = 0,8 \text{ m im Falle a)}$$

oder von

$$u' = \frac{80}{100} \cdot \frac{100 \cdot 8}{1200} = 0,533 \text{ m im Falle b).}$$

Demnach wird der Tauchungsunterschied am Vor- und Hintersteven, wenn der Schwerpunkt der Oberwasserlinie in der Mitte der Länge angenommen wird,

a)  $u_1 = u_2 = u/2 = 0,4$  m,

b)  $u'_1 = u'_2 = u'/2 = 0,267$  m.

Hieraus läßt sich folgende Rechnung zusammenstellen:

a) Das Schiff wird um 100 Tonnen in einer Entfernung von 10 m vor dem Formschwerpunkt entlastet:

	vorn m	hinten m	Steuerlastigkeit m
Tiefgang vor der Gewichtentnahme . . . . .	3,900	4,100	0,2
Gleichlastige Austauschung . . . . .	0,195	0,195	
Tiefgang für gleichlastige Austauschung . . . . .	3,705	3,905	
Tauchungsunterschied . . . . .	-0,400	+0,400	
Tiefgang nach der Gewichtentnahme . . . . .	3,305	4,305	1,0

b) Das Schiff wird um 100 Tonnen in einer Entfernung von 10 m hinter dem Formschwerpunkt entlastet:

Tiefgang für gleichlastige Austauschung . . . . .	3,705	3,905	0,2
Tauchungsunterschied . . . . .	+0,267	-0,267	
Tiefgang nach der Gewichtentnahme . . . . .	3,972	3,638	-0,334

Es hat also

im Falle a) eine Vergrößerung der Steuerlastigkeit um 0,8 m,

im Falle b) eine Verminderung der Steuerlastigkeit um 0,534 m

stattgefunden, wodurch im letzteren das Schiff um 0,334 m kopflastig geworden ist.

Man ersieht hieraus, daß das Schiff in bezug auf die Erhaltung seiner Steuerlastigkeit, oder richtiger seines Trimmis, empfindlicher ist für Gewichte, welche vorn fortgenommen werden, da nicht nur durch das fehlende Moment, sondern auch durch das bei der gleichlastigen Austausch stattfindende Vorrücken des Formschwerpunktes die Steuerlastigkeit vermehrt wird.

Genau die umgekehrten Verhältnisse treten naturgemäß bei einer hinzutretenden Belastung des Schiffes durch ein Gewicht  $p$  ein, und zwar wird hierbei aus Austausch, Eintauchung und aus  $(P - p)$   $(P + p)$ .

Die Formel lautet demnach

$$t + u_1 = \frac{2p}{1,025(WL_a + WL_e)} + \frac{l_1 \cdot p \cdot e_s}{M_L F (P + p)} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Tiefgangszunahme für die} \\ \text{Seite, an welcher das Gewicht } p \\ \text{hinzugekommen ist} \end{array} \right\}$$

$$t - u_2 = \frac{2p}{1,025(WL_a + WL_e)} - \frac{l_2 \cdot p \cdot e_s}{M_L F (P + p)} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Tiefgangsabnahme} \\ \text{für die entgegengesetzte Seite.} \end{array} \right\}$$

Hat man bereits einen fertigen Linienriß, in welchem die Wasserlinieninhalts- und -schwerpunktskurven, die Formschwerpunktskurven, die Kurve der Längenmetazentren sowie (der Lastenmaßstab eingetragen sind, so ist die Rechnung leicht auszuführen. Es kann alsdann der gefundene Tiefgang und die betreffende Verdrängung mit Hilfe der Spantinhalt- oder Integralkurven (s. S. 100) nachgeprüft werden.

Ist nur die Entfernung  $e_s$  des Gewichtes  $p$  von dem Schwerpunkt der Oberwasserlinie bekannt, welchen letzteren man, wie oben gezeigt, angenähert bestimmen kann, so setze man für überschlägliche Rechnungen nach Normand die

Aus-  
Ein- tachtung an der Seite der Gewicht-<sup>ab</sup>nahme.  
zu

$$* \quad t + u_1 = 0,975 \frac{p}{W_0 L_0} \left( 1 + \frac{B \cdot e_s}{0,144 W_0 L_0} \right), \quad *$$

Ein-  
Aus- tachtung an der entgegengesetzten Seite

$$* \quad t - u_2 = 0,975 \frac{p}{W_0 L_0} \left( 1 - \frac{B \cdot e_s}{0,144 W_0 L_0} \right). \quad *$$

c) Erhaltung des hinteren Tiefgangs bei Zu- und Abladung von Gewichten.

Angenäherte Bestimmung des Punktes, in welchem ein Gewicht  $p$  auf ein Schiff gebracht oder von ihm entfernt werden kann, ohne daß der Tiefgang am Hintersteven dadurch geändert wird.

Die Aufgabe läuft darauf hinaus, zunächst die parallele Ein- oder Austausch zu bestimmen, welche durch Anboardschaffen oder Verbrauch von  $p$  im Schwerpunkt der Oberwasserlinie entstanden wäre, sodann dieses Gewicht  $p$  derartig zu verschieben, daß das Hinterschiff um die betreffende Ein- oder Austausch wieder gehoben oder gesenkt wird.

Es muß also diejenige Entfernung  $e_{s_0}$  vor<sup>1)</sup> dem Schwerpunkt der Oberwasserlinie (genauer: dem Schwerpunkt der dem Gewicht  $p$  entsprechenden Parallelschicht) ermittelt werden, für welche die Ein- oder Austausch, vermindert um die Tiefgangsänderung, d. h.  $t - u_2 = 0$  wird.

Setzt man daher (s. oben)

$$t - u_2 = \frac{2p}{1,025(WL_a + WL_e)} - \frac{l_2 \cdot p \cdot e_{s_0}}{M_L F (P \pm p)} = 0,$$

so ergibt sich

$$e_{s_0} = \frac{2 M_L F (P \pm p)}{1,025 l_2 (WL_a \pm WL_e)} = \frac{2 M_L F (P \pm p)}{1,025 L \cdot WL} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{wenn } WL_a = WL_e \\ \text{und } l_2 = L/2 \text{ angenommen wird.} \end{array} \right.$$

Nach Normand ist gemäß obiger Annäherungsformel zu nehmen:

$$* \quad e_{s_0} = 0,144 \frac{W_0 L_0}{B} = 0,144 \cdot L \cdot \alpha. \quad *$$

Dieser Wert ist annähernd für Schiffe mittlerer Schärfe = 0,1 L, für Schiffe, deren Oberwasserlinie sehr völlig ist . . . . = 0,125 L,

für Schiffe, deren Oberwasserlinie sehr scharf ist . . . . = 0,08 L.

Er ist jedoch, da in der Formel das Gewicht  $p$  gar nicht berücksichtigt ist, nur anwendbar, wenn  $p$  im Verhältnis zu  $P$  so klein ist, daß es vernachlässigt werden kann.

In solchem Fall kann die Kenntnis der Größe  $e_{s_0}$  dazu dienen, für eine Be- oder Entlastung in irgendeiner anderen Entfernung  $e_s$  vor dem Schwerpunkt der OWL schnell die zugehörige Tiefgangsänderung zu ermitteln.

Da nämlich nach vorstehendem für  $u_2 = t$ ,  $e_s = e_{s_0}$  ist, so verhält sich

$$u_2 : t \text{ wie } e_s : e_{s_0}, \text{ daher ist } u_2 = \frac{t \cdot e_s}{e_{s_0}}.$$

<sup>1)</sup>  $e_{s_0}$  liegt immer vor dem Schwerpunkt der OWL, weil es sich bei einer Belastung um ein Heben, bei einer Entlastung um ein Senken des Hinterschiffes handelt.

Angenähert ist aber  $t = \frac{p}{WL}$ , also  $u_2 = \frac{p}{WL} \cdot \frac{e_s}{e_{s_0}}$ ; wenn daher  $u_2 = u_1 \left( = \frac{u}{2} \right)$  gesetzt wird, so ergibt sich

$$t + u_1 = \frac{p}{WL} \left( 1 + \frac{e_s}{e_{s_0}} \right) \frac{\text{Aus-}}{\text{Ein-}} \text{tauchung an der Seite der Gewicht} \frac{\text{ab}}{\text{zu}} \text{nahme,}$$

$$t - u_2 = \frac{p}{WL} \left( 1 - \frac{e_s}{e_{s_0}} \right) \frac{\text{Ein-}}{\text{Aus-}} \text{tauchung an der entgegengesetzten Seite.}$$

## B. Bauers Annäherungsformeln.

In der Erkenntnis, daß die Normandschen Formeln, welche aus den vor 40 bis 50 Jahren üblichen Schiffsformen entwickelt sind, für die heutigen Schiffe nicht mehr passen, hat Bauer<sup>1)</sup> eine Reihe von Formeln und Tabellen aufgestellt, die zur Vereinfachung der Rechnung beim Entwurf eines Schiffes dienen sollen und nachweislich genauere Ergebnisse liefern als die Normandschen.

Folgende sind die wichtigsten dieser Formeln und Tabellen. Im übrigen wird auf die sehr brauchbare Schrift selbst verwiesen, die am Konstruktionstisch wesentliche Dienste zu leisten geeignet ist.

1. Abstand des Schwerpunktes der halben  $WL$ -Fläche von ihrer Mittellinie:

$$y = \frac{B}{2} \cdot c_1; \quad c_1 = \frac{\alpha + 1}{4}.$$

2. Abstand des Schwerpunktes der  $\boxtimes$ -Fläche von der Schwimmwasserlinie:

$$y = T \cdot c_2; \quad c_2 = \frac{\beta + 0,17}{2,34}.$$

3. Abstand des Schwerpunktes der Spantflächenskala von der Abszissenachse (Formschwerpunkt der Länge nach):

$$y = B \cdot T \cdot \beta \cdot c_3; \quad c_3 = \frac{\delta/\beta + 0,7}{3,4}.$$

4. Abstand des Schwerpunktes der Schwimmflächen- (Wasserlinien-) Skala von der Schwimmwasserlinie ( $KWL$ ) (Formschwerpunkt der Tiefe nach):

$$y = T \cdot c_4; \quad c_4 = 0,343 \left( \frac{\delta}{\alpha} + 0,5 \right).$$

Der Schwerpunkt liegt in allen diesen Fällen im Mittelpunkt der im Abstände  $y$  zu der jeweiligen Abszissenachse gezogenen Parallelen.

5. Breitenrägheitsmoment der  $WL$ -Fläche, bezogen auf ihre Mittellinie:

$$J_B = L \cdot B^3 \cdot c_5; \quad c_5 = \frac{(2\alpha + 1)^3}{323}.$$

6. Hieraus Entfernung des Breitenmetazentrums vom Formschwerpunkt ( $\overline{MF}$ )

$$\overline{MF} = \frac{J_B}{V} = \frac{L \cdot B^3 \cdot c_5}{L \cdot B \cdot T \cdot \delta} = \frac{B^2 \cdot c_5}{T \cdot \delta}$$

oder

$$= \frac{B^2}{T} \cdot c_6; \quad c_6 = \frac{(2\alpha + 1)^3}{323 \cdot \delta}.$$

<sup>1)</sup> Bauer, M. H.: Hilfsmittel zur Konstruktion und Berechnung von Schiffslinien. Berlin 1903. — Ders.: Über die Entwicklung der Formeln. Schiffbau IV, S. 375; Annäherungsformeln im Schiffbau.

7. Längenträgheitsmoment der ganzen  $WL$ -Fläche, bezogen auf die Schwerpunktsachse der Fläche:

$$J_L = B \cdot (L_v^3 + L_h^3) \cdot c_7; \quad c_7 = \frac{(5,55\alpha + 1)^3}{863},$$

wenn  $L_v$  und  $L_h$ , die Längenteile der Flächen vor und hinter dem  $\odot$  der Fläche, und die Völligkeitsgrade  $a_v$  und  $a_h$  dieser Flächenteile sehr voneinander verschieden sind, oder

$$8. \quad J_L = L^3 \cdot B \cdot c_8; \quad c_8 = \frac{(5,55\alpha + 1)^3}{3450},$$

wenn letzteres nicht der Fall, d. h. der  $\odot$  der  $WL$ -Fläche nicht zu weit von  $1/2 L$  entfernt liegt.

Hieraus ist das Trimmoment (s. S. 357) für 1 m Tauchungsänderung ( $M_1$ ) leicht zu bestimmen, wenn  $\overline{M_{LF}}$  für  $\overline{M_{LG}}$  eingesetzt wird:

$$\overline{M_{LF}} = \frac{J_L}{V}; \quad M_1 = \sim \frac{V \cdot \overline{M_{LG}} \cdot 1}{L} = \frac{V \cdot J_L}{V \cdot L},$$

$$M_1 = \frac{J_L}{L} = L^2 \cdot B \cdot c_8$$

und demzufolge die Gesamttauchungsänderung

$$u = \frac{\text{Trimmoment}}{L^2 \cdot B \cdot c_8}.$$

9. Völligkeitsgrade der  $WL$ -Flächenteile vor und hinter der Schwerpunktsachse:

$$\alpha_v = \frac{L/2 \cdot \alpha \mp x}{L/2 \pm x} \cdot c_9; \quad c_9 = \frac{2}{\alpha + 1} - 1;$$

$$\alpha_h = \frac{L/2 \cdot \alpha \pm x}{L/2 \mp x} \cdot c_9; \quad x = \odot\text{-Abstand von } 1/2 L.$$

Liegt der Flächen- $\odot$  hinter vor  $1/2 L$ , so gelten die oberen unteren Vorzeichen von  $x$ .

10. Halber Unterschied der Völligkeitsgrade der  $WL$ -Flächenteile vor und hinter der Ordinate auf  $1/2 L$ :

$$d/2 = \frac{x}{L} \cdot c_{10}; \quad c_{10} = \frac{4}{\alpha + 1}.$$

11. Halber Unterschied der Völligkeitsgrade der Spantflächen-skala vor und hinter der Ordinate auf  $1/2 L$ :

$$d/2 = \frac{x}{L} \cdot c_{11}; \quad c_{11} = \frac{3,4}{\delta|\beta + 0,7}.$$

12. Umfang des eingetauchten Hauptspants.

a) Für Überschlagrechnung:

$$\left. \begin{aligned} U &= B \cdot \beta + T \cdot c_{12} \text{ für } \beta > 0,9 \\ &= B + T \cdot c_{12} \text{ „ } \beta < 0,9 \end{aligned} \right\}; \quad c_{12} = 4(\beta - 0,5).$$

b) Für genauere Rechnungen:

$$\left. \begin{aligned} U &= 2T \cdot (n + c_{14}) \cdot r \text{ für } \beta > 0,9 \quad c_{14} = 2(\beta - 0,5), \\ &= 2T \cdot (\sqrt{c_{13} + n^2} + c_{14}) \cdot r \text{ für } \beta < 0,9; \quad c_{13} = 4(1 - \beta)^2, \end{aligned} \right.$$

wo  $n = \frac{B}{2T}$  und  $r$  ein Erfahrungswert ist, durch welchen die Abrundung in der Kimm berücksichtigt wird.

13. Oberfläche des eingetauchten Schiffskörpers bis zur Schwimmwasserlinie:

$$\Omega = U \cdot L (c_{15} + c_{16} \cdot \omega); \quad \left\{ \begin{array}{l} c_{15} = \frac{\delta/\beta - 0,6}{0,4}, \\ c_{16} = \frac{1 - \delta/\beta}{0,4}, \end{array} \right.$$

wo  $\omega$  das Verhältnis<sup>1)</sup> der abgewickelten Oberfläche bis zur Schwimmwasserlinie zum umschriebenen Rechteck  $U \cdot L$  ist, also der Völligkeitsgrad der benetzten Oberfläche des Schiffes (übliche Formen vorausgesetzt).

Einige Zahlenangaben für die verschiedenen  $c$ -Werte sind in den beiden folgenden Tabellen enthalten. Die Bauerschen Tabellen geben diese noch ausführlicher, enthalten außerdem eine Tabelle zum unmittelbaren Absetzen einer Spantenskala und zeigen auch die Anwendung für Berechnung und Entwurf an Beispielen.

Weitere schematische Entwurfsmethoden sind von Taylor und Richter<sup>2)</sup> auszugsweise in der IV. Auflage des Johow beschrieben.

Zahlentabelle für die Bauerschen Annäherungsformeln.

Werte von  $c$ , bezogen auf die Grundwerte  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\delta$ ,  $\frac{\delta}{\alpha}$  und  $\frac{\delta}{\beta}$ .

Werte von $c$ <sup>3)</sup>	Grundwert =	0,50 (0,40)	0,55 0,45	0,60 0,50	0,65 0,55	0,70 0,60	0,75 0,65	0,80 0,70	0,85 0,75	0,90 0,80	0,95 (0,85) <sup>4)</sup>
$c_1$	$\alpha$	—	—	0,400	0,412	0,425	0,437	0,450	0,462	0,475	0,488
$c_2$	$\beta$	—	—	0,350	0,360	0,375	0,392	0,411	0,432	0,455	0,478
$c_3$	$\delta/\beta$	0,370	0,375	0,384	0,394	0,406	0,421	0,436	0,452	0,467	0,484
$c_4$	$\delta/\alpha$	—	—	0,373	0,393	0,410	0,427	0,443	0,459	0,473	0,488
$c_5$	$\alpha$	—	—	0,0330	0,0377	0,0428	0,0484	0,0544	0,0609	0,0679	0,0754
$c_6$	$\delta$	0,104	0,097	0,090	0,084	0,080	0,080	0,081	0,082	0,083	0,083
$c_7$	$\alpha$	—	—	0,094	0,113	0,135	0,159	0,187	0,216	0,250	0,290
$c_8$	$\alpha$	—	—	0,0235	0,0284	0,0339	0,0399	0,0467	0,0543	0,0624	0,0721
$c_9$	$\alpha (\delta/\beta)$	0,334	0,290	0,250	0,213	0,177	0,143	0,111	0,080	0,052	0,025
$c_{10}$	$\alpha$	—	—	2,500	2,425	2,350	2,290	2,220	2,160	2,105	2,050
$c_{11}$	$\delta/\beta$	2,700	2,665	2,600	2,532	2,460	2,375	2,290	2,210	2,140	2,065
$c_{12}$ <sup>5)</sup>	$\beta$	—	—	0,40	0,60	0,80	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80
$c_{13}$	$\beta$	—	—	0,640	0,490	0,360	0,250	0,160	0,090	—	—
$c_{14}$	$\beta$	—	—	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
$c_{15}$	$\delta/\beta$	—	—	0,000	0,125	0,250	0,375	0,500	0,625	0,750	0,875
$c_{16}$	$\delta/\beta$	—	—	1,000	0,874	0,750	0,624	0,500	0,374	0,250	0,124
$r$ (zu $c_{13}$ u. $c_{14}$ )	$\beta$	—	—	0,971	0,968	0,965	0,962	0,959	0,956	0,953	0,959

<sup>1)</sup> Bei Bauer ist dieses Verhältnis mit  $k$  und die Werte  $c_{12}$  bis  $c_{16}$  sind mit  $c_{13}$  bis  $c_{17}$  bezeichnet; der Bauersche Wert  $c_{12}$  (für die Länge des parallelen Mittelschiffes) ist hier weggelassen.

<sup>2)</sup> Taylor, D. W.: Über die Entwicklung von Schiffformen mit Hilfe von Formeln. Vortrag, gehalten vor der Society of Naval Architects and Marine-Engineers, New York. Schiffbau Jg. 5, S. 686. — Richter, O.: Beitrag zur Geometrie der Schiffform. Schiffbau Jg. 4, S. 594.

<sup>3)</sup> S. die Formel 1 bis 13 auf S. 135 bis 137.

<sup>4)</sup> Die eingeklammerten Zahlen gelten nur für das  $\delta$  in  $c_6$ .

<sup>5)</sup> S. obige Fußnote unter 1). Die Werte von  $\beta$  liegen auf einer Geraden.

Werte von  $\omega^1$ ) für  $c_{16}$  in der Formel für die benetzte Oberfläche  $\Omega$ .

$\beta =$	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
$B : T$	Volligkeitsgrad $\omega$ der benetzten Oberfläche																
2,0	0,795	0,800	0,804	0,808	0,811	0,813	0,814	0,814	0,813	0,811	0,808	0,804	0,800	0,794	0,785	0,775	0,768
2,5	0,784	0,788	0,792	0,794	0,797	0,799	0,800	0,800	0,799	0,798	0,795	0,790	0,784	0,776	0,763	0,745	0,733
3,0	0,776	0,778	0,780	0,782	0,784	0,785	0,786	0,786	0,786	0,784	0,780	0,777	0,770	0,760	0,744	0,722	0,708
3,5	0,767	0,769	0,770	0,772	0,773	0,774	0,774	0,774	0,772	0,770	0,767	0,762	0,755	0,745	0,730	0,710	0,696
4,0	0,760	0,761	0,762	0,763	0,763	0,762	0,762	0,762	0,761	0,759	0,756	0,750	0,743	0,732	0,717	0,698	0,686
4,5	0,756	0,756	0,755	0,754	0,754	0,753	0,752	0,750	0,748	0,746	0,742	0,738	0,732	0,723	0,709	0,693	0,683
5,0	0,751	0,750	0,748	0,747	0,745	0,744	0,742	0,740	0,738	0,736	0,732	0,728	0,722	0,714	0,703	0,691	0,684
5,5	0,745	0,744	0,742	0,740	0,738	0,737	0,735	0,732	0,730	0,727	0,724	0,720	0,715	0,709	0,701	0,694	0,690
6,0	0,741	0,740	0,738	0,736	0,734	0,732	0,729	0,726	0,723	0,719	0,715	0,711	0,707	0,703	0,698	0,694	0,692
6,5	0,736	0,734	0,732	0,729	0,727	0,725	0,722	0,720	0,718	0,715	0,712	0,710	0,707	0,704	0,700	0,697	0,696
7,0	—	—	—	0,725	0,723	0,720	0,718	0,716	0,714	0,711	0,709	0,707	0,704	0,702	0,700	0,698	0,697
7,5	—	—	—	—	—	0,716	0,714	0,712	0,710	0,708	0,706	0,704	0,702	0,701	0,700	0,700	0,700
8,0	—	—	—	—	—	—	0,711	0,709	0,707	0,706	0,704	0,703	0,701	0,700	0,700	0,700	0,700
8,5	—	—	—	—	—	—	—	0,706	0,705	0,704	0,703	0,702	0,700	0,700	0,700	0,700	0,700
9,0	—	—	—	—	—	—	—	—	0,703	0,703	0,702	0,701	0,700	0,700	0,700	0,700	0,700

<sup>1)</sup> Nach Bauer a. a. O. S. 17. Für Zwischenwerte von  $\beta$  wähle man den nächsthöheren Wert  $\omega$ , und für Zwischenwerte von  $B : T$  interpoliere man zwischen den Nachbarwerten.

### C. Verlauf der Spantenskalen von Frachtschiffen.

Alle neueren Untersuchungen<sup>1) 2) 3) 4)</sup> zeigen, daß der Verlauf der Spantenskalen auch bei Frachtschiffen mäßiger Geschwindigkeiten von großem Einfluß auf den Widerstand ist. Der geringste Widerstand ergibt sich nach Mc. Entee für  $\frac{b}{\sqrt{L}}$

von 0,9 bis 1,1 (d. h. bei den für Frachtschiffe mittlerer Größe in Frage kommenden Geschwindigkeiten), wenn der Verdrängungsschwerpunkt 2,8 bis 2 vH vor der Mitte liegt. Die Antriebsverhältnisse sind dagegen am günstigsten, wenn der Verdrängungsschwerpunkt 2,4  $\left(\text{bei } \frac{b}{\sqrt{L}} = 0,9\right)$  bis 2 vH  $\left(\text{bei } \frac{b}{\sqrt{L}} = 1,1\right)$  vor der

Schiffsmitte liegt. Diese Prozentsätze der Schwerpunktsverschiebung nach vorn sind jedoch reichlich groß und erschweren das Innehalten guter Trimmverhältnisse. Es ist nicht von wesentlichem Einfluß, wenn der Schwerpunkt etwas weiter nach hinten liegt, doch ist dabei der Grundsatz zu beachten, daß er bei völligeren Schiffen etwas mehr nach vorn liegen sollte als bei weniger völligen. Für die Festlegung des zweckmäßigen Verlaufes der Spantenskala von Einschraubenfrachtschiffen in bezug auf Lage des Schwerpunktes sowie auf Verteilung der Verdrängung, über die Länge des Schiffes sei die Tabelle auf der nächsten Seite gegeben.

In dieser Tabelle ist die Lage des Schwerpunktes der Verdrängung auf 1,00 bis 1,95 vH vor Mitte der Schiffslänge festgelegt; die Völligkeitsgrade des Vor- und Hinterschiffes weisen, wie aus den beiden untersten Zeilen der Tabelle ersichtlich, schon hierbei Differenzen von 4 bis 6 vH auf, sind also ziemlich stark verschieden. Eine noch weitere Verlegung des Schwerpunktes nach vorn empfiehlt sich auch mit Rücksicht auf den Widerstand bei Wellengang von vorn nicht, der erfahrungsgemäß bei völligem Vorschiff stark erhöht wird.

### D. Werte für die Berechnung der benetzten Oberfläche.

#### 1. Nach Taylor.

Die ungefähre Größe der benetzten Oberfläche von Schiffen in  $m^2$  läßt sich nach der Formel

$$O = \frac{c}{5,92} \sqrt{V \cdot L_m}$$

bestimmen, worin

$V$  = Verdrängung in  $m^3$ ,

$L_m$  = Mittlere Länge des eingetauchten Schiffskörpers,

$c$  ein Koeffizient, der in Anlehnung an  $\beta$  und  $B/T$  der beigefügten Abb. 109 zu entnehmen ist.

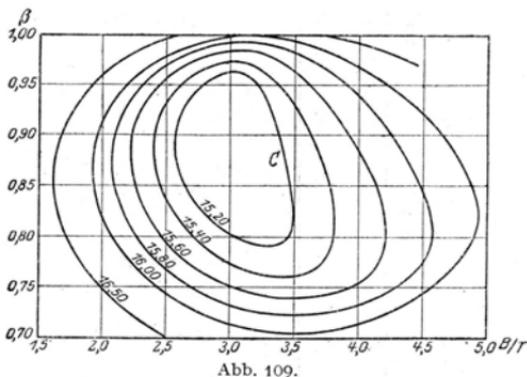


Abb. 109.

<sup>1)</sup> Mc. Entee: Ergebnisse von Schiffsmodell- und Schraubenversuchen. Vortrag, gehalten vor der Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York. Schiffbau Jg. 21, Nr. 19/20.

<sup>2)</sup> Taylor, D. W.: Relative Widerstände einiger Modelle, bei denen der Displacementsvölligkeitsgrad konstant ist und andere Koeffizienten verschieden sind. Vortrag, gehalten vor der Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York. Schiffbau Jg. 15, S. 411.

<sup>3)</sup> Sadler: Der Einfluß der Spantformen im Vor- und Hinterschiff auf den Widerstand. Vortrag, gehalten vor der Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York. Schiffbau Jg. 12, S. 170.

<sup>4)</sup> Sadler: Modellschleppversuchsergebnisse über das parallele Mittelschiff bei völligen Handlsschiffen. Vortrag, gehalten vor der Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York. Schiffbau Jg. 17, S. 130.

Spantenskalen für Einschraubenschiffe.

		Flächen der Konstruktionsspannten in Prozenten der Hauptpanntfläche																	
$\delta$		0,740	0,745	0,750	0,755	0,760	0,765	0,770	0,775	0,780	0,785	0,790	0,795	0,800	0,805	0,810	0,815	0,820	
Spt. 0		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1/a		3,8	3,9	3,9	4,0	4,0	4,1	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,9	5,0	5,2	5,4	
1		13,7	13,9	14,2	14,5	14,8	15,1	15,4	15,7	16,1	16,5	17,0	17,5	18,1	18,7	19,4	20,1	20,8	
1 1/a		23,7	26,1	26,5	27,0	27,5	28,0	28,6	29,3	30,0	30,8	31,6	32,5	33,5	34,7	36,0	37,3	38,8	
2		37,9	38,5	39,1	39,7	40,4	41,1	41,9	42,8	43,8	44,9	46,1	47,5	48,7	50,4	52,3	54,4	56,7	
3		60,7	61,5	62,3	63,2	64,2	65,2	66,2	67,3	68,4	69,5	70,6	71,7	72,8	74,0	75,2	76,5	77,9	
4		79,4	80,1	80,8	81,6	82,4	83,1	83,8	84,5	85,2	85,9	86,6	87,2	87,9	88,5	89,1	89,7	90,3	
5		91,9	92,4	92,8	93,2	93,6	94,1	94,5	94,9	95,3	95,6	96,0	96,3	96,6	96,9	97,2	97,5	97,8	
6		97,8	98,0	98,2	98,5	98,7	98,8	99,0	99,2	99,4	99,5	99,6	99,7	99,8	99,9	99,9	100,0	100,0	
7		99,6	99,7	99,8	99,9	99,9	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	
8		100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	
9		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
10		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
11		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
12		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
13		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
14		99,2	99,4	99,5	99,6	99,7	99,8	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	
15		95,4	96,1	96,7	97,3	97,8	98,2	98,5	98,7	98,9	99,1	99,2	99,4	99,6	99,7	99,8	99,9	99,9	
16		86,7	87,7	88,7	89,8	90,8	91,8	92,7	93,5	94,3	95,1	95,8	96,5	97,1	97,7	98,2	98,6	99,0	
17		71,1	72,9	74,7	76,5	78,2	79,9	81,6	83,2	84,7	86,2	87,6	88,9	90,2	91,4	92,5	93,5	94,4	
18		47,4	49,0	51,1	53,3	55,5	57,7	59,8	61,9	64,0	66,1	68,2	70,2	72,3	74,3	76,2	78,0	79,8	
18 1/a		34,2	36,0	37,8	39,7	41,6	43,6	45,4	47,4	49,4	51,4	53,4	55,5	57,6	59,8	62,0	64,2	66,5	
19		21,6	22,8	24,1	25,5	26,9	28,3	29,8	31,3	32,9	34,5	36,1	37,7	39,4	41,2	43,2	45,3	47,6	
19 1/a		10,0	10,5	11,0	11,6	12,3	13,0	13,7	14,5	15,3	16,1	16,9	17,7	18,6	19,6	20,6	21,6	22,7	
20		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
⊙ v. HL, vH		51,00	51,09	51,18	51,27	51,35	51,43	51,51	51,58	51,65	51,71	51,76	51,81	51,85	51,89	51,92	51,94	51,95	
δ #		0,720	0,723	0,726	0,729	0,732	0,735	0,738	0,742	0,746	0,749	0,753	0,757	0,761	0,766	0,770	0,775	0,780	
δ v		0,761	0,768	0,774	0,781	0,787	0,794	0,800	0,807	0,814	0,819	0,825	0,832	0,838	0,843	0,849	0,854	0,860	

⊙ v. HL, vH

δ #

δ v

Wesentlich genauer läßt sich nach Taylor die Größe der benetzten Oberfläche berechnen, wenn man den Inhalt unter der Kurve berechnet, die aus der Schiffslänge als Abszisse und den ganzen Spantumfängen als Ordinaten gebildet wird (Außenhautabwicklung), und das Berechnungsergebnis mit einem Faktor  $k$  multipliziert, der aus der Abb. 110 zu entnehmen ist.

Die Fläche unter der Kurve kann graphisch oder mittels der Simpson- bzw. Tschibyscheff-Formeln berechnet werden, nachdem die Umfänge der einzelnen Konstruktionsspanten abgemessen sind.

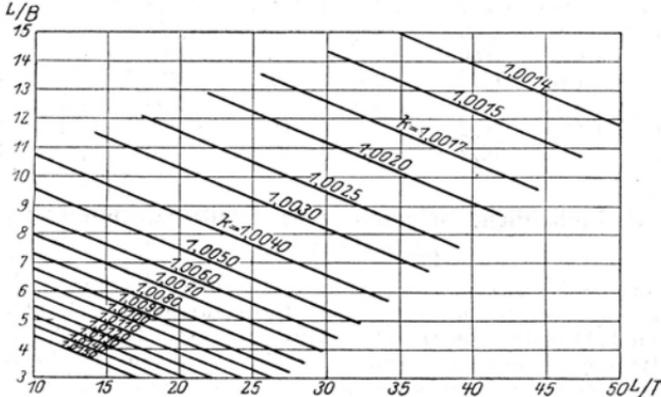


Abb. 110.

**2. Nach Oisen.**

Die benetzte Oberfläche läßt sich berechnen nach der Formel:

$$\Omega = L \cdot B \cdot c_1 \cdot c_2,$$

wo

$$c_1 = 1,22 \frac{T}{B} + 0,46$$

und

$$c_2 = \delta + 0,765$$

ist. Die Werte von  $T/B$ ,  $c_1$ ,  $c_2$  und  $\delta$  entnehme man folgender Tabelle:

$\frac{T}{B}$	$c_1$	$\delta$	$c_2$	$\frac{T}{B}$	$c_1$	$\delta$	$c_2$
0,100	0,585	0,30	1,065	0,310	0,839	0,46	1,225
0,120	0,609	0,31	1,075	0,320	0,851	0,47	1,235
0,140	0,633	0,32	1,085	0,330	0,863	0,48	1,245
0,160	0,657	0,33	1,095	0,340	0,875	0,49	1,255
0,180	0,681	0,34	1,105	0,350	0,887	0,50	1,265
0,200	0,706	0,35	1,115	0,360	0,900	0,51	1,275
0,210	0,718	0,36	1,125	0,370	0,912	0,52	1,285
0,220	0,730	0,37	1,135	0,380	0,924	0,53	1,295
0,230	0,742	0,38	1,145	0,390	0,936	0,54	1,305
0,240	0,754	0,39	1,155	0,400	0,948	0,55	1,315
0,250	0,766	0,40	1,165	0,410	0,960	0,56	1,325
0,260	0,778	0,41	1,175	0,420	0,972	0,57	1,335
0,270	0,790	0,42	1,185	0,430	0,984	0,58	1,345
0,280	0,802	0,43	1,195	0,440	0,996	0,59	1,355
0,290	0,814	0,44	1,205	0,450	1,008	0,60	1,365
0,300	0,827	0,45	1,215	0,460	1,020	0,61	1,375

$\frac{T}{B}$	$c_1$	$\delta$	$c_2$	$\frac{T}{B}$	$c_1$	$\delta$	$c_2$
0,470	1,032	0,62	1,385	0,590	1,177	0,74	1,505
0,480	1,044	0,63	1,395	0,600	1,190	0,75	1,515
0,490	1,056	0,64	1,405	0,610	1,202	0,76	1,525
0,500	1,069	0,65	1,415	0,620	1,214	0,77	1,535
0,510	1,081	0,66	1,425	0,630	1,226	0,78	1,545
0,520	1,093	0,67	1,435	0,640	1,238	0,79	1,555
0,530	1,105	0,68	1,445	0,650	1,250	0,80	1,565
0,540	1,117	0,69	1,455	0,660	1,262	0,81	1,575
0,550	1,129	0,70	1,465	0,670	1,274	0,82	1,585
0,560	1,141	0,71	1,475	0,680	1,286	0,83	1,595
0,570	1,153	0,72	1,485	0,690	1,298	0,84	1,605
0,580	1,165	0,73	1,495	0,700	1,310	0,85	1,615

### E. Einheitliche Behandlung der Schiffsberechnungen nach Hammar<sup>1)</sup>.

Um die Rechnungen für den Entwurf eines Schiffes zu vereinfachen, vor allem, um eine sichere Grundlage für Neuentwürfe zu schaffen, schlägt Hammar vor, für jede besondere Schiffsart ein Einheitsmuster aufzustellen, „dessen Verhältnisse so gewählt sind, daß sie bei allen vorkommenden Schiffsberechnungen die praktisch besten Ergebnisse liefern“.

Von jedem dieser Einheitsmuster soll nun eine Berechnung in der üblichen Form angefertigt werden, aber nicht nach einem bestimmten Maßsystem (m oder Fuß), sondern nach einem Maßstab, der sich aus den Verhältnissen und Formen des Musterschiffes selbst ergibt, so daß also jedes nach demselben Maßstab entworfene Schiff ähnliche Verhältnisse und Formen wie das Musterschiff erhalten muß.

Hammar teilt hierzu die Länge des Musterschiffes in 20, die Breite in 21, die Seitenhöhe in 14 Teile, bildet so für jede dieser drei Abmessungen eine Maßeinheit

$$\text{für die Länge: } l = \frac{L}{20},$$

$$\text{für die Breite: } b = \frac{B}{21},$$

$$\text{für die Höhe: } h = \frac{H}{14},$$

und fertigt mit den Maßeinheiten je einen Maßstab an (Abb. 111 u. 113).

Nimmt man den Abstand zwischen zwei Rechnungsspannten gleich 10 an, so ergeben sich damit die Größenverhältnisse:

$$L = 200; \quad B = 21; \quad H = 14,$$

also

$$\frac{L}{B} = \frac{200}{21} = 9,52; \quad \frac{L}{H} = \frac{200}{14} = 14,28; \quad \frac{B}{H} = \frac{21}{14} = 1,5,$$

die nach Hammars Ansicht als normale gelten können.

<sup>1)</sup> Die einheitliche Behandlung der Schiffsberechnungen zur Vereinfachung der Konstruktion, vorgetragen von H. G. Hammar, Göteborg vor der Schiffbautechn. Gesellschaft. Jahrbuch Schiffbau. Ges. 1908, S. 165. Die Abbildungen und Zahlentafeln sind der vom Verfasser zur Verfügung gestellten schwedischen Technischen Zeitschrift, Abteilung für Schiffbaukunst (Juni 1908), entnommen.

Der ganze Rauminhalt des das Schiff umschließenden rechteckigen Körpers beträgt dann

$$20 \cdot 21 \cdot 14 = 5880 \text{ Raumeinheiten.}$$

Die Verhältnisse sind so gewählt, daß bei hinreichender Genauigkeit möglichst wenige und kleine Zahlen herauskommen.

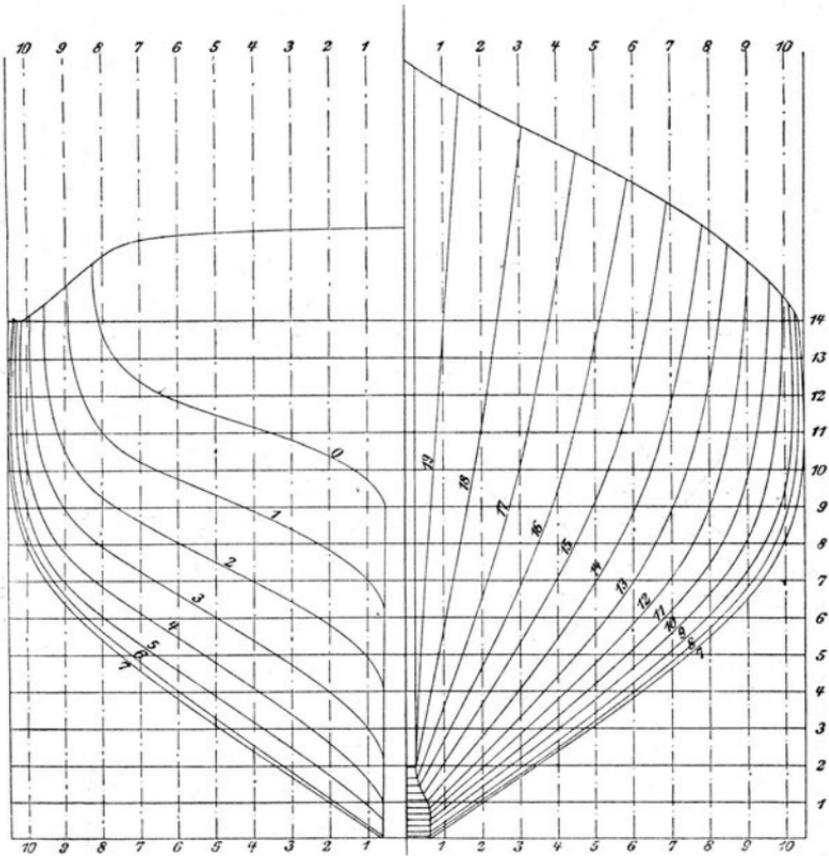


Abb. 111. Schoner.

Mit dem angefertigten Breitenmaßstab werden nun die Ordinaten der Wasserlinien aufgemessen, in eine Berechnungstabelle eingetragen und in bekannter Weise ausgerechnet<sup>1)</sup>:

Verdrängung . . . . .	$V$
Verdrängungsmoment der Länge nach . . . . .	$Mom_L$
Verdrängungsmoment der Höhe nach . . . . .	$Mom_H$
Schwerpunktsabstand der $WL$ -Flächen vom $\otimes$ . . . . .	$WL-\odot$
Schwerpunktsabstand der Verdrängung vom $\otimes$ . . . . .	$V-\odot_L$
Schwerpunktsabstand der Verdrängung vom Kiel . . . . .	$V-\odot_H$
Wasserlinienträgheitsmoment in bezug auf das $\otimes$ . . . . .	$J_L$

<sup>1)</sup> Mittels Trapezregel; s. Tabellen S. 146 bis 150, in welchen die Berechnung für das Musterschiff, Bauart Schoner, Abb. 113, durchgeführt ist.

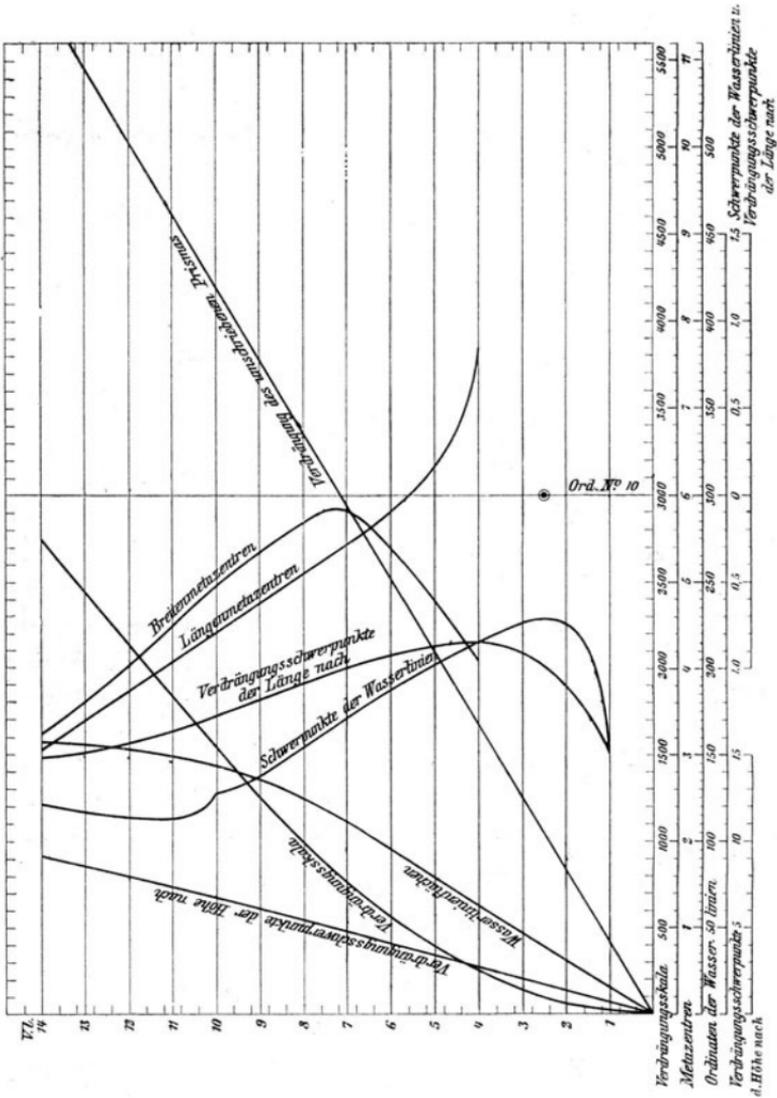


Abb. 112. Kurvenblatt für das Musterschiff Bauart Schoner.

Wasserlinienträgheitsmoment in bezug auf die Mittellinie  $J_B$   
 Längenmetazentrum über  $V \odot$  . . . . .  $\frac{M_L F}{V}$   
 Breitenmetazentrum über  $V \odot$  . . . . .  $\frac{M_B F}{V}$

Mit diesen wird das Kurvenblatt (Tafel der Berechnungsergebnisse) (Abb. 112) zusammengestellt, auf dem sich, nach Einzeichnung der Linie für die Verdrängung des umschriebenen Prismas, sofort die Völligkeitsverhältnisse des Musterschiffes übersehen lassen<sup>1)</sup>.

Forts. s. S. 150.

<sup>1)</sup> Um die Kurventafeln der verschiedenen Schiffarten gut miteinander vergleichen zu können, sind sie in der genannten Abhandlung auf durchsichtigem Papier gezeichnet.

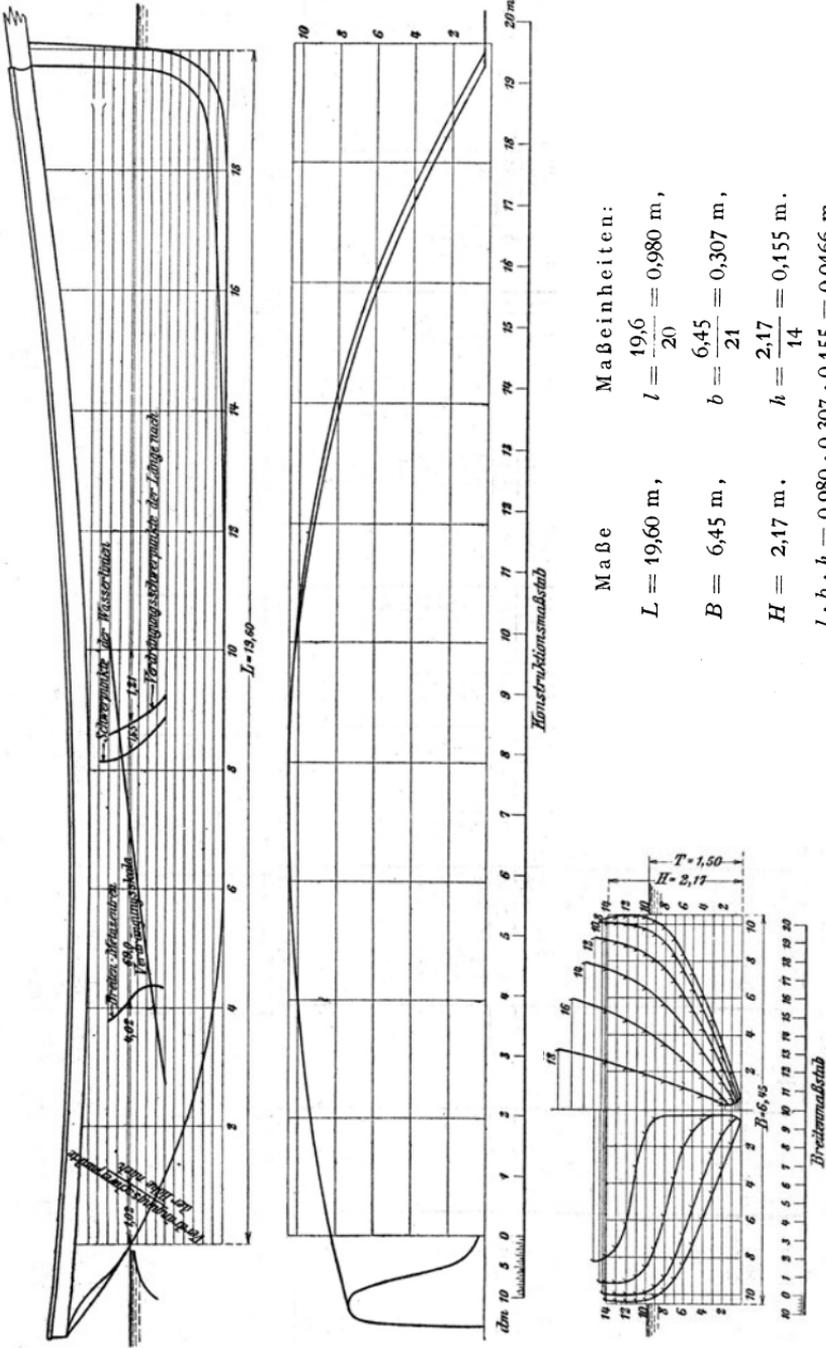


Abb. 113. Entwurf für einen Schoner nach Hammar.

Rechnungsbeispiel nach Hammar (mittels Trapezregel)<sup>1)</sup>. Musterschiff für die Bauart „Schoner“, Abb. 111.

Wasserslinien			WL 1/4		WL 1		WL 2		WL 3		WL 4			WL 5		Wasserslinien	
Spant-Nr.	Mult. f. d. Mom.		Ord.	Mom.	Ord.	Mom.	Ord.	Mom.	Ord.	Mom.	Ord. x Hebelarm <sup>2</sup>	Ord.	Mom.	Ord.	Mom.	Mult. f. d. Mom.	Spant-Nr.
0	10											0,55	4,40	0,17	1,07	10	0
1	9				1,00	7,00	1,36	8,16	1,00	7,00	2,50	15,00	3,88	23,28	3,42	9	1
2	8				2,50	15,00	2,37	11,85	3,75	18,75	4,60	28,20	5,17	25,85	5,30	23,94	2
3	7			0,63	3,78	1,36	8,16	3,25	13,00	4,60	28,20	5,95	35,25	6,21	31,80	6	3
4	6			1,15	5,75	2,37	11,85	3,45	10,35	4,87	14,61	6,21	28,63	7,22	32,80	5	4
5	5			1,88	7,52	3,25	13,00	3,45	10,35	4,87	14,61	6,21	28,63	7,22	32,80	4	5
6	4			2,03	6,09	3,45	10,35	2,00	8,00	2,24	11,20	2,96	11,84	3,70	14,80	3	6
7	3			1,95	3,90	3,35	6,70	0,96	4,80	1,60	8,00	2,24	11,20	3,70	14,80	2	7
8	2			1,76	1,76	3,12	3,12	0,66	3,96	1,20	7,20	1,70	10,20	4,91	18,18	1	8
9	1			1,48	28,80	2,77	53,18	0,43	3,01	0,80	1,17	1,17	8,19	1,60	1,50	8	9
10	Σ Mom.							0,25	2,00	0,47	3,76	0,33	2,97	0,04	0,40	Σ Mom.	10
11	1			1,24	2,24	2,44	2,44	2,44	2,44	3,63	4,80	4,80	4,80	5,87	5,87	1	11
12	2			1,00	2,00	2,07	4,14	3,16	6,32	4,22	8,44	16,88	75,15	5,22	10,44	2	12
13	3			0,77	2,31	1,75	5,25	2,73	8,19	3,65	10,95	32,85	48,63	4,51	13,53	3	13
14	4			0,50	2,00	1,57	6,28	2,18	8,72	2,96	11,84	47,36	25,93	3,70	14,80	4	14
15	5					0,96	4,80	0,96	4,80	1,60	8,00	2,24	11,20	5,22	10,44	5	15
16	6					0,66	3,96	0,66	3,96	1,20	7,20	1,70	10,20	6,12	12,24	6	16
17	7					0,43	3,01	0,43	3,01	0,80	1,17	1,17	8,19	1,50	1,50	7	17
18	8					0,25	2,00	0,25	2,00	0,47	3,76	0,67	5,36	0,90	7,20	8	18
19	9									0,25	2,25	0,33	2,97	0,04	0,40	9	19
20	10									0,25	2,25	0,33	2,97	0,04	0,40	10	20
Σ	...				14,39	7,55	29,80	31,88	45,95	53,67	62,57	73,95	931,09	1487,63	78,74	93,22	Σ
Σ Mom.	...				-21,25	-21,25	-21,30	-21,30	-33,98	-33,98	-33,98	-33,98	-46,92	-46,92	-76,62	-76,62	Σ Mom.
- 1/8 Σ (0 + 20)	...																- 1/8 Σ (0 + 20)
Σ Ord. x WL-0 <sup>3</sup>	...																Σ Ord. x WL-0 <sup>3</sup>
Korr. Σ	...			14,39	-21,25	29,80	-21,30	31,88	-21,30	45,95	-33,98	62,57	-54,09	884,17	1487,63	78,74	Korr. Σ
Korr. Σ x Hebelarm d. Höhe nach 1/8 x Korr. Σ <sup>1)</sup>	...			14,39	4,80	59,60	9,93	137,80	15,32	137,80	20,86	250,28	20,86	393,70	26,25	Korr. Σ x Hebelarm d. Höhe nach 1/8 x Korr. Σ <sup>1)</sup>	

\* 1) Da die Endordinaten 0 und 20 hier voll eingetragen sind, muß ihre halbe Summe 1/8 Σ (0 + 20) wieder abgezogen werden. Für die Wasserslinien 4, 6, 8, 10, 12 und 14 sind die Trägheitsmomente der Wasserslinien in bezug auf deren Schwerpunktsachse ausgerechnet nach der Formel:  $J_L = J_{\Sigma} - F \cdot a^2$  (s. S. 104); z. B. für  $WL_4$  884,17 = 931,09 - 46,92 = 62,57 · (62,57)

Wasserlinien		WL 6			WL 7			WL 8			WL 9			WL 10			Wasserlinien	
Spant-Nr. d. Momm.	Mult. f. d. Momm.	Ord.	Momm.	Ord. x Hebel-arm <sup>2</sup>	Ord.	Momm.	Ord. x Hebel-arm <sup>3</sup>	Ord.	Momm.	Ord. x Hebel-arm <sup>3</sup>	Ord.	Momm.	Ord. x Hebel-arm <sup>2</sup>	Ord. x Hebel-arm <sup>3</sup>	Mult. f. d. Momm.	Spant-Nr.		
		Ord.	Momm.	Ord. x Hebel-arm <sup>2</sup>	Ord.	Momm.	Ord. x Hebel-arm <sup>3</sup>	Ord.	Momm.	Ord. x Hebel-arm <sup>2</sup>	Ord.	Momm.	Ord. x Hebel-arm <sup>2</sup>	Ord. x Hebel-arm <sup>3</sup>				
0	10														10	0		
1	9	2,28	18,24	145,92	0,96	8,64	183,87	11,70	5,00	134,00	1,34	5,00	134,00	2,41	9	1		
2	8	4,95	34,65	242,55	4,02	32,16	378,88	207,47	7,60	60,80	6,50	37,98	58,50	274,62	8	2		
3	7	6,75	40,50	243,00	6,36	45,92	394,45	521,66	9,00	81,00	8,66	60,80	69,28	554,24	6	3		
4	6	7,92	39,60	198,00	8,15	48,90	329,40	766,06	9,66	57,96	9,48	63,00	66,36	464,52	7	4		
5	5	8,36	33,44	133,76	9,00	45,00	54,90	329,40	9,15	54,90	9,94	57,96	59,64	357,84	6	5		
6	4	8,60	25,80	77,40	9,26	37,04	157,76	893,06	9,97	49,85	10,18	49,85	50,90	254,50	5	6		
7	3	8,32	16,64	33,28	9,19	18,38	19,54	39,08	10,14	20,28	10,45	30,84	31,35	94,05	4	7		
8	2	7,96	7,96	504,36	8,86	8,36	9,48	851,97	9,92	10,11	10,11	20,28	41,20	1092,73	3	8		
9	1														2	9		
10	Σ Momm.	7,45	216,83	0,00	413,49	8,34	273,25	0,00	729,00	9,40	376,31	9,64	421,54	0,00	895,84	10		
11	1	6,85	6,85	321,42	7,72	8,36	8,36	584,28	8,80	8,80	9,07	9,07	9,07	746,14	1	11		
12	2	6,14	12,28	24,56	6,98	13,96	7,62	15,24	30,48	44,25	8,05	16,10	8,34	16,68	580,09	2	12	
13	3	5,33	15,99	47,97	6,05	18,15	6,62	19,86	59,58	290,12	7,09	21,27	7,43	22,29	66,87	3	13	
14	4	4,40	17,60	70,40	5,05	20,20	5,62	22,48	89,92	177,50	6,10	24,40	6,48	25,92	103,68	4	14	
15	5	3,43	17,15	85,75	4,00	20,00	4,48	22,40	112,00	89,92	4,97	24,85	5,36	26,80	134,00	5	15	
16	6	2,65	15,90	95,40	3,10	18,60	3,52	21,12	126,72	43,61	3,90	23,40	4,20	25,20	151,20	6	16	
17	7	1,85	12,95	90,65	6,33	2,48	17,36	121,52	15,25	2,77	19,39	3,03	21,21	148,47	27,82	7	17	
18	8	1,10	8,80	70,40	1,33	1,31	10,48	11,84	94,72	3,24	1,66	13,28	1,83	14,64	117,12	6,13	18	
19	9	0,47	4,23	38,07	0,10	0,55	4,95	4,91	49,41	0,23	0,68	6,12	0,75	6,75	60,75	0,42	9	19
20	10															10	20	
Σ	Σ Momm.	94,81	111,75	1611,92	4507,82	110,73	129,32	123,91	144,15	2516,29	8515,68	134,88	157,61	168,56	3427,08	11358,32	Σ	
Σ Momm.	Σ Momm.	-105,08			-143,93			-181,47				0,25	-218,70	-252,98		Σ Momm.		
- 1/2 Σ (0+20)	- 1/2 Σ (0+20)												-2,50	-6,70		- 1/2 Σ (0+20)		
× WL - 0 <sup>2</sup>	× WL - 0 <sup>2</sup>													-424,83		× WL - 0 <sup>2</sup>		
Korr. Σ	Korr. Σ	94,81	-105,08	1495,50	4507,82	110,73	-143,93	123,91	-181,47	2250,44	8515,68	134,63	-216,20	-246,28	2935,25	11357,11	Korr. Σ	
Korr. Σ × Hebelarm d. Höhe nach	Korr. Σ × Hebelarm d. Höhe nach	568,86			775,11			991,28				1213,56		142,77			Korr. Σ × Hebelarm d. Höhe nach	
1/3 × Korr. Σ	1/3 × Korr. Σ	31,60			36,91			41,30				44,95		47,61			1/3 × Korr. Σ	

10\*

Wasserlinien			WL 11			WL 12			WL 13			WL 14			Wasserlinien	
Spant. Nr.	Mult. f. d. Mom.	Ord.	Mom.	Ord.	Mom.	Ord. × Hebelarm <sup>2</sup>	Ord. °	Mom.	Ord.	Mom.	Ord. × Hebelarm <sup>2</sup>	Ord. °	Mom.	Ord. × Hebelarm <sup>2</sup>	Mult. f. d. Mom.	Spant. Nr.
0	10	3,58	35,80	6,35	63,50	635,00	256,05	75,80	8,08	80,80	808,00	527,51	10	808,00	10	0
1	9	7,97	71,73	8,53	76,77	690,93	620,65	8,78	8,90	80,10	794,97	794,97	9	80,10	9	1
2	8	9,15	73,20	9,40	75,20	601,60	830,58	9,50	9,53	76,24	609,92	865,52	8	76,24	8	2
3	7	9,72	68,04	9,86	69,02	483,14	958,59	9,92	9,93	69,51	486,57	979,15	7	69,51	7	3
4	6	10,10	60,60	10,17	61,02	366,12	1051,87	10,18	10,15	60,90	365,40	1045,68	6	60,90	6	4
5	5	10,29	51,45	10,33	51,65	258,25	1102,30	10,31	10,27	51,35	256,75	1083,21	5	51,35	5	5
6	4	10,43	41,72	10,43	41,72	166,88	1134,63	10,40	10,31	41,24	164,96	1095,91	4	41,24	4	6
7	3	10,50	31,50	10,48	31,44	94,32	1151,02	10,44	10,37	31,11	93,33	1115,16	3	31,11	3	7
8	2	10,38	20,76	10,38	20,76	41,52	1118,39	10,35	10,30	20,60	40,92	1092,73	2	20,60	2	8
9	1	10,21	10,21	10,22	10,22	10,22	1067,46	10,21	10,15	10,15	10,15	1045,68	1	10,15	1	9
10	Σ Mom.	9,80	465,01	9,87	501,30	0,00	961,50	9,93	9,95	516,72	0,00	985,07	10	522,00	Σ Mom.	10
11	1	9,28	9,28	9,41	9,41	9,41	833,24	9,52	9,58	9,58	9,58	879,22	11	9,58	11	11
12	2	8,56	17,12	8,73	17,46	34,92	665,34	8,87	8,97	17,94	35,88	721,73	12	17,94	12	12
13	3	7,73	23,19	7,96	23,88	71,64	504,36	8,15	8,32	24,45	74,88	575,93	13	24,45	13	13
14	4	6,80	27,20	7,05	28,20	112,80	350,40	7,28	7,46	29,84	119,36	415,16	14	29,84	14	14
15	5	5,70	28,50	5,98	29,90	149,50	213,85	6,20	6,41	32,05	160,25	263,37	15	32,05	15	15
16	6	4,46	26,76	4,70	28,20	169,20	103,82	4,93	5,15	30,90	185,40	136,59	16	30,90	16	16
17	7	3,25	22,75	3,43	24,01	168,07	40,35	3,62	3,80	26,60	186,20	54,87	17	26,60	17	17
18	8	2,00	16,00	2,13	17,04	136,32	9,66	2,30	2,42	19,36	154,88	14,17	18	19,36	18	18
19	9	0,80	7,20	0,87	7,83	70,47	0,65	0,95	1,00	9,00	81,00	1,00	19	9,00	19	19
20	10												20		10	20
Σ	...	150,71	178,00	156,28	185,93	4270,31	12974,71	159,42	161,05	193,70	200,23	13602,63	Σ	4564,61	Σ	
Σ Mom.	...	-287,01	-17,90	-3,18	-31,75	-315,37	-128,02	-3,79	-4,04	-323,02	-321,77	263,75	Σ Mom.	-404,00	Σ Mom.	
- 1/3 Σ (0 + 20)	...												- 1/3 Σ (0 + 20)		- 1/3 Σ (0 + 20)	
Σ Ord. × WL · 0 <sup>3</sup>	...												Σ Ord. × WL · 0 <sup>3</sup>		Σ Ord. × WL · 0 <sup>3</sup>	
Korr. Σ	...	148,92	-269,11	153,10	-283,62	3427,26	12846,60	155,63	157,01	-285,12	-281,37	13338,88	Korr. Σ	3655,83	Korr. Σ	
Korr. Σ × Hebelarm d. Höhe nach 1/3 × Korr. Σ	...	1638,12	49,64	1837,10	51,03			2023,19	2198,14				Korr. Σ × Hebelarm d. Höhe nach 1/3 × Korr. Σ		Korr. Σ × Hebelarm d. Höhe nach 1/3 × Korr. Σ	

Man erhält:  $V$  und  $M_L$  (s. folg. Tabelle) aus Zeile Korr.  $\Sigma$  nach Formel  $V = \Sigma_0 + 2 \Sigma_1 + 2 \Sigma_2 + \dots + 2 \Sigma_{n-1} + \Sigma_n$ , z. B. für WL 3:  $V_3 = 0,0 + 2 \cdot 2 \cdot 14,4 + 2 \cdot 29,8 + 45,9 = 134,3$  usf.;  $M_H$  aus Zeile Korr.  $\Sigma \times$  Hebelarm und  $1/3 \times$  Korr.  $\Sigma$  nach der Formel  $Mom_H = 1/3 \Sigma_0 + 1 \cdot 2 \Sigma_1 + 2 \cdot 2 \Sigma_2 + \dots + (n-1) \cdot 2 \Sigma_{n-1} + n \left( n - \frac{1}{3} \right) \Sigma_n$  (vgl. S. 95), z. B. für WL 3;  $Mom_H = \frac{0,0}{3} + 2 \cdot 14,4 + 2 \cdot 59,6 + 137,8 - 15,32 = 270,5$ .

Berechnungsergebnisse des Musterschiffes für die Bauart „Schoner“.

	Kiel	WL <sup>1,2</sup>	WL 1	WL 2	WL 3	WL 4	WL 5	WL 6	WL 7	WL 8	WL 9	WL 10	WL 11	WL 12	WL 13	WL 14
V . . . . .		58,6	134,3	242,9	384,2	557,7	763,2	997,9	1256,4	1533,8	1825,6	2127,6	2436,30	2748,9		
Mom <sub>L</sub> . . . . .	14,4	-63,8	-119,08	-207,2	-337,8	-519,5	-768,5	-1093,9	-1491,6	-1954,1	-2469,5	-3022,2	-3590,9	-4157,5		
Mom <sub>H</sub> . Σ Mom.		78,5	270,5	653,1	1291,6	2248,8	3573,0	5335,0	7536,3	10174,9	13238,7	16712,3	20571,9	24792,8		
WL-⊙ = $\frac{\Sigma \text{Ord.}}{\text{Mom}_L}$		-0,715	-0,739	-0,864	-0,973	-1,108	-1,300	-1,461	-1,601	-1,725	-1,800	-1,851	-1,832	-1,794		
V <sub>L</sub> = $\frac{\text{Mom}_H}{V}$		-1,090	-0,887	-0,858	-0,879	-0,932	-1,001	-1,090	-1,190	-1,278	-1,351	-1,421	-1,474	-1,512		
V-⊙H = $\frac{\text{Mom}_H}{V}$		1,340	2,014	2,689	3,362	4,032	4,680	5,351	6,000	6,620	7,221	7,851	8,440	9,020		
J <sub>L</sub> = 2 × Σ Ord.																
J <sub>B</sub> = $\frac{1}{8} \times \Sigma \text{Ord.}^3$																
$\frac{M_L F}{V}$ . . . . .			1768,34	991,75	7,280	2991,00	3005,21	4500,88	5677,17	5870,50	7571,41	6854,52	8564,46	7311,66		
$\frac{M_B F}{V}$ . . . . .						5,363		4,511	3,826			3,221		2,659		
			4,083			5,389		5,690			4,935		4,021			3,234

Umrechnung vom Musterschiff auf den Entwurf. Bauart „Schoner“.

	Umrechnungszahlen		WL 6		WL 8		WL 10		WL 12	
	Muster	Entwurf	Muster	Entwurf	Muster	Entwurf	Muster	Entwurf	Muster	Entwurf
Verdrängung . . . . .		$0,980 \times 0,307 \times 0,155$ $= 0,0466 \times 1,025^3$ $= 0,0478$	558	26,00 26,67	998	46,51 47,70	1534	71,48 73,33	2128	99,16 101,72
WL-Schwerpunkt v. X . . . . .		0,980	-1,109	-1,08	-1,465	-1,44	-1,725	-1,69	-1,853	-1,82
Verdräng.-Schwerpunkt vom Hauptspant . . . . .		0,980	-0,932	-0,91	-1,096	-1,07	-1,278	-1,25	-1,420	-1,39
Verdräng.-Schwerpunkt vom Kiel . . . . .		0,155	4,032	0,62	5,350	0,83	6,620	1,03	7,850	1,22
Längenmetazentrum über V-⊙ = $\frac{M_L F}{V}$ . . . . .		$0,980^2 = 6,196$ $\frac{0,155}{0,307^2} = 0,608$	5,363	33,23	4,511	27,95	3,826	23,71	3,221	19,96
Breitenmetazentrum über V-⊙ = $\frac{M_B F}{V}$ . . . . .		$0,155 = 0,608$	5,389	3,28	5,690	3,46	4,935	3,00	4,025	2,45

1) Spez. Gewicht des Seewassers.

Die Kurven zeigen dann die Eigenschaften der Schiffsform ohne Rücksicht auf die Maße und lassen dadurch leicht einen Vergleich mit einem Schiff derselben Art, aber anderen Maßen zu.

Will man nun aus den Berechnungsergebnissen des Musterschiffes die eines anderen Schiffes erhalten, so hat man nur aus den Abmessungen des letzteren dessen Maßeinheiten zu ermitteln und damit die Berechnungsergebnisse des Musterschiffes zu multiplizieren, wie die Umrechnungstabelle auf S. 149 für vier Wasserlinien zeigt <sup>1)</sup>.

In dem gegebenen Beispiel für die Bauart „Schoner“ sind von dem zu entwerfenden Schiff (Abb. 113) die Maße:

$L = 19,6$  m;  $B = 6,45$  m;  $H = 2,17$  m;  $T = 1,50$  m angenommen, aus denen sich die Maßeinheiten

$$l = \frac{19,6}{20} = 0,980; \quad b = \frac{6,45}{21} = 0,307; \quad h = \frac{2,17}{14} = 0,155$$

ergeben, die als Umrechnungszahlen für die aus dem Musterlinienriß (Abb. 111) berechneten Werte zu dienen haben.

Hammar gibt Rechentafeln für noch sechs weitere Arten von Musterschiffen an:

1. Große Frachtdampfer, 2. Frachtdampfer für Nord- und Ostseefahrt, 3. Dampfer für große Fahrt, 4. Schleppdampfer und Eisbrecher, 5. Torpedoboot, 6. Motorboot, deren Spantenrisse in der genannten Veröffentlichung zu finden sind <sup>2)</sup>.

<sup>1)</sup> Eine Wasserlinie als *KWL* besonders zu bezeichnen, empfiehlt sich nicht, da ja die Verdrängung für jeden Tiefgang aus den Kurven leicht ermittelt werden kann. Die Teilung in 14 Teile ist so gewählt, daß die *KWL* in der Nähe der *WL* 10 zu liegen pflegt. Der Linienriß für den Entwurf enthält dieselben Ordinatenwerte wie beim Musterschiff, aber nach dem Maßstab des Entwurfs aufgemessen (Abb. 113).

<sup>2)</sup> Vgl. a. Tafel V zu S. 184 des Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1908.

## Zweiter Abschnitt.

# Fortbewegung der Schiffe.

## I. Schiffswiderstand und Maschinenleistung.

### A. Allgemeines über den Schiffswiderstand.

Um die Maschinenleistung zu bestimmen, welche notwendig ist, einem Schiff von gegebener Form eine gewisse geforderte Geschwindigkeit zu erteilen, muß man den Widerstand kennen, den das Wasser der Fortbewegung des Schiffes oder allgemein der eines schwimmenden Körpers entgegensetzt. Das Wesen dieses Wasserwiderstandes zu ergründen, haben sich zahlreiche Forscher seit vielen Jahrzehnten bemüht, ohne daß es bisher gelungen wäre, in das Dunkel dieses sehr verwickelten Vorganges volle Klarheit zu bringen und zu einer streng wissenschaftlichen Lösung der Frage zu gelangen.

Es ist eine Reihe empirischer Formeln aufgestellt worden, welche indessen mehr und mehr in ihrer Anwendung zurückgehen und an Bedeutung verlieren, was als ein Zeichen dafür aufgefaßt werden kann, daß sie trotz ihrer oft scharfsinnigen Aufstellung doch nur eine schwache Annäherung an die tatsächlichen Vorgänge geben. Die Werften und Konstrukteure sind deshalb immer mehr auf Versuche angewiesen, die sowohl mit wirklichen Schiffen durch Probefahrten bei verschiedenen, allmählich gesteigerten Geschwindigkeiten angestellt werden, als auch mit Schiffsmodellen in verkleinertem Maßstab, die in besonders dazu errichteten Anstalten (Schleppversuchsanstalten) bei verschiedenen Geschwindigkeiten geschleppt werden (Modellschleppversuche).

Aus den Maschinenleistungen, die bei den Probefahrten für die einzelnen Geschwindigkeiten gefunden sind und aus den Widerständen, die sich beim Schleppen der Modelle ergeben haben, wird dann auf die Maschinenleistung sowie den Widerstand geschlossen, welche für die verlangte Geschwindigkeit bei dem zu entwerfenden Schiff — das dem untersuchten Schiff oder Modell ähnlich sein muß — erforderlich sein werden.

Um den hydrodynamischen Vorgängen im Wasser näherzukommen, hat man sich bemüht, über Form und Art der Strömung des Wassers an dem bewegten Schiff entlang experimentell und theoretisch Aufschluß zu gewinnen. Als experimentelle Untersuchungen sind bekannt die Versuche von Hele Shaw<sup>1)</sup> mit farbigem Wasser, welches zwischen enggestellten Glaswänden an verschieden geformten, feststehenden Körpern vorbeigeleitet wurde, wobei sich bei schleichender Bewegung Stromlinien zeigten von ähnlicher Form, wie sie Rankine als Neoiden (Schiffslinien) entwickelt hatte. Bekannt sind auch die photographischen Aufnahmen von Ahlborn<sup>2)</sup> von Stromlinien und Wirbelgebilden an Platten und schiffsähnlichen Formen sowie die Dar-

<sup>1)</sup> Shaw, Hele: The nature of surface resistance of water and the streamline motion under certain conditions. Transactions of the Institution of Naval Architects 1898.

<sup>2)</sup> Ahlborn: Hydrodynamische Experimentaluntersuchungen. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1904, S. 417. — Ders.: Die Wirbelbildung im Widerstandsmechanismus des Wassers. Jahrb. 1905, S. 67. — Ders.: Die Widerstandsvorgänge im Wasser an Platten und Schiffskörpern Jahrb. 1909, S. 370; Schiffbau Jg. 5, S. 314; Jg. 6, S. 189; u. Jg. 10, S. 191.

stellung des an der Oberfläche von Schiffsmodellen chemisch angezeichneten Strömungsverlaufes von D. W. Taylor<sup>1)</sup>.

Die theoretische Behandlung der hydrodynamischen Vorgänge eines relativ zu einer Flüssigkeit bewegten Körpers erstreckt sich auf mehrere getrennte Aufgaben, nämlich:

1. Die Strömung um einen Körper in reibungsfreier unendlich ausgedehnter Flüssigkeit, d. h. in völlig untergetauchtem Zustand; die Strömung in endlich begrenzter Flüssigkeit, z. B. in Kanälen, bildet hiervon einen Sonderfall (Theorie der Potentialströmung).

2. Die Strömung an einem Körper in zäher Flüssigkeit (Theorie der Flüssigkeitsreibung).

3. Die Erscheinungen bei einem die Oberfläche einer Flüssigkeit bewegenden Körper (Theorie der Wellenbildung).

### 1. Bewegungserscheinungen am Schiff.

Auf Grund der experimentellen und theoretischen Erkenntnisse lassen sich die Bewegungserscheinungen des Wassers am fahrenden Schiff folgendermaßen beschreiben:

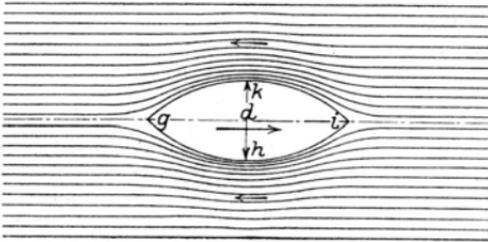


Abb. 114.

Bewegt sich ein beliebiger Körper  $g h i k$  [Abb. 114<sup>2)</sup>], etwa ein Umdrehungskörper von dem größten Durchmesser  $d$ , mit einer Geschwindigkeit  $v$  in unbegrenztem Wasser, so weicht dieses am Vorder- und Hinterteil des Körpers aus und fließt hinter dem Körper wieder zusammen. In einem gewissen Abstand

von dem sich bewegenden Körper erfährt das Wasser keine merkliche Ablenkung mehr. Am Vorder- und Hinterteil des Schiffes ist die (relative) Strömung verzögert („Untergeschwindigkeit“), seitlich dagegen beschleunigt („Übergeschwindigkeit“).

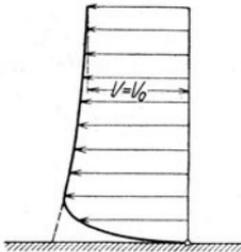


Abb. 115. Wassergeschwindigkeiten neben einer Wand. Gestrichelt: Potentialströmung; ausgezogen: durch Zähigkeit beeinflusste wirkliche Strömung.

Wäre der Körper vollkommen glatt, wäre also keine Reibung und kein Anhaften des Wassers an der Oberfläche des Körpers vorhanden, dann würde diese rückläufige Geschwindigkeit unmittelbar an dem Körper am größten sein. In Wirklichkeit haftet jedoch das Wasser an der Oberfläche des Körpers und wird unter Aufwendung von Energie infolge seiner Zähigkeit am Körper und auch weiter außen noch mitgezogen; es überlagern sich also zwei entgegengesetzte Bewegungen, und daher liegt das Maximum der Geschwindigkeit der Verdrängungsströmung in einiger Entfernung von der Wand<sup>3)</sup> (Abb. 115). Diejenige Wasserschicht in der Nähe der Körperoberfläche, in welcher die Zähigkeits-

wirkungen überwiegend den Bewegungszustand des Wassers verursachen, nennt man die Grenzschicht. Das Wasser strömt in dieser Grenzschicht laminar, d. h. schichtenförmig gleichmäßig, nur unter besonders günstigen Umständen

<sup>1)</sup> Taylor, D. W.: Speed and Power of Ships.

<sup>2)</sup> Rankine: Shipbuilding, Theoretical and practical, Kap. 5.

<sup>3)</sup> Messung der Wassergeschwindigkeiten neben der Schiffswand. Werft Reederei Hafen 1915, H. 22: Kempf, Sottorf; 1926, H. 17: Dahlmann, Hoppe, Schaefer.

bei kleinen Reynoldschen Zahlen (Produkt aus Länge  $\times$  Geschwindigkeit durch kinematische Zähigkeit), bei großen Reynoldschen Zahlen aber bildet sich — also bei Schiffen immer — eine wirbelige (turbulente) Strömung in der gleichzeitig breiter Grenzschicht aus. Diese wirbelige Grenzschicht verhindert das bei reibungsfreier Flüssigkeit zu erwartende Zusammenschließen der Strömung hinter dem Körper, und es entsteht eine wirbeldurchsetzte Totwasserschleppe, das sogenannte Kielwasser hinter dem Körper. Sofern die Grenzschichtströmung nicht mehr der Körperform hinter Kanten (Plattenstößen) oder scharfen Krümmungen zu folgen vermag, löst sie sich vom Körper ab, und es entstehen Totwasserbereiche oder Hohlraumformationen, die widerstandsbildend wirken und das Kielwasser verbreitern. Bewegt sich der Körper in der Nähe der Oberfläche unter Wasser, so bilden sich über dem Körper verschiedene mit ihm fortlaufende Erhöhungen und Vertiefungen im Wasserspiegel, d. h. Wellen (Abb. 116). Tritt schließlich der sich bewegende Körper zum Teil

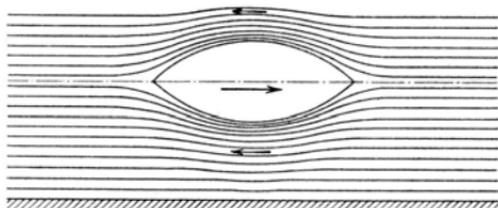


Abb. 116.

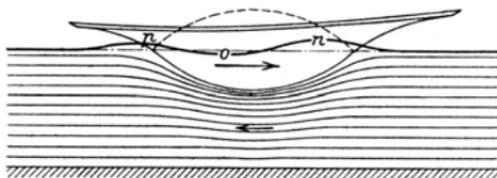


Abb. 117.

aus dem Wasser heraus, so treten die bekannten Bug- und Heckwellen *no**p* in die Erscheinung (Abb. 117). In Abb. 116 und 117 ist sowohl nach den Seiten, als auch nach unten unbegrenztes Wasser vorausgesetzt.

Die Bewegung des Wassers am Schiff entlang und auch die Wellenbildung bei verschiedenen Schiffsförmern und Geschwindigkeiten gestalten sich sehr verschieden, wie aus Abb. 118a bis f ersichtlich ist.

Der in Abb. 118a dargestellte Küstenpanzer hat beispielsweise für seine Geschwindigkeit eine ziemlich dicke Bugform und schiebt die Bugwelle förmlich vor sich her. Ein Linienschiff (Abb. 118b) hat dagegen schärfere Formen, und seine Bugwelle ist — wie die Gesamtwelle überhaupt — bei einer wesentlich höheren Geschwindigkeit erheblich gestreckter, ähnliches ist bei einem großen Kreuzer der Fall (Abb. 118c). Bei diesem kennzeichnet sich besonders deutlich, wie er auf einem vorderen und einem hinteren Wellenberge schwimmt, während seine Mitte in einem Wellental liegt. Bei kleineren und ganz scharfen Fahrzeugen (kleine Kreuzer, Torpedoboote und Torpedobootszerstörer) wird, wenn dieselben mit sehr hoher Geschwindigkeit fahren, die Welle natürlich noch gestreckter, wie es die Abb. 118d, e und f in steigendem Maße zeigen.

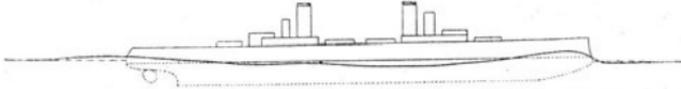
Durch diese Beispiele wird erläutert, wie erheblich die Wellenbildung von der Schiffsförmern und von der zu fahrenden Geschwindigkeit abhängt, und daß mit jeder Änderung entweder in der Schiffsförmern oder in der Geschwindigkeit theoretisch nicht leicht faßbare Widerstandsänderungen bedingt sind.

Dabei bleibt immer noch vorausgesetzt, daß sich die Vorgänge in unbegrenztem Wasser abspielen. Die Schwierigkeiten einer theoretischen Untersuchung vergrößern sich erheblich, sobald das Schiff auf beschränkter Wassertiefe fährt.

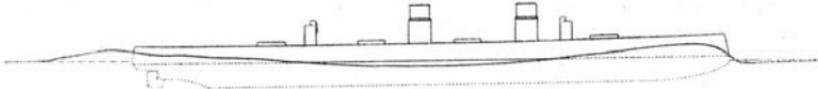
a) Küstenpanzer 10 kn



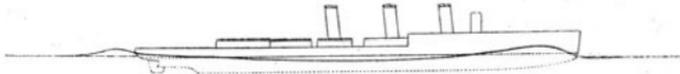
b) Linienschiff 22 kn



c) Großer Kreuzer 28 kn



d) Kleiner Kreuzer 30 kn



e) Torpedoboot 34 kn



f) Torpedobootszerstörer 38 kn



Abb. 118 a bis f.

## 2. Entstehung des Schiffswiderstandes<sup>1)</sup>.

Der durch die beschriebenen hydrodynamischen Vorgänge hervorgerufene Schiffswiderstand läßt sich nach Verhalten und Ursachen in folgende Teilwiderstände zerlegen:

1. Tangentialwiderstand (Oberflächenreibung)  $W_R$ ,
2. Normalwiderstand (Formwiderstand)  $W_F$ ,
  - a) Wirbelwiderstand ( $W_{w1}$ ),
  - b) Wellenwiderstand ( $W_{we}$ ).

Zu 1. Tangentialwiderstand (Oberflächenreibung).

Als Folge der Zähigkeit des Wassers wird auf die Schiffswand ein tangential an dieser angreifender Widerstand durch Schubspannungen übertragen, die Oberflächenreibung. Das Wasser haftet an der Schiffswand, die Geschwindigkeit ist dort relativ zum Schiff Null; der Übergang auf den Geschwindigkeitsbetrag der freien Strömung erfolgt in einer schmalen Übergangsschicht (Grenzschicht) mit steilem Geschwindigkeitsanstieg. Außerhalb dieser Grenzschicht werden die Schubspannungen unmerklich. Die Dicke der Grenzschicht nimmt längs der Schiffswand von vorn nach hinten zu. Im vorderen Teile der Grenzschicht erfolgt die Flüssigkeitsbewegung bei einigermaßen glatter Oberfläche und spitzer Eintrittskante immer in geordneten Strombahnen als schlichte

<sup>1)</sup> Die hydrodynamischen Grundlagen sind zusammengestellt in: Dr. A. Betz: Mechanik flüssiger und luftförmiger Körper. Hütte Bd. I, S. 332. 1925.

(laminare) Strömung, bis sich nach einer gewissen Anlaufstrecke ein anderer Strömungszustand, die Flecht- (Wirbel- oder Turbulenz-) Strömung, einstellt. Die Stromlinien der schichten Strömung sind zeitlich unveränderlich (stationär), die der Flechtströmung dagegen führen pendelnde Bewegungen aus. In einem äußerst schmalen Bereich innerhalb der Grenzschicht unmittelbar an der Wandung selbst kommt diese Pendelung zum Verschwinden. Bei Schiffsförmern mit in Längsrichtung durchweg schwacher Krümmung der Oberfläche unterscheidet sich der Tangentialwiderstand nicht mehr wesentlich von dem Reibungswiderstand einer ebenen Oberfläche.

Zu 2. Normalwiderstand (Formwiderstand).

Die normal zur Schiffswand wirkenden Drücke ergeben in ihrer Gesamtheit einen im wesentlichen von der Schiffsförm bedingten Widerstand. — In einer idealen reibungsfreien Flüssigkeit würde ein genügend tief untergetauchter Körper, der keine scharfen Kanten besitzt, keinen Widerstand erfahren, weil die Drücke einander insgesamt aufheben. In diesem Falle ist die Druckverteilung folgende: Am Spaltungspunkt (Bug) ist die Geschwindigkeit Null, der Druck daher ein Größtwert (Staudruck); seitlich am Schiff herrschen Geschwindigkeiten, die größer sind als die Schiffsgeschwindigkeit, dort sind die Drücke erniedrigt; am Zusammenflußpunkt (Heck) ist wieder die Geschwindigkeit Null und der Druck auf den erwähnten Größtwert gewachsen. Der Zusammenhang zwischen Drücken und Geschwindigkeiten ist dabei durch den Energiesatz gegeben: Die Summe der Bewegungs-, Pressungs- und Lageenergie je Raumeinheit ist in reibungsfreier Flüssigkeit überall konstant.

Änderungen der Druckverteilung werden von außen her durch die Schiffsschraube aufgezungen: die Schiffsschraube erzeugt vor sich ein Unterdruckgebiet, das sich der ursprünglichen Druckverteilung überlagert. So wird der Druck am Schiffsende vermindert, und die Gesamtkraft der Drücke wirkt nunmehr als Widerstand, als Schraubensog, der um so geringer ist, je schlanker das Hinterschiff in der Umgebung der Schraube verläuft.

#### a) Wirbelwiderstand.

Die durch die Oberflächenreibung verzögerte Grenzschicht kommt, wenn der Anstieg des Druckes hinter der Stelle des kleinsten Druckes genügend steil ist, also bei Schiffsförmern mit kräftigen Krümmungen und starker Verjüngung im Hinterschiff, gegen den Druckanstieg nicht mehr an, sie wird dort zur Bewegungsumkehr und seitlichem Ausweichen gezwungen: Die Grenzschicht löst sich ab und löst sich periodisch in Wirbel auf, die einen Teil der Strömungsenergie in Gestalt von Drehungsenergie in sich aufnehmen; diese Drehungsenergie bleibt als solche erhalten, und es ergibt sich am Hinterschiff ein entsprechender Fehlbetrag an Pressungsenergie: Der Druck erreicht dort nicht mehr diejenigen Beträge, die sich in reibungsfreier Flüssigkeit ergeben würden, und die Gesamtkraft der Drücke verschwindet nicht mehr, sondern liefert einen Widerstand, den Wirbelwiderstand. Bei schlanken, stetig verlaufenden Schiffsförmern kann dieser Widerstand fast zum Verschwinden gebracht werden. Die von der Schraube her aufgezwungene Druckverminderung am Hinterschiff verzögert unter Umständen die Wirbelablösung etwas, die dann erst weiter hinten (oder garnicht) erfolgt.

Bei reibungsfreier Strömung fällt die (relative) Geschwindigkeit nach dem Zusammenflußpunkt (Heck) hin bis auf Null; diese Erscheinung heißt Verdrängungsnachstrom. In der wirklichen Flüssigkeit kommt noch ein Reibungsnachstrom hinzu. Die in der Grenzschicht und dem an sie anschließenden Totwasser (Kielwasser) durch Reibung verzögerte Flüssigkeit folgt dem Schiff langsam nach.

#### b) Wellenwiderstand.

Bei der Bewegung nahe unterhalb oder auf der Wasseroberfläche verursachen die Drücke im Zusammenwirken mit der Schwere Schwingungen in der Wasser-

oberfläche, die Schwerkwellen, die — vom Schiff erzwungen — mit ihm mitlaufen und sich nach hinten seitlich ausbreiten. Die Wellenbildung wird mit dem Fortschreiten des Schiffes dauernd aufrechterhalten und erfordert daher eine fortlaufende Energiezufuhr. Es sind gewöhnlich zwei Wellensysteme zu unterscheiden: Bug- und Heckwelle; kommen diese zur Resonanz, so besitzt der Wellenwiderstand einen (relativen) Höchstwert, bei Interferenz hat er einen (relativen) Kleinstwert. — Bei genügend tief untergetauchten Körpern kommt der Wellenwiderstand zum Verschwinden. — Die Länge  $\lambda$  der erzwungenen Welle ist abhängig von der Schiffsgeschwindigkeit  $v$ , sie folgt dem Gesetz:

$$\lambda = \frac{2\pi}{g} \cdot v^2.$$

Die Zahl und Lage der neben dem Schiff sich ausbildenden Wellenzüge läßt sich hiernach berechnen, doch richtet sich die Lage der Bugwelle nach der Form und Völligkeit des Vorschiffes und die Lage der Heckwelle nach der Ausbildung des Hinterschiffes. Der Abstand zwischen Bug- und Heckwelle wird als die wellenbildende Länge des Schiffes  $L_w$  bezeichnet und gibt das Maß für die Geschwindigkeiten, bei denen Resonanz oder Interferenz auftritt, wo also der Wellenwiderstand relativ größer oder kleiner wird

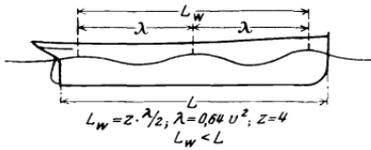


Abb. 119.

(s. Abb. 119). Resonanz tritt auf unbegrenzter Wassertiefe  $t \gg L$  ein, wenn die Schiffsgeschwindigkeit  $v_0$  folgende Bedingung erfüllt:

$$v_0 = \sqrt{\frac{g L_w}{2\pi z}}; \quad z = 2, 4, 6 \dots$$

Bei beschränkter Wassertiefe  $t \ll L$  besitzt der Wellenwiderstand einen Größtwert, wenn

$$v_0 = \sqrt{g t}.$$

Interferenz besteht, wenn

$$z = 1, 3, 5 \dots$$

Das Kennzeichen für gleiche Geschwindigkeitsverhältnisse bei verschiedenen Schiffsgrößen ergibt sich bezüglich des Wellenwiderstandes aus dem Verhältnis der Schiffslänge zur Länge der vom Schiff erregten Welle.

Die Beziehung zwischen der Länge einer Welle  $\lambda$  und ihrer Geschwindigkeit  $v$  ist:

$$\lambda = \frac{2\pi}{g} \cdot v^2; \quad \frac{v}{\sqrt{g\lambda}} = \sqrt{\frac{1}{2\pi}} \cong 0,4.$$

Setzt man hierin statt der Wellenlänge  $\lambda$  die Schiffslänge  $L$  ein, so kennzeichnet der Wert  $\frac{v}{\sqrt{gL}}$ , die sogenannte Froudesche Zahl, bei jeder Geschwindigkeit ein ganz bestimmtes Verhältnis der Schiffslänge zur Wellenlänge, bei welchem für alle Schiffsgrößen in bezug auf den Wellenwiderstand gleiche Verhältnisse herrschen.

Eine Froudesche Zahl  $\frac{v}{\sqrt{gL}} = 0,4$  besagt also, daß das Schiff eine Länge gleich der von ihm erzwungenen Wellenlänge hat. Schiffe dieser Art sind z. B.:

Kreuzer	von 100 m Länge und 24,5 kn Geschwindigkeit
Schlepper	„ 25 „ „ „ 12 „ „
Boote	„ 10 „ „ „ 7,7 „ „

Nach dem früher über den Wellenwiderstand Ausgeführten ist einzusehen, daß bei gleicher Schiffsgeschwindigkeit und dadurch bedingter gleicher Wellenlänge der Konstrukteur in der Lage ist, durch Veränderung der Schiffslänge Perioden widerstandsvermehrender Resonanzerscheinungen zwischen Bug- und Heckwellensystem zu vermeiden und statt dessen interferierende Wellensysteme mit geringerem Wellenwiderstand zu schaffen.

Einen aus praktischen Fahrtergebnissen abgeleiteten Anhalt hierfür gibt die Kurventafel Abb. 120<sup>1)</sup>, auf welcher die Wellenlagen am Schiff und die Zonen günstigen und ungünstigen Welleneinflusses gekennzeichnet sind. (Die günstigen Wellenlagen sind gestrichelt gezeichnet, die ungünstigen als ausgezogene Linien.)

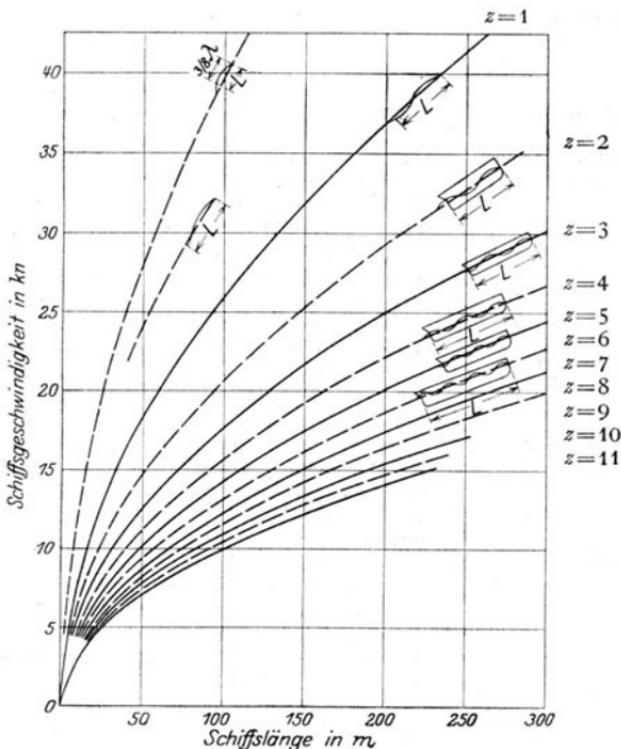


Abb. 120. Gestrichelte Kurven: Heck auf Wellenberg; Interferenz; Widerstandsverminderung. Ausgezogene Kurven: Heck im Wellental; Resonanz; Widerstandsvermehrung.

Weiteres über die Gestalt der Wellen siehe „Wellen“ in dem Abschnitt „Stabilität der Schiffe“.

Eine zutreffende, aber äußerst schwierig zu handhabende Theorie des Wellenwiderstandes<sup>2)</sup> ist in neuerer Zeit geschaffen worden, sie liefert indessen bisher

<sup>1)</sup> Kempf: „Vergleich von Widerstandskurven.“ Schiffbau Jg. 11, Nr. 10, S. 350. 23. Febr. 1910.

<sup>2)</sup> Lord Kelvin: Math. and Phys. Papers. Cambridge 1910. — Lamb, H.: Hydrodynamics, 4. Aufl. Cambridge 1916. — Michell, J. H.: Phil. Mag. London 1898. — Ekman, V. W.: Arkiv för mat. asr. och fysik, Bd. 3. Stockholm 1906/07. — Hopf, L.: Diss. München 1909. — Havelock, T. H.: Proc. Roy. Soc. London 1908 bis 1923. — Hogner, E.: Arkiv f. m. a. och f. Bd. 17. Stockholm 1923; Diss. Upsala 1925. — Wigley, W. C. S.: Inst. of Nav. Arch. 1926 bringt einen quantitativen Vergleich der Theorie mit Modellversuchsergebnissen.

für die Praxis nur allgemeine Richtlinien, aber noch keine quantitativen Werte. E. Hogner<sup>1)</sup> bringt eine übersichtliche Zusammenstellung der bisherigen Theorie und ihrer Ergebnisse. Abb. 121 zeigt eine schematische Darstellung der von einem Druckpunkt hervorgerufenen Longitudinal- und Transversalwellen.

## B. Berechnung des Schiffswiderstandes und der Maschinenleistung.

Für die Berechnung des Schiffswiderstandes sind in den letzten hundert Jahren eine große Anzahl verschiedener Formeln aufgestellt worden, die jedoch alle nur mehr oder minder genaue Annäherungen ergeben. Eine vollkommen sichere Formel für diesen Widerstand gibt es zurzeit nicht. Gleichwohl ist man imstande, aus den gewonnenen Ergebnissen von Probefahrten mit ähnlichen Schiffen und von Schleppversuchen mit Modellen die für eine bestimmte Schiffsgeschwindigkeit erforderliche Maschinenleistung zu ermitteln; bei dieser Berechnung sind alle Verhältnisse, unter denen die der Berechnung zugrunde liegenden Ergebnisse gewonnen sind, sorgfältig zu berücksichtigen und so die Formeln auf ihre jeweilige Anwendbarkeit zu prüfen.

Bei allen Berechnungen der erforderlichen Maschinenleistung ist zu unterscheiden, ob die gewünschte Schiffsgeschwindigkeit in ruhigem, tiefem Wasser erreicht werden soll oder als Reisedurchschnitt bei mittleren Wetterverhältnissen. In letzterem Falle ist wiederum zu unterscheiden, auf welcher Route das Schiff verkehrt. Haben doch die Erfahrungen der Reedereien gezeigt, daß z. B. im Jahresmittel der Leistungsbedarf für dieselbe Geschwindigkeit in der Nordamerikafahrt auf W-Kurs etwa 25 vH, auf O-Kurs etwa 10 vH höher ist wie auf glattem, tiefem Wasser, während der Leistungsbedarf in der Afrika- und Australfahrt etwa 12 vH höher anzunehmen ist. Im Mittelmeer, im Pazifik und in der Südamerikafahrt ist mit etwas geringeren Vmhundertätzen zu rechnen. Die Jahreszeit übt einen großen Einfluß aus.

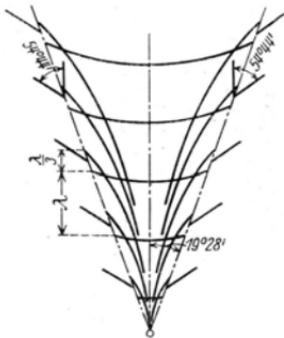


Abb. 121.

Gegenwind, Stampf- und Tauchschwingungen, sowie Gieren<sup>2)</sup> vermindern die Fahrt des Schiffes erheblich. Im allgemeinen ist der Fahrtverlust bei kleinen Schiffen relativ größer als bei großen.

Bei der Verwertung von Reiseergebnissen für die Bemessung der Maschinenleistung ist infolgedessen mit besonderer Sorgfalt zu verfahren, und abgesehen von Wind- und Wettereinflüssen ist auch der Zustand der Außenhaut zu berücksichtigen, weil unter anderm auch durch Anwuchs erhebliche Leistungssteigerung für die Erreichung gleicher Geschwindigkeit erforderlich wird. Nach D. W. Taylor wächst der Schiffswiderstand mit jedem Tage nach dem Docken um 0,5 vH, nach Barrillon um 0,2 vH.

Den besten Anhalt für die Zuverlässigkeit der ausgeführten Widerstandsberechnung würden offenbar Vergleiche mit genauen Probefahrtsergebnissen liefern; aber bei Handelsschiffen legt man meistens nur insofern Wert auf Probefahrten, als dabei das gute Arbeiten der Hauptmaschine und der einzelnen Hilfsmaschinen nachzuweisen ist. Die Feststellung der Geschwindigkeit kommt in der Regel hierbei noch nicht in Frage; der großen Beladungskosten wegen wird das Schiff oft nicht voll beladen, sondern es fährt auf der

<sup>1)</sup> Hogner, E.: Über die Theorie der von einem Schiff erzeugten Wellen und des Wellenwiderstandes, Proc. Int. Cong. for Applied Mech. Delft 1924.

<sup>2)</sup> Kent, J. L.: experiments on mercantile shipmodels in waves, Inst. of Nav. Arch. 1922, 1926.

Probefahrt meistens in Ballast und häufig in sehr steuerlastiger Lage. Man legt mehr Wert auf eine gute Geschwindigkeit auf den Reisen über See. Diese Geschwindigkeit ist, abgesehen von der Tüchtigkeit des Maschinenpersonals, abhängig von der Form und Art des Schiffes, von der Maschinenanlage und von der Güte des Brennstoffes.

Während man bei Handelsschiffen nur zuverlässige Angaben über diese mittlere, sogenannte ozeanische Geschwindigkeit, nicht aber über die Geschwindigkeit in ruhigem Wasser erhalten kann, liegt es bei den Kriegsschiffen gerade umgekehrt. Hier werden in der Regel nur Probefahrten bei gutem Wetter vorgenommen, dagegen findet man weniger brauchbare Angaben über die mittlere Geschwindigkeit bei Dauerfahrten über See, weil solche bei Kriegsschiffen nicht oft vorkommen.

Wenn also einerseits eine zuverlässige Nachprüfung der jeweilig angewandten Berechnungsformel durch Fahrtergebnisse sehr selten möglich ist, so gibt es andererseits überhaupt keine Widerstandsformel, welche für alle möglichen Geschwindigkeitsbereiche genügt. Die bestehenden Formeln können vielmehr immer nur für den Bereich gelten, für den sie aus praktischen Erfahrungen abgeleitet und aufgestellt sind.

### 1. Ältere Formeln.

Unter den bestehenden älteren Formeln zur Bestimmung des Schiffswiderstandes kann man folgende drei Gruppen unterscheiden:

1. Formeln, welche nur oder ganz vorwiegend den Formwiderstand der Schiffe berücksichtigen oder den Form- und Reibungswiderstand durch einen einzigen Ausdruck darstellen: **Campaignac**, Nyström, Mansel, Afonassiew (Bauer);

2. Formeln, welche nur den Reibungswiderstand in Betracht ziehen: **Rankine**, **Kirk**;

3. Formeln, welche Form- und Reibungswiderstand, teilweise auch noch weitere Widerstandsursachen berücksichtigen: Bourgois, **Froude**, Thornycroft, **Middendorf**, Raachfuß, **Riehn**, Warrington.

Diese weiteren Widerstandsursachen sind hauptsächlich die Bildung von Wellen, deren Entstehung in den vorstehenden Ausführungen erläutert ist.

Der Geschwindigkeitsbereich, für welchen diese Formeln inbegriffen sind, ist je nach ihrem Aufbau und dem kleineren oder größeren Anteil der einzelnen Widerstandsarten bei der gewünschten Geschwindigkeit beschränkt. Welchen Anteil die einzelnen Widerstandsarten bei verschiedenen relativen Geschwindigkeiten im Mittel haben, veranschaulicht Abb. 122, deren

Abszissen die relative Geschwindigkeit in der Größe  $\frac{v}{\sqrt{gL}}$  darstellen.

Abb. 122 zeigt den Anteil des Reibungs- und Formwiderstandes bei verschiedenen Geschwindigkeitsverhältnissen  $\frac{v}{\sqrt{gL}}$  und läßt erkennen, daß bei Handelsschiffen, deren relative Geschwindigkeit meist nicht über  $\frac{v}{\sqrt{gL}} = 0,25$  hinausgeht, der Reibungswiderstand den überwiegenden Widerstandsanteil ausmacht.

Die in den Gruppen 1 bis 3 genannten Formeln sind, der Zeit ihrer Entstehung nach geordnet, mit Literaturangaben angeführt. Es soll damit jedem lediglich ein Hilfsmittel gegeben werden, im Falle besonderes Interesse für die eine oder andere Formel vorliegt, die nötigen Unterlagen zu finden. Unbedingten Wert, so daß also der tatsächliche Widerstand eines Schiffes aus ihnen ermittelt werden kann, besitzen sie indessen alle nicht, weil bei ihrer Aufstellung dem einzelnen wegen des Mangels an sicheren

und festen, allgemeingültigen Grundlagen zu viel Spielraum gelassen wird. Die Formeln haben jeweilig größeren oder geringeren praktischen Wert erlangt, je nachdem auf Grund praktisch ermittelte Unterlagen die Fehler durch gut gewählte Koeffizienten ausgeglichen werden. Sie besitzen heute nur mehr historischen Wert.

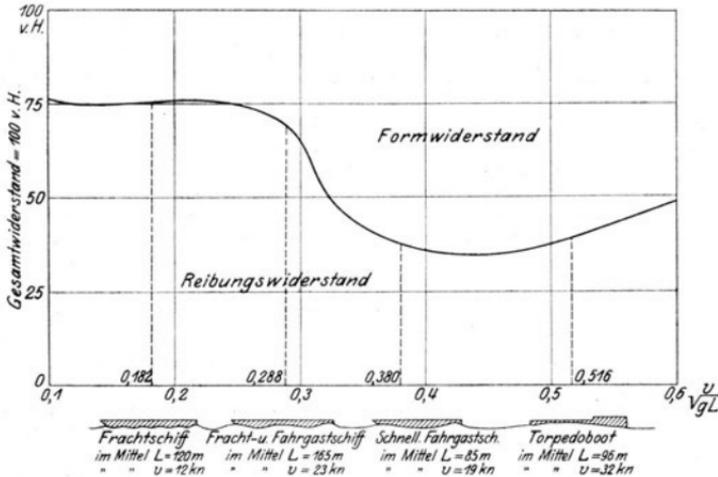


Abb. 122.

1. Navier - Campaignacsche Formeln für die Leistungswerte  $C$ ,  $C_1$  und  $m$ :

Campaignac, A.: De l'état actuel de la navigation à vapeur. Paris 1842.

2. Bourgoissche Formel:

Bourgois: Capitaine de frégate, Mémoire sur la résistance de l'eau au mouvement des corps. Paris 1857.

3. Rankinesche Formel:

Rankine, M.: Shipbuilding, Theoretical and Practical, S. 81f. und Transact. Inst. Nav. Arch. 1864, S. 316 bis 333.

4. Formel von Thornycroft:

Transactions of the Inst. of Nav. Arch. Bd. 10, S. 144. 1869. On the resistance opposed by water to the motion of vessels of various form usw.

5. Nyströmsche Formeln:

a) die ältere Formel:

Nyström, J. W.: Pocket Book of Mechanics and Engineering. Philadelphia 1869;

b) die neuere Formel:

Derselbe: Pocket Book of Mechanics, 15. Ausg. S. 448 u. 449. Philadelphia 1882.

6. Manselsche Geschwindigkeits- und Kraftskala:

Mansel, R.: The speed of steam vessels. Engg. v. 5. 12. 1879 u. Fundamental corrections on the Admiralty formulas (law of resistance). Engg. 1896, S. 239.

Derselbe: On the conjugate Power Curves of Steam Vessels, a. a. O. 1881, 14. Jan., S. 27; ferner: Notes on Trial Data of Screw Steam Ships, a. a. O. 1880, 19. Nov., S. 452 und ebenfalls in: Mar. Engg. Bd. 2, S. 230f. 1. Jan. 1881.

Derselbe: On the correct form of the Admiralty coefficient formulas. Engg. 1890, S. 76 u. On the law of steam ship propulsion. Ebenda 1890, S. 696.

7. Middendorfsche Formeln:

a) die ältere Formel:

Rühlmann: Hydromechanik, S. 752. Hannover 1880;

b) die neuere Formel:

Middendorf, F. L.: Widerstand der Schiffe und Ermittlung der Arbeitsleistung für Schiffsmaschinen. Jahrb. Schiffbaut. Ges. Jg. 1, S. 355.

8. Rauchfußsche Formel:

Rauchfuß: Über den Schiffswiderstand. Berlin 1880. — Derselbe: Widerstand und Maschinenleistung der Dampfschiffe. Kiel 1886.

9. Verfahren von Kirk:

Kirk, A. C.: On a method of analysing the forms of ships and determining the length and angle of entrance. Inst. of Nav. Arch. March 18. 1880. Transact. of the Inst. of Nav. Arch. 1880; vgl. auch: Mar. Engg. v. 1. Mai 1880, S. 27 f.

10. Riehnsche Formel:

Riehn, W.: Die Berechnung des Schiffswiderstandes. Hannover 1882.

11. Widerstandsbestimmung nach Froude:

Froude: The resistance of ships, Naval professional papers, Washington. Government printing office 1888; und Schiffbau Jg. 2, S. 1 f. 1900. Das genannte englische Werk ist eine Zusammenstellung der Arbeiten von William Froude und dessen Sohn R. E. Froude.

Froude, R. E.: On the leading phenomena of the wave-making resistance of ships. Transact. Nav. Arch. Bd. 22.

12. Warringtonsche Formel:

S. J. Am. Soc. Naval Engs. Bd. 10, S. 88, 1898; ebenda Bd. 6, S. 259; Transact. of the Am. Soc. of Mechanical Engineers Bd. 13, S. 454; ferner: Taylor: Resistance of Ships and Screw Propulsion. Denny: Speed Prediction and Progressive Trials. Vortrag, gehalten a. d. Internat. Kongreß zu Chicago 1893.

13. Afonassiewsche Formel:

Vgl. Formules pratiques pour le mouvement du navire. Extrait d'un nouveau mémoire de M. Afonassiew. Schiffbaukongreß Paris 1900; deutsch von Fr. H., Kiel 1901. Transact. Inst. Nav. Arch. 1893; ferner Tromp: Moyens de juger la valeur des essais des navires de guerre. Rotterdam 1897.

Und in Anlehnung an die Formel von Afonassiew:

14. M. Bauers Formel für die indizierte Maschinenleistung:

Bauer, M. H.: Hilfsmittel zur Konstruktion und Berechnung von Schiffslinien. Berlin 1903.

Von diesen 14 hier angeführten Formeln soll nur die nachstehende Formel als die heute noch gebräuchlichste näher behandelt werden.

Die Navier-Campaignacschen Formeln für die Leistungswerte  $C$ ,  $C_1$  und  $m$ .

Diese einfachsten und ältesten Formeln gehen aus von der Eulerschen Theorie über den Druck des Wassers auf eine ebene Fläche und setzen den Wasserwiderstand gegen die ganze Oberfläche des Schiffes proportional demjenigen gegen die Projektion dieser Fläche auf die Hauptspantebene, d. h. gegen die Hauptspantfläche  $F_0$  selbst als Widerstandsbasis.

Unter der Annahme also, daß der Widerstand eines Schiffes sich durch die Formel darstellt:  $W = \zeta F_0 v^2$  kg, worin  $\zeta$  ein Erfahrungswert, ist die Widerstandsleistung:  $Wv = \zeta F_0 v^3$  mkg/sek, wenn  $v$  in m/sek gegeben ist.

Diese Leistung muß dem auf Fortbewegung des Schiffes verwendeten Teil der Maschinenleistung gleich sein, also in Pferdestärken:

$$PS_e = \frac{\zeta F_0 v^3}{75}.$$

Ist diese Nutzleistung =  $1/n$  der indizierten Maschinenleistung und bezeichnet man  $\frac{n\zeta}{75}$  mit  $C$ , so ist die letztere:

$$PS_i = \frac{F_0 v^3}{C},$$

woraus

$$C = \frac{F_0 v^3}{PS_i}.$$

Man hat also unter der Annahme, daß bei ähnlichen Maschinen sowie ähnlichen Schiffsförmungen die in der Maschine und am Propeller auftretenden Kraftverluste den aufgewendeten indizierten Pferdestärken proportional sind, in der Größe  $C$  ein, wenn auch sehr oberflächliches Maß für die Leistung von Schiff und Maschine.

Da die Hauptspantflächen für zwei Schiffe von verschiedener Verdrängung gleich groß sein können, so berücksichtigt der Wert  $C$  nicht die Form und Größe der Schiffsoberfläche und die Zuschärfung an den Enden.

Für ähnliche Schiffe gleicher Gattung ist  $\frac{F_0}{V^{2/3}}$  unveränderlich  $= a$ . Es kann also  $F_0 = a \cdot V^{2/3}$  gesetzt werden, dann ist:

$$C = \frac{F_0 \cdot v^3}{PS_i} = \frac{a \cdot V^{2/3} \cdot v^3}{PS_i},$$

$$\frac{C}{a} = C_1 \text{ gesetzt, ergibt } C_1 = \frac{V^{2/3} v^3}{PS_i}. \quad (\text{Englische Formel})$$

Die Werte  $C$  und  $C_1$ , in England „Admiralitätskonstanten“ genannt, können auch aus dem Newtonschen Ähnlichkeitsgesetze abgeleitet werden.

$C$  und  $C_1$  nennt man die Leistungswerte von Schiff und Maschine. Je größer sie sind, um so günstiger ist die Leistung der letzteren, denn um so kleiner ist der Aufwand an Maschinenarbeit, der zur Erreichung einer bestimmten Geschwindigkeit nötig ist.

Für dieselben Vergleiche wird auch die Formel  $PS_i = \frac{v^3}{m^3} \cdot F_0$  benutzt, woraus sich:

$$m = \sqrt[3]{\frac{v^3 \cdot F_0}{PS_i}} = v \sqrt[3]{\frac{F_0}{PS_i}} \quad (\text{Französische Formel})$$

als Leistungswert ergibt.

Gewöhnlich werden diese Werte für die Geschwindigkeit  $\mathfrak{D}$  (in kn) ausgerechnet, so daß

$$C = \frac{F_0 \mathfrak{D}^3}{PS_i}; \quad C_1 = \frac{V^{2/3} \mathfrak{D}^3}{PS_i}; \quad m = \mathfrak{D} \sqrt[3]{\frac{F_0}{PS_i}}$$

wird.

Statt der Raumverdrängung  $V$  wird gewöhnlich die Gewichtsverdrängung (in Seewasser)  $\gamma \cdot V = D$ , also das Gesamtgewicht des Schiffes eingesetzt.

Ursprünglich wurden die Beiwerte, wie die obigen Formeln zeigen, nach indizierten Leistungen errechnet, neuerdings ist es notwendig, alle Werte nach effektiven Leistungen anzugeben, um einen Vergleich zwischen Dampf- und Motorschiffen, sowie Modellversuchsergebnissen zu ermöglichen. Die Beiwerte lauten dann:

$$C_e = \frac{F_0 \cdot \mathfrak{D}^3}{PS_e}; \quad C_{e1} = \frac{D^{2/3} \cdot \mathfrak{D}^3}{PS_e}; \quad m_e = \mathfrak{D} \sqrt[3]{\frac{F_0}{PS_e}}.$$

Diese Beiwerte sind in der Tabelle auf S. 163 angegeben. Gleiche Beiwerte gelten nur für geometrisch ähnliche Schiffe von etwa gleicher Größe bei korrespondierenden Geschwindigkeiten, d. h. bei gleichen Froudeschen Zahlen:  $\frac{v}{\sqrt{g \cdot L}}$  oder gleichen

$\frac{v}{\sqrt{g \cdot D^{1/3}}}$ . Bei Schiffen von gleichen Abmessungen ergeben Unterschiede der Spantformen und der Antriebsverhältnisse Schwankungen in den Beiwerten bis zu 20 v. H.

Nr.	Schiffsgattung	L m	V m <sup>3</sup>	F <sub>0</sub> m <sup>2</sup>	D kn	PS <sub>e</sub>	$\frac{PS_e}{D}$	C <sub>e</sub>	C <sub>e1</sub>	m <sub>e</sub>
1	Schnelldampfer . . .	280,0	57 700	322,0	23,2	61 800	1,07	65	302	4,02
2	„ . . .	202,0	22 900	166,5	23,5	37 800	1,65	61	298	3,94
3	„ . . .	190,5	21 385	148,7	22,0	27 000	1,26	64	327	4,00
4	Großer Fahrgast- dampfer	194,0	22 100	165,0	18,0	17 200	0,78	60	287	3,93
5	„ „	193,0	23 200	165,8	15,0	9 300	0,40	65	315	4,02
6	„ „	170,0	17 250	139,6	16,5	10 600	0,61	64	305	4,00
7	„ „	136,5	13 175	125,3	13,5	4 800	0,36	69	308	4,10
8	„ „	121,4	10 340	114,2	11,5	2 500	0,24	77	322	4,25
9	Kleiner Fahrgast- dampfer . . . . .	69,5	2 200	44,3	10,0	1 050	0,48	50	190	3,68
10	Kanaldampfer . . .	92,0	1 915	32,3	20,0	5 600	2,92	46	220	3,59
11	„ . . .	83,8	1 695	33,2	20,0	5 400	3,19	49	211	3,66
12	Dampfjacht . . . .	121,9	5 710	63,7	15,0	3 700	0,65	61	307	3,97
13	„ . . . .	116,6	4 260	65,3	21,5	9 650	2,27	72	291	4,16
14	Großer Frachtdampfer	170,7	24 800	176,0	13,5	5 460	0,22	86	418	4,43
15	„ „	152,4	21 115	163,0	12,0	4 000	0,19	76	359	4,23
16	„ „	131,1	12 400	115,4	11,0	2 500	0,20	69	316	4,10
17	„ „	105,2	7 985	89,7	11,0	1 700	0,21	80	357	4,31
18	Kleiner Frachtdampfer	88,1	4 580	63,1	10,5	1 225	0,27	70	305	4,12
19	„ „	79,8	3 400	59,9	9,0	700	0,21	76	288	4,23
20	„ „	62,1	1 760	37,3	9,0	440	0,25	79	307	4,29
21	„ „	47,3	940	29,4	8,0	350	0,37	55	181	3,80
22	„ „	37,8	320	13,5	9,0	260	0,81	50	173	3,68
23	Kleiner Revierdampfer	32,0	130	6,9	12,0	225	1,73	71	263	4,14
24	„ „	26,0	66	4,1	12,0	220	3,33	43	172	3,50
25	Fischdampfer . . . .	41,0	445	17,0	10,9	490	1,10	57	194	3,85
26	Schleppdampfer . .	40,0	390	17,2	11,0	350	0,90	84	262	4,38
27	„ . . .	35,0	340	16,1	12,1	520	1,53	67	203	4,06
28 <sub>A</sub>	„ . . .	15,2	48	5,2	9,1	150	3,13	36	91	3,30
29	Eisbrecher . . . . .	47,2	890	29,8	9,5	500	0,56	64	200	4,00
30	Flußfrachtdampfer mit Schraube . . . . .	60,0	481	9,4	7,3	205	0,43	24	156	2,88
31	Flußraddampfer für Personen	62,0	325	7,1	9,9	503	1,55	18	114	2,64
32	„ f. Pers.	40,5	100	3,2	11,1	250	2,50	24	157	2,88
33	Flußraddampfer für Fracht . . . . .	67,0	550	9,3	7,2	382	0,69	12	85	2,29
34	Flußradschlepper . .	50,0	300	7,3	10,3	620	2,07	16	98	2,52
35	„ . . .	40,0	212	6,9	10,5	300	1,42	35	179	3,27
36	Heckraddampfer . .	46,8	144	3,8	9,0	210	1,46	17	128	2,57
37	„ . . .	22,8	43	2,4	8,0	80	1,86	24	125	2,88
38	Barkasse . . . . .	15,0	23	2,6	8,0	65	2,83	32	107	3,17
39	Linienschiff . . . . .	175,3	26 000	239,8	22,1	46 000	1,78	56,5	205	3,83
40	Großer Kreuzer . . .	196,8	24 000	222,7	27,5	63 000	2,62	73,5	275	4,18
41	Kleiner Kreuzer . . .	140,5	4 900	60,9	28,0	30 000	6,07	45,0	213	3,55
42	Große Torpedoboote .	101,8	1 800	27,7	35,7	40 000	22,2	31,6	168	3,16
43	Kleine Torpedoboote	76,3	700	14,6	32,5	20 000	28,6	25,0	135	2,93
44	Unterseeboot (A) . .	82,0	1 128	22,0	14,7	2 400	2,13	29	143	3,08
45	„ (A) . . .	82,0	1 863	36,7	8,5	1 100	0,59	20	84	2,74

Für die Maße gelten folgende Einheiten:

Maße	1. Für deutsche und französische Angaben	$n^1)$	2. Für englische Angaben	$1/n^1)$
$F_0$	Quadratmeter . . . .	10,7643	Quadrat-Fuß engl. . .	0,0929
$G$	Tonnen zu 1000 kg . .	0,9842	Tons zu 2240 Pfund . .	1,0160
PS	75 mkg/sek . . . . .	0,9863	550 Fußpfund/sek. . . .	1,0139
$v$	Meter in der Sekunde .	3,2809	Fuß in der Sekunde . .	0,3048
$D$	Seemeilen i. d. Stunde .	0,9994	Adm.-Knots i. d. Stde..	1,0006

Ferner ist: 1 m/sek = 1,944 Sm/st | 1 Fuß/sek = 0,5921 Adm-Kn/st  
 1 Sm/st = 0,5144 m/sek | 1 Adm-Kn/st = 1,6888 Fuß/sek

Es ergeben sich also folgende Umrechnungszahlen:

Für verschiedene Geschwindigkeitsangaben:

Geschwindigkeit $^2)$	$C$ oder $C_1$	$m$	$m$ aus $C$	$C$ aus $m$
Aus $v = m/\text{sek}$ . . . .	7,3466 $^3)$	1,944	1,944 $\sqrt[3]{C}$	7,3466 $m^3$
in $D = \text{Sm/st}$ . . . .				
Aus $D = \text{Sm/st}$ . . . .	0,1361 $^3)$	0,5144	0,5144 $\sqrt[3]{C}$	0,1361 $m^3$
in $v = m/\text{sek}$ . . . .				

Für gleiche Geschwindigkeitsangaben ist  $m = \sqrt[3]{C}$ ,  $C = m^3$ .

Für deutsches und englisches Maß:

Geschwindigkeit	Aus deutschem Maß in englisches Maß			Aus englischem Maß in deutsches Maß		
	$v = m/\text{sek}$	$D = \text{Sm/st}$	$v = \text{Fuß/sek}$	$v = m/\text{sek}$	$D = \text{Sm/st}$	$v = m/\text{sek}$
Aus						
in	$v = \text{Fuß/sek}$	$D = \text{Adm-Kn/st}$	$v = \text{Fuß/sek}$	$v = m/\text{sek}$	$D = \text{Sm/st}$	$v = m/\text{sek}$
$C \times$	3 85,45	80,0314   10,894	52,473	0,0026	0,1906   0,0918	0,0125
$C_1 \times$	35,43	7,3563   1,0014	4,8232	0,0282	0,2073   0,9985	0,1359

## 2. Neuere Berechnungsmethode.

Eine Berechnungsmethode, die den tatsächlichen Verhältnissen gerecht werden will, muß notwendig getrennt berechnen:

1. die Tangentialwiderstände (Oberflächenreibung),
2. die Normalwiderstände [Form- (Wellen- und Wirbel-) Widerstände].

Zu 1. Tangentialwiderstände (Oberflächenreibung).

Die Oberflächenreibung wird bedingt durch die Zähigkeit des Wassers, die zahlenmäßig durch den kinematischen Zähigkeitsbeiwert  $\nu$  ( $m^2/\text{sek}$ ) =  $\mu/\rho$  ausgedrückt wird, sowie durch den Strömungszustand der Grenzschicht, der sich an jeder Stelle der Oberfläche ausbildet und der abhängt von dem in der Strömungsrichtung gemessenen Abstand  $l$  der betreffenden Stelle von der

<sup>1)</sup>  $n$  ist die Umrechnungszahl für deutsches Maß in englisches,  $1/n$  die für englisches Maß in deutsches.

<sup>2)</sup> Die erste Angabe gilt für den Wert, aus welchem, die zweite für den, in welchen umgerechnet werden soll.

<sup>3)</sup>  $1,9440^3 = 7,3466$ ;  $0,5144^3 = 0,1361$ . Zu weiteren Umrechnungen mögen folgende Zahlen dienen:

$$0,5921^3 = 0,2076; \quad 1,688^3 = 4,810; \quad 3,2809^3 = 35,3166; \quad 0,3048^3 = 0,02832;$$

$$0,9994^3 = 0,9981; \quad 1,0006^3 = 1,0018; \quad 0,9842^{2/3} = 0,9894; \quad 1,016^{2/3} = 1,01063.$$

Vorderkante der Oberfläche, sowie von der Strömungsgeschwindigkeit  $v$ , d. h. von der Zahl  $v \cdot l$  bei gleicher Zähigkeit und der sogenannten Reynoldsschen Zahl  $\frac{v \cdot l}{\nu} = \Re$  bei verschiedenen Zähigkeiten.

Dichte und kinematische Zähigkeit des Wassers.

Temperatur ( $^{\circ}$ C) . . . . .	0	10	20
Dichte $\rho$ (kg/sek <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> ) (Süßwasser) . . .	101,9	101,9	101,7
Kinematische Zähigkeit $10^6 \nu$ (m <sup>2</sup> /sek) . .	1,78	1,30	1,00

Ferner durch die Größe der Oberfläche, die sich nach den verschiedensten Formeln und Methoden mit mehr oder weniger Genauigkeit für jedes Schiff berechnen läßt; endlich durch ihre Rauigkeitsbeschaffenheit, die bisher nur empirisch bewertet werden kann und deren Einfluß bei der Schiffshaut neuerdings durch unmittelbare Messungen an Schiffen bestimmt worden ist<sup>1)</sup>.

Für die Berechnung der Oberflächenreibung ergeben sich danach bestimmte Formeln für die verschiedenen Gültigkeitsbereiche, wie sie in der folgenden Tabelle zusammengestellt sind.

Oberflächenreibung ebener Flächen.

Gültigkeitsbereich $\Re =$	Strömungszustand der Grenzschicht	Formeln *)	Bemerkungen
$\alpha)$ $10^5$ bis $10^6$ . Nur bei spitzer Eintrittskante	Schlichte Strömung	$C_R = \frac{1,327}{\Re^{0,5}}$	Grenzschichttheorie (Prandtl, Blasius)
$\beta)$ $5 \cdot 10^4$ bis $2 \cdot 10^7$	Flechtströmung (Turbulenz)	$C_R = \frac{0,072}{\Re^{0,2}}$	Halbempirisch (v. Kármán)
$\gamma)$ über $2 \cdot 10^7$ . Bei glatter Schiffsaußenhaut	Flechtströmung (Turbulenz)	$C_R = 0,002232 + \frac{2,150}{\Re^{0,5348}}$	Empirisch (Versuche an Schiffsaußenhaut bis $\Re = 7,5 \cdot 10^8$ von Kempf)

Weil der Fahrtbereich der Schiffe wohl immer  $\frac{v \cdot L}{\nu} > 2 \cdot 10^7$  sein wird, so kommt praktisch für die Berechnung der Oberflächenreibung eines Schiffes vorläufig nur die auf Grund der Forschungen von Kempf aufgestellte Formel in Betracht:

$$W_R = C_R \cdot \rho / 2 \cdot v^2 \cdot \Omega,$$

$$C_R = 0,002232 + \frac{2,150}{\Re^{0,5348}}.$$

Diese Formel liefert gegenüber den früheren von Froude und Gebers, die auf Versuchen mit glattpolierten kurzen Platten bei kleineren Reynoldsschen Zahlen aufgebaut sind und daher für größere Reynoldssche Zahlen nicht mehr gelten, mit wachsender Reynoldsscher Zahl immer größer werdende Werte als jene.

1) Kempf: Neuere Erfahrungen im Schiffbau-Versuchswesen. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1927.

\*)  $C_R = \frac{W_R}{\rho / 2 \cdot v^2 \cdot \Omega}$  Reibungszahl,  $\Omega$  benetzte Oberfläche,  $L$  Länge der Oberfläche

Der Kempfschen Formel liegen die an einer gestrichenen, normalen, flußeisernen Schiffshaut ohne Anwuchs gemessenen Reibungswerte zugrunde.

Die Froudesche Formel lautet:

$$W_R = \lambda_s \cdot \Omega \cdot v^{1,825} \cdot \gamma,$$

wo  $\lambda_s$  ein mit wachsender Schiffslänge abnehmender Reibungsbeiwert von folgender Größe bei 15° C Wassertemperatur ist:

Schiffslänge in Metern . . . . .	50	100	150	200	250
$\lambda_s$ . . . . .	0,14461	0,14223	0,14050	0,13910	0,13783

Die Geberssche Formel für glattpolierte ebene Flächen lautet:

$$W_R = C_R \cdot \varrho/2 v^2 \cdot \Omega,$$

$$C_R = \frac{0,0206}{\Re^{0,125}}.$$

Eine derartige Berechnung der Tangentialwiderstände nach einer der oben angegebenen Formeln kann indessen nur eine rohe Annäherung liefern, weil die Wassergeschwindigkeit längs der Schiffswand nicht überall die gleiche ist, sondern sich mit dem von der Schiffsform aufgeprägten Druckverlauf und dem Verlauf der Oberflächenwellen ändert, mithin ist auch der Tangentialwiderstand abhängig und untrennbar von der jeweiligen Schiffsform.

## Zu 2. Normalwiderstände [Form- (Wellen- und Wirbel-) Widerstände].

Die Berechnung dieses Widerstandskomplexes, der von der Schiffsform sehr wesentlich abhängt, ist wegen der Mannigfaltigkeit der üblichen Formen nicht ausreichend möglich.

Da der Wirbelwiderstand meist nur einen kleinen Anteil hat und seine Widerstandszahl  $\frac{W_{wi}}{\varrho/2 v^2 \cdot V^{2/3}}$  ( $V$  Raumverdrängung) meist annähernd konstant ist, behandelt man den Formwiderstand als allein von der Froudeschen Zahl abhängig. Die dabei entstehenden Fehler bleiben immer klein.

Dadurch wird es möglich, den Formwiderstand durch Modellversuche mit Hilfe der Ähnlichkeitsmechanik zu ermitteln, indem vom Gesamtwiderstand die berechnete Oberflächenreibung abgezogen wird.

Nach der Ähnlichkeitsmechanik (Modelltheorie)<sup>1)</sup> sind die Bewegungsvorgänge an ähnlichen Körpern verschiedener Größe dann dynamisch ähnlich, wenn die Strömungsbilder samt ihren Grenzen bei beiden einander geometrisch ähnlich sind. Der Vergleich der Trägheitskräfte liefert das Newtonsche allgemeine Ähnlichkeitsgesetz:

$$\frac{P}{\varrho L^2 v^2} = \frac{P'}{\varrho' L'^2 v'^2} = \text{const} = k.$$

Hierin sind  $P$  und  $P'$  Kräfte,  $\varrho$  und  $\varrho'$  die Dichten,  $L$  und  $L'$  kennzeichnende Längen,  $v$  und  $v'$  Geschwindigkeiten;  $k$  ist eine unbenannte Zahl und heißt der Kräftebeiwert; die gestrichenen Größen beziehen sich auf das Modell.

Ist neben der Trägheit die Schwere beteiligt, so gilt das Froudesche Modellgesetz:

$$\frac{v}{\sqrt{g l}} = \frac{v'}{\sqrt{g l'}} = \text{const} = \mathfrak{F}.$$

$g$  ist die Schwerebeschleunigung;  $\mathfrak{F}$  heißt die Froudesche Zahl, und  $k$  ist hier eine Funktion von  $\mathfrak{F}$ . Dem Froudeschen Modellgesetz gehorcht der Wellenwiderstand.

<sup>1)</sup> Weber, M., Prof. Dr.-Ing.: Ähnlichkeitsmechanik. Jahrb. Schiffbau. Ges. u. Hütte I 25. Aufl. 1925, S. 309.

Aus beiden Beziehungen folgt nun für ähnliche Körper bei gleichen Froudeschen Zahlen:

$$\frac{P}{\gamma L^3} = \frac{P'}{\gamma L'^3} = \text{const.} \quad \text{oder} \quad \frac{W_F}{\gamma V} = \frac{W'_F}{\gamma V'} = \text{const.}$$

Man bezeichnet diese Beziehung als das Froudesche Modellgesetz. Es besagt:

Das Verhältnis der Formwiderstände geometrisch ähnlicher Körper zu ihren Displacements bleibt bei gleichen Froudeschen Zahlen das gleiche, man nennt dieses Verhältnis die „Gleitzahl“.

Diese Gleitzahl  $\frac{W_F}{\gamma \cdot V}$  ist die gleiche für Modell und Schiff, sie hängt bei verschiedenen Schiffsförmern in erster Näherung davon ab, wie schlank die Verdrängung in der Fahrtrichtung ausgezogen ist, d. h.

von dem Wert  $\frac{L}{V^{1,3}}$ .

Je größer dieser Wert ist, d. h. je schlanker die Schiffsförmung ausgezogen, um so kleiner wird die Gleitzahl und damit der Formwiderstand, um so mehr wächst aber auch die Oberfläche und damit der Reibungswiderstand.

Die Frage nach dem kleinsten Gesamtwiderstand einer Schiffsförmung bei gegebener Geschwindigkeit  $v$  und gegebener Verdrängung  $V$ , d. h. bei gegebenem  $\frac{v}{\sqrt{g V^{1,3}}}$  stellt

also in erster Näherung die Aufgabe: bei möglichst kleiner Oberfläche eine möglichst kleine Gleitzahl zu erreichen.

Welchen Anteil am Gesamtwiderstand bei verschiedenen Froudeschen Zahlen Reibungs- (Oberfläche) und Formwiderstände (Gleitzahl) haben, läßt Abb. 122 erkennen. In Abb. 123 sind für verschiedene Werte von  $\frac{v}{\sqrt{g V^{1,3}}}$  mittlere Gleitzahlen, abhängig von der Zuschärfung  $\frac{L}{V^{1,3}}$ , aufgetragen, und man kann hieraus in erster Näherung den Formwiderstand ermitteln<sup>1)</sup>.

In zweiter Näherung hängt der Formwiderstand bei einer bestimmten Zuschärfung  $\frac{L}{V^{1,3}}$  von der Verteilung der Verdrängung in der Längsrichtung

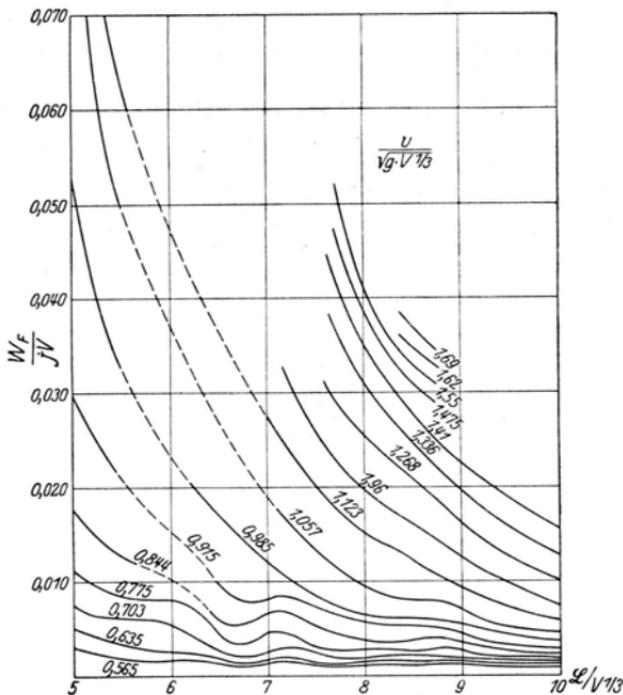


Abb. 123.

<sup>1)</sup> Abb. 123 stammt von Ch. Doyère: Résistance à la marche d'un navire. Paris 1918.

und dem Längsprofil ab, welches sich der jeweiligen Froudeschen Zahl  $\frac{v}{\sqrt{gL}}$ , d. h. den von der Schiffsform erregten Wellen anpassen muß, und zwar ist der Einfluß des Längsprofils namentlich bei größeren Froudeschen Zahlen sehr erheblich.

In dritter Näherung schließlich beeinflussen die Gleitzahl in beachtenswerter Weise bei gleicher Zuschärfung  $\frac{L}{V^{1/3}}$  und gleichem Längsprofil die Spantformen des Hauptspantes, sowie vom Vor- und Hinterschiff.

Obwohl eine große Anzahl von Modellversuchsergebnissen mit den verschiedensten Schiffsformen veröffentlicht ist, können diese Angaben immer nur zur Berechnung des Widerstandes solcher Schiffsformen benutzt werden, welche geometrisch mit den Formen übereinstimmen, die den Angaben zugrunde liegen. Eine Vorausberechnung des Normalwiderstandes einer bestimmten Schiffsform ist also bisher nicht möglich; man ist auf Fahrtergebnisse ähnlicher Schiffe, auf Modellversuche mit ähnlichen Modellen oder auf rohe Schätzungen angewiesen.

## C. Bestimmung des Schiffswiderstandes durch Modellversuche.

Weil es bisher nicht möglich ist, allein durch theoretische Berechnungen den Widerstand einer Schiffsform mit genügender Zuverlässigkeit zu bestimmen, geschweige denn durch empirische Formeln mehr als eine rohe Annäherung zu erzielen, so bedient man sich in allen Fällen, wo es auf eine möglichst genaue Widerstandsermittlung ankommt, der Modellversuchsmethode. Bahnbrechend auf diesem Gebiete war Sir William Froude, der als erster den Vorschlag machte, den Widerstand einer Schiffsform dadurch zu ermitteln, daß der Widerstand eines kleinen Modells dieser Schiffsform gemessen und daraus auf Grund der — bereits vorher behandelten — Ähnlichkeitsgesetze der Widerstand für die große Schiffsform errechnet wird.

### I. Froudesche Modellversuchsmethode.

Die Tatsache, daß die Widerstandsanteile einer Schiffsform im Wasser zwei verschiedenen Ähnlichkeitsgesetzen unterliegen, veranlaßte Froude, eine Trennung dieser Widerstandsanteile vorzunehmen, derart, daß er den Reibungswiderstand als den am ehesten durch eine empirische Formel zu erfassenden Teil vom Gesamtwiderstand abzusondern versuchte und die Modellversuchgrundlagen nach dem für den restlichen Widerstand geltenden Ähnlichkeitsgesetze regelte.

Dieses mit dem allgemeinen Newtonschen Ähnlichkeitsgesetz im vorstehenden Absatz abgeleitete Froudesche Modellgesetz sagt aus, daß bei gleichen Froudeschen Zahlen oder sogenannten „korrespondierenden Geschwindigkeiten“

$$\frac{v}{\sqrt{gL}} = \frac{v'}{\sqrt{gL'}}$$

bei geometrisch ähnlichen Formen die nach Abzug des Reibungswiderstandes übrigbleibenden Restwiderstände im Verhältnis der Displacements zueinander stehen:

$$\frac{W_F}{\gamma \cdot V} = \frac{W'_F}{\gamma \cdot V'}$$

Bezeichnet

$\alpha$  = den Modellmaßstab,

$L, V, W_F, v$  = Schiffsgrößen,

$L', V', W'_F, v'$  = Modellgrößen,

so wird

$$L = L' \cdot \alpha; \quad V = V' \cdot \alpha^3; \quad W_F = W'_F \cdot \alpha^3;$$

$$\frac{v}{\sqrt{gL}} = \frac{v' \sqrt{\alpha}}{\sqrt{gL' \alpha}}; \quad v = v' \sqrt{\alpha}.$$

Diese Beziehung ist der Ausdruck dafür, daß sich neben der Modellform vollkommen ähnliche Wellenzüge ausbilden wie neben der Schiffsform. Die dadurch hervorgerufenen Wellenwiderstände sind also in beiden Fällen ähnlich.

Zur formelmäßigen Erfassung des gesondert zu behandelnden Reibungswiderstandes stellte Froude zunächst eine Reihe von Versuchen mit dünnen, rechteckigen, vorn und hinten zugeshärften Platten an, die in der Länge voneinander abwichen, und deren Seitenflächen zur Feststellung des Einflusses der Rauhgigkeit mit verschiedenen Stoffen (Firnis, Paraffin, Stanniol, Kaliko und Sand von verschiedener Körnung) überzogen wurden. Die Länge der Versuchsbretter schwankte zwischen 0,61 m bis 15,24 m (2 bis 50 Fuß engl.), und Froude fand, daß der Reibungswiderstand dieser Platten mit der 1,8. bis 1,9. Potenz der Geschwindigkeit variierte, und daß die Längenausdehnung der Flächen einen starken Einfluß auf die Widerstandsverhältnisse ausübte.

Froude kam zu dem Schlusse, daß die Reibung im Wasser:

1. im geraden Verhältnis zur Dichte des Wassers steht, also in Seewasser größer ist als in Süßwasser;
2. im geraden Verhältnis mit der reibenden Oberfläche zunimmt;
3. von dem Stoffe der Oberfläche abhängt;
4. mit zunehmender Geschwindigkeit wächst, und zwar nach einer Potenz, deren Exponent gleichfalls vom Stoffe der Oberfläche abhängt und bei glatten Flächen zwischen 1,8 und 1,9 schwankt;
5. mit zunehmender Länge der reibenden Fläche bis zu einem gewissen Mindestwert abnimmt;
6. am vorderen Ende der reibenden Fläche größer ist als am hinteren Ende.

Froude nimmt an, daß dieses für kurze dünne Platten gefundene Gesetz auf die Reibungsverhältnisse am Schiff übertragen werden kann, wobei man sich die benetzte Oberfläche des Schiffes als ein Rechteck von der Länge des Schiffes mit einer entsprechenden Breite zu denken hat. Danach wird der Reibungswiderstand ausgedrückt durch die Formel:

$$W_R = \lambda \cdot \gamma \cdot F \cdot v^x,$$

worin bedeuten:

- $\lambda$  = den durch Versuche ermittelten Reibungswert für die Flächen- und Geschwindigkeitseinheit in kg, abhängig von der Länge der Fläche,  
 $\gamma$  = das spezifische Gewicht des Wassers,  
 $F$  = die benetzte Oberfläche in qm,  
 $v$  = die Geschwindigkeit in Metern pro Sekunde.

Die Größen des Reibungswertes  $\lambda$  und des Geschwindigkeitsexponenten  $x$  sind späterhin durch verschiedene weitere Widerstandsmessungen an dünnen Platten von Tideman, McEntee, Gebers, Baker und Perring nachgeprüft worden, jedoch immer nur bis zu Reynold'schen Zahlen von höchstens  $3 \cdot 10^7$ , während bei Schiffen meist Zahlen größer als  $10^8$  in Frage kommen. In dieser Notwendigkeit, die Reibungswerte für das Schiff sehr weit zu extrapolieren, liegt die Schwäche aller mit diesen Reibungswerten für das Schiff rechnenden Formeln.

Die Froudesche Modellformel lautet in der von **Bruckhoff** vereinfachten Schreibweise mit folgenden Bezeichnungen:

$W$  = Schiffswiderstand in kg,

$W_R$  = Reibungswiderstand in kg,

$\alpha$  = Modellmaßstab,

$v$  = Schiffsgeschwindigkeit in m/sek,

$\mathfrak{B}$  = Schiffsgeschwindigkeit in kn,

$L$  = Schiffslänge in m,

$F$  = Benetzte Oberfläche des Schiffes in m<sup>2</sup>,

$\gamma$  = spezifisches Gewicht des Wassers für das Schiff,

$O_s$  = Froudescher Reibungswert für das Schiff,

$$O_s = \lambda_s \cdot L^{-0,0875} \cdot \left(\frac{g}{4\pi}\right)^{0,9125}$$

$O_m$  = Froudescher Reibungswert für das Modell,

$$O_m = \lambda_m \cdot L'^{-0,0875} \cdot \left(\frac{g}{4\pi}\right)^{0,9125}$$

Für das Modell gelten dieselben, aber gestrichenen Werte.

$$W = (W' - W'_R) \cdot \alpha^3 + W_R$$

$$W'_R = O_m \cdot L'^{0,0875} \cdot \gamma' \cdot F' \cdot \mathfrak{B}'^{1,825}$$

$$W_R = O_s \cdot L^{0,0875} \cdot \gamma \cdot V \cdot \mathfrak{B}^{1,825}$$

$$EPS_{\text{total}} = 0,0068592 \cdot \alpha^3 \cdot \frac{\gamma'}{\gamma} \cdot W' \cdot \mathfrak{B} - 0,0025567 \cdot \gamma \cdot L^{0,0875} (O_m - O_s) \mathfrak{B}^{2,825}$$

worin  $W'$  der gemessene Modellwiderstand in kg bei der korrespondierenden Modellgeschwindigkeit von  $v' = \frac{\mathfrak{B}}{\sqrt{\alpha}} \cdot 0,5144$  eingesetzt wird. Die in den deutschen Versuchsanstalten in Gebrauch befindliche Modellformel erhält man, wenn man die Reibungswiderstände in der Form ausdrückt:

$$W'_R = \lambda_m \cdot \gamma' \cdot F' \cdot v'^{1,825}$$

$$W_R = \lambda_s \cdot \gamma \cdot F \cdot v^{1,825}$$

$$EPS_{\text{total}} = 0,0068592 \cdot \alpha^3 \cdot \frac{\gamma'}{\gamma} \cdot W' \cdot \mathfrak{B} - 0,00203925 \gamma (\alpha^{0,0875} \lambda_m - \lambda_s) F \cdot \mathfrak{B}^{2,825}$$

Reibungswerte  $\lambda_m$  für Schiffsmodelle.

$l$  = Länge des Modells in m.

$l$	$\lambda_m$	$l$	$\lambda_m$	$l$	$\lambda_m$
0,25	0,23999	3,00	0,18564	5,75	0,16960
0,50	0,22800	3,25	0,18361	6,00	0,16872
0,75	0,21982	3,50	0,18169	6,25	0,16789
1,00	0,21321	3,75	0,17990	6,50	0,16712
1,25	0,20783	4,00	0,17821	6,75	0,16642
1,50	0,20332	4,25	0,17664	7,00	0,16575
1,75	0,19944	4,50	0,17521	7,25	0,16512
2,00	0,19601	4,75	0,17391	7,50	0,16451
2,25	0,19297	5,00	0,17271	7,75	0,16398
2,50	0,19030	5,25	0,17159	8,00	0,16344
2,75	0,18786	5,50	0,17057	8,25	0,16294

Reibungswerte  $\lambda_s$  für Schiffe.  $L$  = Länge des Schiffes in m.

$L$	$\lambda_s$	$L$	$\lambda_s$	$L$	$\lambda_s$	$L$	$\lambda_s$
10	0,15906	60	0,14391	160	0,14020	260	0,13760
15	0,15370	70	0,14342	170	0,13992	270	0,13737
20	0,15079	80	0,14300	180	0,13964	280	0,13715
25	0,14882	90	0,14261	190	0,13936	290	0,13693
30	0,14741	100	0,14223	200	0,13910	300	0,13671
35	0,14642	110	0,14187	210	0,13884	310	0,13649
40	0,14567	120	0,14150	220	0,13857	320	0,13629
45	0,14508	130	0,14116	230	0,13831	330	0,13608
50	0,14461	140	0,14084	240	0,13807	340	0,13586
55	0,14422	150	0,14050	250	0,13783	350	0,13563

Reibungswerte und Geschwindigkeitsexponenten aus Plattenwiderständen.

Tabelle I. Werte von  $\lambda$  und  $\alpha$  für dünne Bretter nach W. Froude.

Länge		Mit Firnis gestrichen		Mit Paraffin bestrichen und geglättet		Mit Zinnfolie belegt	
m	Fuß engl.	$\lambda$	$\alpha$	$\lambda$	$\alpha$	$\lambda$	$\alpha$
0,61	2	{ 0,215 0,205 0,202 }	2,0	{ 0,211 0,206 0,176 }	1,95	{ 0,132 0,130 0,148 }	2,16
2,44	8	{ 0,164 0,173 0,149 }	1,85	{ 0,146 0,154 0,135 }	1,94	{ 0,140 0,154 0,143 }	1,99
6,10	20	{ 0,159 0,144 }	1,85	{ 0,159 0,144 }	1,93	{ 0,156 0,147 }	1,90
15,24	50	{ 0,159 0,144 }	1,83	{ 0,159 0,144 }	1,83	{ 0,156 0,147 }	1,83

Die größeren Werte von  $\lambda$  gelten für das vordere, die kleineren für das hintere Ende des Brettes. Für Schiffe gelten die Mittelwerte aus beiden.

Diese Werte wurden von Tideman in dem Versuchskanal der Kriegswerft zu Amsterdam nachgeprüft und für Schiffe umgerechnet. Tidemans Werte ergeben sich aus der Tabelle II.

Tabelle II. Werte von  $\lambda$  und  $\alpha$  für Schiffe nach Tideman.

Länge in WL	Eiserner Schiffskörper mit beliebigem, gutem Farbenanstrich, unbewachsen		Kupfer- oder Zinkbeschlag ohne vorstehende Nagelköpfe		Korvette „Greyhound“ mit altem Kupferbeschlag, geltend für Schiffe in ähnlichem Zustand	
	$\lambda$	$\alpha$	$\lambda$	$\alpha$	$\lambda$	$\alpha$
5	0,1780	1,8507	0,1633	1,9015	0,2263	1,8660
10	0,1622	1,8427	0,1590	1,8525	0,2087	1,8525
20	0,1572	1,8290	0,1563	1,8270	0,1985	1,8430
30	0,1555		0,1546			
40	0,1540		0,1533			
50	0,1530		0,1522			
60	0,1515		0,1510			
70	0,1502		0,1502			
80	0,1490		0,1498			
90	0,1480		0,1490			
100	0,1472		0,1485			
110	0,1468		0,1483			
120	0,1460	0,1482	0,1846			

Tabelle III. Werte von  $\lambda$  und  $\alpha$  für mattgeschliffenen Lackfarbenanstrich nach Gebers und R. E. Froude.

Länge der Fläche m	Gebers (für Platten)		R. E. Froude	
	$\lambda$	$\alpha$	$\lambda$	$\alpha$
0,6	0,2081	1,825	—	1,825
1,0	0,2010	1,825	—	1,825
1,6	<b>0,1920</b>	1,825	—	1,825
2,0	0,1866	1,825	0,1954	1,825
3,0	0,1763	1,825	0,1857	1,825
3,6	<b>0,1718</b>	1,825	—	1,825
4,0	0,1694	1,825	0,1782	1,825
4,6	<b>0,1663</b>	1,825	—	1,825
5,0	0,1646	1,825	0,1727	1,825
6,0	0,1615	1,825	0,1688	1,825
6,5	<b>0,1603</b>	1,825	—	1,825
7,0	0,1593	1,825	—	1,825

Die neueren Wiener Plattenversuche sind von Gebers nach einer anderen, auf S. 166 angegebenen Formel ausgewertet worden. Die Formel lautet für den Widerstand  $W$  einer Fläche  $F$  von der Länge  $l$ :

$$W = 0,0103$$

$$\cdot \Re^{1,875} \cdot F \cdot \varrho \left( \frac{v}{l} \right)^2;$$

$$\Re = \frac{v \cdot l}{\nu}; \varrho = \frac{\gamma}{g}.$$

Die hiernach berechneten Reibungswiderstände verringern sich mit zu-

nehmender Reynoldsscher Zahl immer mehr im Vergleich zu den nach Froude errechneten Reibungswiderständen, welche ihrerseits bereits für große und schnelle Schiffe zu kleine Werte ergeben.

Nach der Tabelle betragen die Reibungswiderstände in kg für einen Flächenstreifen von 1 m Breite bei verschiedenen Längen und verschiedenen Geschwindigkeiten für vollkommen glatte Oberflächen:

Länge in m	Widerstände in kg für Geschwindigkeit			
	1 m/sek	5 m/sek	10 m/sek	20 m/sek

Nach R. E. Froude ohne Angabe der Wasserwärme:

1	0,21	4,03	14,26	49,25
10	1,59	30,0	106,2	375,0
100	14,22	268,0	951,0	3360,0
300	41,01	775,0	2740,0	9680,0

Nach den Wiener Versuchen von Gebers bei 10° C Wasserwärme:

1	0,19	3,95	14,47	53,1
10	1,45	29,6	108,5	398,0
100	10,85	222,2	814,0	2985,0
300	28,40	580,0	2130,0	7800,0

Für Oberflächen von der Rauigkeit einer neuen, gut gestrichenen Schiffsaußenhaut nach den Messungen von Kempf bei 10° C Wasserwärme:

100	12,05	292,0	1157,0	4610,0
300	35,20	882,0	3445,0	13750,0

Die Berechnung des Reibungswiderstandes für lange und schnelle Schiffe schwankt also in weiten Grenzen, je nach der zugrunde gelegten Annahme über die Rauigkeit. Zur Klärung der für die Reibung der Schiffsoberfläche anzuwendenden Berechnung bedarf es weiterer Versuche, wenn auch die neuesten Werte von Kempf die größte Wahrscheinlichkeit für sich haben und bessere Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen der Modellversuche und der Probe-fahrt liefern <sup>1)</sup>).

<sup>1)</sup> Kempf: Neuere Erfahrungen im Schiffbau-Versuchswesen. Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1927, S. 162.

Der Einfluß der Wasserwärme, der in der Gebersschen und der Kempfschen Formel in dem kinematischen Zähigkeitsfaktor enthalten ist und somit bei der Berechnung der Widerstände Berücksichtigung findet, wird bei der Anwendung der Froudeschen Formeln durch eine empirisch ermittelte Korrektur<sup>1)</sup> berücksichtigt. Diese Korrektur beträgt nach den übereinstimmenden Erfahrungen verschiedener Versuchsanstalten für 1° C Temperaturabnahme des Wassers eine Widerstandszunahme von durchschnittlich 0,43 vH des nach Froude berechneten Reibungswiderstandes.

## 2. Methode von E. V. Telfer<sup>2)</sup>.

Die der Froudeschen Schleppmethode zugrunde liegende Annahme, daß der Reibungswiderstand der benetzten Oberfläche einer Schiffsform gleich zu setzen sei demjenigen einer gleich großen und gleich langen Oberfläche einer ebenen Platte, gilt nur mit mehr oder weniger Annäherung. Telfer hat daher eine Methode vorgeschlagen, bei der die Schiffsform durch Schleppen mehrerer Modelle in verschiedenen Maßstäben sowohl nach dem Froudeschen wie nach dem Reynoldsschen Ähnlichkeitsgesetz untersucht wird, um ihren Zähigkeitswiderstand daraus zu ermitteln. Die Werte des Gesamtwiderstandes trägt man dimensionslos als Ordinaten über den Froudeschen Zahlen als Abszissen auf und verbindet die durch das Schleppen der Modelle gewonnenen Werte bei gleichen Reynoldsschen Zahlen durch Kurven. Hierauf trägt man in einem neuen Diagramm die Widerstandswerte für gleiche Froudesche Zahlen als Kurven, über den Reynoldsschen Zahlen als Abszissen auf. Für verschwindend kleine Froudesche Zahlen ist anzunehmen, daß kein Wellenwiderstand, sondern nur Zähigkeitswiderstand auftritt. Die hierfür gefundene Kurve gibt also für die betreffenden Reynoldsschen Zahlen den reinen Zähigkeitswiderstand an; subtrahiert man diesen vom Gesamtwiderstand, so erhält man den Wellen- und Wirbelwiderstand.

Um den Zähigkeitswiderstand des Schiffes zu finden, extrapoliert Telfer nach einer von Kozeny angegebenen Funktion der Reynoldsschen Zahl  $\frac{W}{\rho F v^2} = a + b \left( \frac{\nu}{v \cdot l} \right)^{1/3}$ , für welche er die Versuche Stantons als Stütze anführt. Diese Extrapolation ist indessen noch unsicher und gilt auch nur bei ähnlichen Rauheitsverhältnissen von Schiff und Modell.

## 3. Modellversuchsmethode von Föttinger<sup>3)</sup>.

Die rechnerische Abspaltung des Reibungswiderstandes vom Gesamtwiderstand auf dem Umwege über Plattenversuche, wie es bei der Froudeschen Methode geschieht, ist eine Quelle von Unsicherheit. Demgegenüber wird nach der Methode von Föttinger der Reibungswiderstand zusammen mit dem Wirbelwiderstand nach dem Reynoldsschen Gesetz von dem Wellenwiderstand experimentell getrennt untersucht, und beide Widerstandsteile werden so einer Umrechnung vom Modell auf das Schiff zugänglich gemacht.

Nach dieser Methode werden zwei Modelle der zu untersuchenden Schiffsform angefertigt. Das erste normale Modell liefert wie bisher den Gesamtwiderstand. Das zweite Modell besteht aus zwei bis zu ihrer Schwimmfläche ausgeführten Formen des Unterwasserschiffes, welche mit ihren Schwimmflächen zusammengelegt und so zu einem Doppelmodell verbunden sind, dessen eine Hälfte das Spiegelbild der anderen ist. Dieses Doppelmodell wird in genügender Tiefe unter Wasser geschleppt, um den Einfluß der Wasseroberfläche

<sup>1)</sup> Gümbel: Das Problem des Oberflächenwiderstandes. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1913, S. 482.

<sup>2)</sup> Telfer: Transact. Inst. of Nav. Archs. Mar. Eng. 1927. — Kozeny: Zeitschr. f. angew. Math. u. Mech. 1925, S. 244.

<sup>3)</sup> Föttinger: Jahrb. Schiffbau. Ges. 1926. — Kempf: Erörterungsbeitrag hierzu.

auszuschalten. Die von beiden Formen hervorgerufenen Drücke heben sich mit Bezug auf die Symmetrieffläche, welche die jeweilige Schwimmfläche des Schiffes darstellt, gegenseitig auf, dadurch wird diese sozusagen zu einer starren Fläche; die beiden Halbformen verhindern sich gegenseitig an der Ausbildung von Wellen<sup>1)</sup>.

Der Widerstand des Doppelmodells ist also frei vom Wellenwiderstand, sofern das Modell selbst in genügender Tiefe unter Wasser fährt; der Widerstand enthält somit nur den Reibungs- und Wirbelwiderstand. Der halbe Widerstand des Doppelmodells liefert infolgedessen den Reibungs- und Wirbelwiderstand der Unterwasserform des Schiffmodells, und die Differenz dieses Widerstandes mit dem Gesamtwiderstand liefert den Wellenwiderstand.

Der Wellenwiderstand wird wie bisher nach dem Froudeschen Ähnlichkeitsgesetz auf das Schiff umgerechnet.

Der Reibungs- und Wirbelwiderstand, der dem Reynoldsschen Ähnlichkeitsgesetz folgt, ist bis zu möglichst hohen Reynoldsschen Zahlen zu untersuchen, bei denen der Widerstandsbeiwert bereits konstant wird oder sich einem konstanten Wert asymptotisch nähert. Mit Hilfe des so gefundenen Widerstandsbeiwertes der betreffenden Schiffform ist dann der Reibungs- und Wirbelwiderstand des Schiffes zu errechnen.

#### 4. Luftwiderstand des Schiffes.

Der Luftwiderstand des Überwasserschiffes kann nach der gleichen Methode durch einen Modellversuch ermittelt werden, indem ein gespiegeltes doppeltes Modell der Überwasserschiffsform mit allen Aufbauten angefertigt und unter Wasser geschleppt wird bei möglichst großen Reynoldsschen Zahlen. Man gewinnt daraus den Widerstandskoeffizienten der betreffenden Form des Überwasserschiffes und kann mit seiner Hilfe den Luftwiderstand errechnen. Bei Modellversuchen im Wasser erreicht man wesentlich größere Reynoldssche Zahlen wie in Luft, und zwar bei gleichen Modellgrößen etwa zehnmal so große, weil  $\Re = \frac{v \cdot l}{\nu}$ , die Reynoldssche Zahl, abhängig von  $\nu$  ist und  $\nu$  für Luft von  $10^\circ \text{C} = 0,16 \text{ cm}^2/\text{sek}$  beträgt, während  $\nu$  für Wasser von  $10^\circ \text{C} = 0,013 \text{ cm}^2/\text{sek}$  ist. Der Vorteil, daß man infolge der größeren Kanalquerschnitte in den Wasserversuchsanstalten größere Modelle verwenden kann, wird aufgewogen durch die kleineren Geschwindigkeiten, die man im Wasserkanal gegenüber dem Luftkanal erreichen kann; es bleibt jedoch die zehnfache Überlegenheit der Versuche im Wasser durch den Unterschied der kinematischen Zähigkeiten von Wasser und Luft.

Modellversuche über die vergleichsweise Größe des Luftwiderstandes sind von Föttinger<sup>2)</sup> ausgeführt, und eine rohe rechnerische Schätzung über den Luftwiderstand hat Schöneich<sup>3)</sup> versucht. Nach diesen Versuchen beträgt der Fahrt-Luftwiderstand bei ruhigem Wetter für einen großen 17 kn fahrenden Frachtdampfer mit sehr hohen Aufbauten etwa 5 vH und für einen 25 kn fahrenden Schnelldampfer mit gut geformten Aufbauten etwa 6 vH des Gesamtwiderstandes. Die Werte steigern sich jedoch erheblich, wenn Gegenwind weht (und Seegang steht), weil dann die Gegenwindgeschwindigkeit zur Fahrtgeschwindigkeit hinzutritt und die Summe der Geschwindigkeiten mit dem Quadrate zu berücksichtigen ist.

Messungen des Luftwiderstandes sind von Kempf<sup>4)</sup> auf dem Dampfer „Hamburg“ ausgeführt (Abb. 124).

<sup>1)</sup> Einige andere Methoden der praktischen Lösung werden von Föttinger in dem auf S. 173 unter 3) erwähnten Vortrag beschrieben, sind aber nicht so einfach.

<sup>2)</sup> Föttinger: Jahrb. Schiffbau. Ges. 1926.

<sup>3)</sup> Schöneich: Der Windwiderstand bei Seeschiffen. Schiffbau XIII, S. 121.

<sup>4)</sup> Kempf, Hoppe: Werft Reederei Hafen 1926, H. 18.

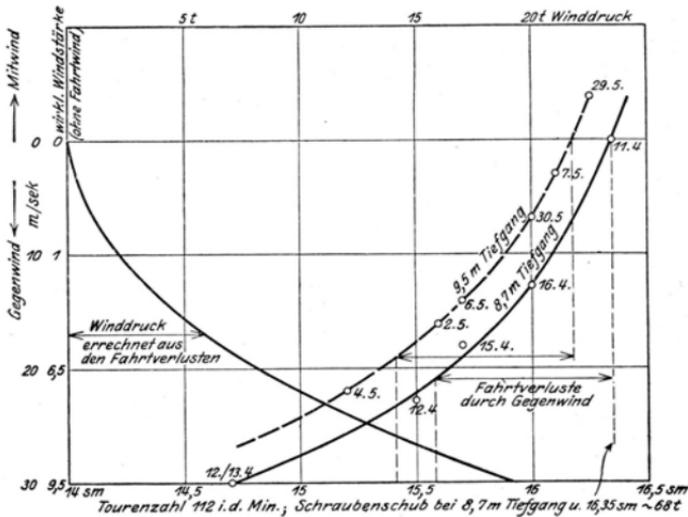


Abb. 124.

Die bisher vorliegenden Messungen über den Luftwiderstand von Schiffen ergeben, daß man in der Formel  $W_L = \zeta \cdot \frac{\gamma}{2g} F v^2$ , worin  $F$  die projizierte, dem Wind ausgesetzte Fläche bedeutet, den Wert  $\zeta = 0,9$  bei gutgeformten Aufbauten, bis zu 1,25 bei weniger gut geformten Aufbauten einsetzen muß, was für den Fahrtwind Luftwiderstände von 2 bis 4 vH des Gesamtwiderstandes ergibt. Weil bei Modellschleppversuchen kein Luftwiderstand mitgemessen wird, ist bei der Berechnung der Leistung nach Schleppversuchsergebnissen ein entsprechender Zuschlag für Luftwiderstand zu machen<sup>1)</sup>.

Eine Berechnung von Biles<sup>2)</sup> mit  $\zeta = 1,25$  für 3 verschiedene Schiffarten ergibt die in der Tabelle angegebenen Werte:

Relative Windgeschwindigkeit	10 kn Frachtdampfer, 8000 ts dw; 122 m Länge mit Back, Poop, langer Brücke		20 kn Passagierdampfer, 200 m Länge		20 kn Kanaldampfer, 100 m Länge	
	Windwiderstand	Windwiderstand Wasserwiderstand 10 kn	Windwiderstand	Windwiderstand Wasserwiderstand 20 kn	Windwiderstand	Windwiderstand Wasserwiderstand 20 kn
kn	kg	vH	kg	vH	kg	vH
5	94	0,8	175	0,2	52	0,2
10	376	3,1	700	0,8	206	1,0
15	849	7,0	1570	1,8	465	2,3
20	1500	12,3	2800	3,3	826	4,1
25	2350	19,3	4370	5,1	1288	6,4
30	3380	27,7	6400	7,3	1855	9,2
40	6020	49,3	11200	13,1	3300	16,3
50	9400	77,0	17500	20,4	5170	25,4
60	13550	110,0	25200	29,4	7440	36,6

<sup>1)</sup> Weingart: Werft Reederei Hafen 1927, H. 6, S. 122.

<sup>2)</sup> Biles: Vortrag vor der Inst. of Nav. Arch. 1927.

Ferner ist bei der Verwertung der Modellversuchsergebnisse zu berücksichtigen, daß die durch die Modellversuche ermittelten effektiven Schleppferdestärken bei den heute allgemein üblichen Modellen für eine glatte Oberfläche gelten und für eine Verdrängung auf Außenkante Spanten. Für die Verdrängung und Beschaffenheit der Außenhaut ist daher ein weiterer Zuschlag von etwa 1 bis 2 vH zu machen.

### 5. Modellversuchsanstalten und ihre Einrichtung.

Die erste Versuchseinrichtung zur Messung von Modellwiderständen wurde 1871 von Froude in Chelston Croß bei Torquay geschaffen. Sein Versuchsbecken war etwa 30 Fuß ( $\approx 9$  m) breit und etwa 250 Fuß ( $\approx 76$  m) lang, und sein Schleppwagen wurde durch Seilantrieb bewegt. Seinem Beispiel und seinen Erkenntnissen folgend, sind dann in allen Schifffahrt und Schiffbau treibenden Ländern Schleppversuchsanstalten entstanden, die sich in ihren Hauptabmessungen zunächst an diese erste Anstalt anschließen. Aus den Abmessungen neuerer Anstalten ist jedoch ersichtlich, daß zum Teil ganz beträchtliche Vergrößerungen nach Länge, Breite und Tiefe der Versuchsbecken für nötig befunden worden sind. Dies war einerseits eine Folge der Steigerung der Schiffsgrößen und Geschwindigkeiten, als auch andererseits der Erkenntnis, daß die Verlässlichkeit und der stetige Verlauf ganzer Versuchsreihen durch größere Modellmaßstäbe entscheidend beeinflußt werden. Durch ausgedehnte Versuche wurde festgestellt, daß bestimmte Modellbreiten und -tiefgänge gewisse Mindesttankbreiten und -tiefen erfordern, wenn nicht ein merklicher, den Widerstand vermehrender Einfluß der Tankwände auf die Versuchsergebnisse stattfinden soll. So stellt Gebers in seinen Untersuchungen fest, daß die Umfassungswände der Schlepprinne dann keinen nennenswerten Einfluß auf die Ergebnisse mehr ausüben, wenn ihr Wasserquerschnitt mehr als 100, ihre Breite mehr als 15 und ihre Tiefe mehr als 20mal so groß ist als bei dem geschleppten Körper, vorausgesetzt, daß dieser nicht so lang ist, daß die von den Wandungen zurückgeworfenen Wellen die Wasserströmung an ihm beeinflussen. Auch wirkt eine Begrenzung der Tiefe nach im allgemeinen stärker als der Breite nach. Die Beeinflussung des Modellwiderstandes durch die

Tankwände, soweit es sich um die Potentialströmung handelt, erläutert nebenstehende Tabelle von Glazebrook.

Nach diesen Gesichtspunkten muß die Bestimmung der Hauptabmessungen einer ihren Aufgaben genügenden Schiffbau-Versuchsanstalt festgesetzt sein, wobei die Modellgröße so zu bemessen ist, daß sie für alle Erfordernisse ausreicht.

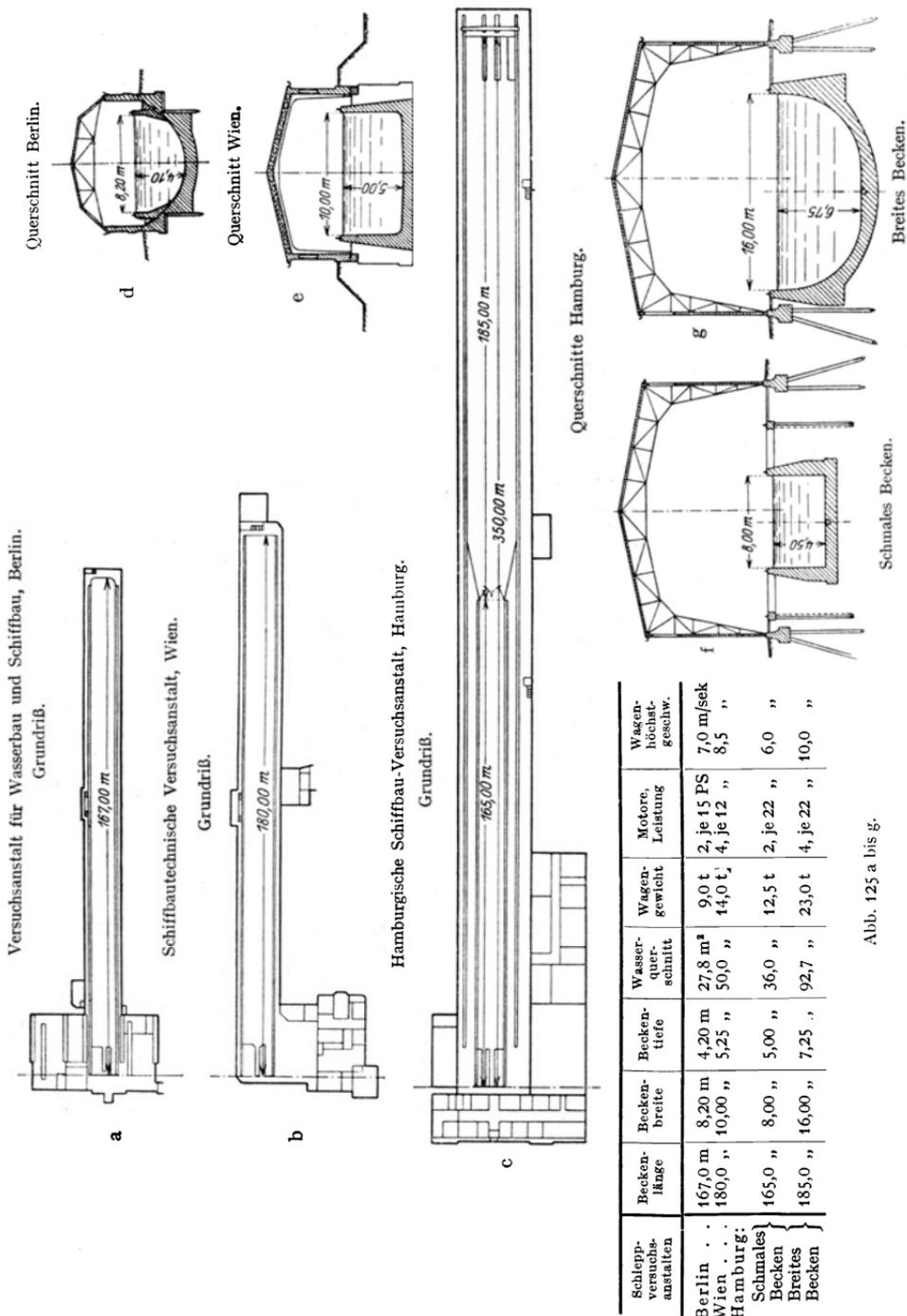
In den Abb. 125a bis g sind die Längen- und Querschnittsabmessungen der drei größten Anstalten

Tankbreite	Widerstandsvermehrung	
	$L/B = 10$	$L/B = 6$
0,5 L	0,073	0,256
0,7 L	0,024	0,079
1,0 L	0,011	0,033
1,5 L	0,0035	0,010
2,0 L	0,0012	0,0031

$L$  = Modelllänge,  $B$  = Modellbreite.

Froudeschen Systems von Deutschland und Österreich wiedergegeben. Die preußische Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau in Berlin wurde 1910 völlig umgebaut und neuzeitlich eingerichtet, die Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt in Hamburg entstand in den Jahren 1913 bis 1915, während in Wien die Schiffbautechnische Versuchsanstalt im Jahre 1915 zur Vollendung gelangte.

Wie von Froude wird in diesen und anderen Anstalten seines Systems ein Schleppwagen (in Hamburg zwei) benutzt, der auf Schienengleisen gut fundiert direkt über den Tankwänden läuft, nur erfolgt der Antrieb — der modernen Technik entsprechend — durch elektrische Motoren, die gemäß den



Schlepp- versuche- anstalten	Becken- länge	Becken- breite	Becken- tiefe	Wasser- quer- schnitt	Wagen- gewicht	Motore, Leistung	Wagen- höchst- geschw.
Berlin . .	167,0 m	8,20 m	4,20 m	27,8 m <sup>2</sup>	9,0 t	2, je 15 PS	7,0 m/sek
Wien . .	180,0 "	10,00 "	5,25 "	50,0 "	14,0 t <sub>1</sub>	4, je 12 "	8,5 "
Hamburg:							
Schmales Becken	165,0 "	8,00 "	5,00 "	36,0 "	12,5 t	2, je 22 "	6,0 "
Breites Becken	185,0 "	16,00 "	7,25 "	92,7 "	23,0 t	4, je 22 "	10,0 "

Abb. 125 a bis g.

hohen Anforderungen dem Wagen die notwendigen niedrigen und hohen Geschwindigkeiten bei weitgehendster Unterteilung der Zwischenstufen erteilen, und außerdem, beste Montage von Schienen und Rädern vorausgesetzt, einen ausreichenden Grad von Gleichförmigkeit erreichen lassen.

Die Versuche werden mit Schiffsmodellen ausgeführt, deren Herstellung mit einer, durch langjährige Erfahrung geschulten Sorgfalt vorgenommen wird. In einem Tontrog wird mit Hilfe von Spantholzmodellen das Negativ des Modells herausgeformt, und in diese Grube nach Einsetzung des dazugehörigen Kerns das Modell aus Paraffin gegossen. Paraffin ist das gebräuchlichste und beliebteste Material für diese Zwecke, weil es eine handliche, schnelle und billige Modellherstellung ermöglicht; es hat aber den Nachteil, daß die Modelle leichter Formveränderungen bei wechselnden Temperaturen unterliegen und im Wasser dazu neigen, sich durchzubiegen. Diesen Nachteilen kann durch entsprechende Maßnahmen entgegengewirkt werden, und dann überwiegen die Vorteile dieses Baustoffes so erheblich, daß man Modelle aus Metall, Holz oder Zement nur in seltenen Fällen fertigt, wenn es sich darum handelt, besonders langwierige Versuche auszuführen, die ein sehr langes Erhalten der Modelle in bestem Zustand erfordern. Mit Rücksicht auf die vorhandenen Versuchsapparate und deren Meßgenauigkeit neigen die Anstalten jedoch dazu, möglichst solche Maßstäbe zu wählen, die Schiffsmodelle gleicher Länge (4 bis 6 m) ergeben. — Das unbearbeitete Modell wird in einer Modellschneidemaschine nach genauen Wasserlinienschnitten gefräst und schließlich von Hand sorgsam fertig bearbeitet. Besondere Nachprüf- und Meßeinrichtungen zur Prüfung der Modellform sind gewöhnlich auf einer Richtplatte vorhanden; die beste Kontrolle gewährt aber das Austrimmen der Modelle im Wasser selbst, weil ja das Modell für einen bestimmten verlangten Tiefgang die dem Maßstab entsprechende Gewichtsverdrängung aufweisen muß. Gute Trimmadnellen, die das Ablesen der Tiefgangsunterschiede oder der Modelldurchbiegungen bis auf ein zehntel Millimeter gestatten, sind hierzu erforderlich.

Das fertig ausgetrimmte Modell wird unter dem Schleppwagen in geeigneter Weise mit demselben und seinen Meßvorrichtungen in Verbindung gebracht (s. Tafel). Mittels besonderer Führungseinrichtungen wird es dann von dem fahrenden Wagen geradlinig vorwärts bewegt, jedoch so, daß es sich gut und freispieland in die der Geschwindigkeit entsprechende Welle legen kann. Von den auf dem Wagen vorhandenen Meßapparaten werden dabei für die gefahrene und automatisch registrierte Wagen- bzw. Modellgeschwindigkeit der zugehörige Modellwiderstand und die Tauchungsänderungen des Modells gemessen<sup>1)</sup>.

Die Untersuchung von Modellen projektierter Schiffe auf ihren Kraftbedarf hin stellt die Hauptarbeit einer solchen Versuchsanstalt dar. Es geschieht dies auf der Grundlage des Vergleichs der Ergebnisse von Schleppversuchen mit Modellen von Schiffen und Schrauben und der

<sup>1)</sup> Betreffs näherer Beschreibung von Schleppversuchsanstalten, Herstellung der Modelle, Erläuterung der Meßapparate, Ausführung und Nutzbarmachung der Versuche, vgl. folgende Aufsätze: Über Nutzen und Einrichtung von Stationen zum Schleppen von Schiffsmodellen von C. Tullinger: Schiffbauingenieur. Mitt. a. d. Geb. d. Seew. 1885, S. 1. — Versuchsanstalt für Schiffsmodelle in Washington. Z. V. D. I. 1899, S. 1205, u. Engineer 1899, S. 109 f. — La Vasca per le esperienze di architettura navale del R. Arsenal di Spezia. G. Rota: Genua 1899. Dieses Werk enthält eine sehr eingehende Beschreibung der Versuchsanstalt in Spezia und der daselbst vorgenommenen Versuche. — Die Schiffversuchsstation des Norddeutschen Lloyd in Bremerhaven, von Joh. Schütte. Schiffbau 1900, 1. Jg., S. 738 f. — Eger: Die Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau. Berlin 1908. — Foerster, Dr. E.: Die Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt. Werft Reederei Hafen 1920, Nr. 18, u. 1921, Nr. 23. — Popp, M., Dipl.-Ing.: Die Meßapparate und Maschinen der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt. Werft Reederei Hafen 1922, Nr. 11/12. — Zeyss, Dr.: Beitrag zur Frage der Vereinfachung der Handelsschiffsformen. Werft Reederei Hafen 1922, Nr. 19/20.

erfahrenen Ergebnisse gebauter Schiffe. Die Untersuchungen erstrecken sich indessen nicht allein auf eine unmittelbare Messung des Kraftbedarfs solcher Entwürfe, sondern sie dienen auch häufig dem Vergleich verschiedener Entwürfe untereinander und der Ermittlung günstigster Verhältnisse, so durch Änderung der Linienführung, um eine Widerstandsverminderung zu erzielen, oder durch Ermittlung des günstigsten Arbeitsortes der Schrauben, des Einflusses der Tauchtiefe, der Trimmelage, oder durch vorteilhafteste Gestaltung und Lage der Wellenaustritte und Schlingerkiele am Schiff. Von großer Wichtigkeit sind die Untersuchungen von Modellen auf beschränkter Wassertiefe, weil die Kraftbeträge zur Fortbewegung von Schiffen auf geringerer Wassertiefe, oder von Schleppschiffen und Schleppzügen in Kanälen erheblichen Einflüssen unterliegen, die durch die Nähe des Bodens oder die Kanal- bzw. Flußufer und ihre Sohlen bedingt werden.

### 6. Wellenkamps Schleppverfahren.

Mit dem bisher geschilderten Schleppverfahren nach dem Beispiel Froudes ist immer eine kostspielige Anlage verbunden. Die erforderliche Schlepprinne

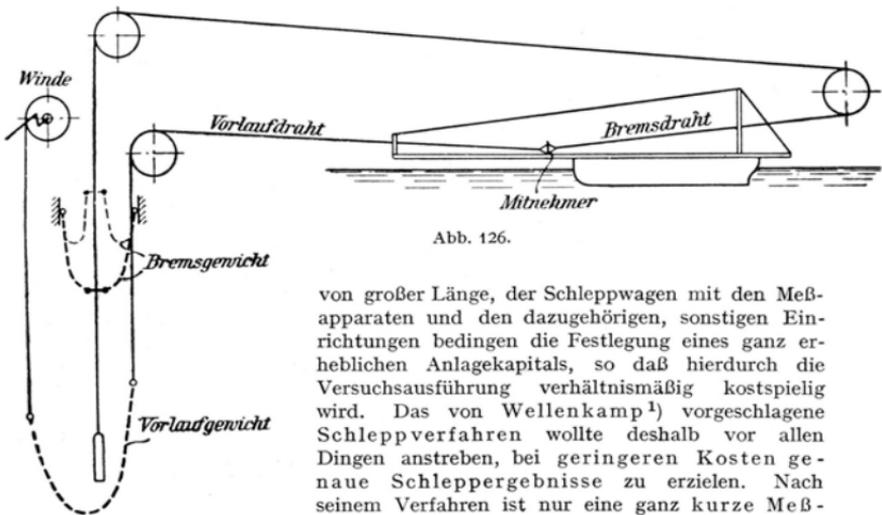


Abb. 126.

von großer Länge, der Schleppwagen mit den Meßapparaten und den dazugehörigen, sonstigen Einrichtungen bedingen die Festlegung eines ganz erheblichen Anlagekapitals, so daß hierdurch die Versuchsausführung verhältnismäßig kostspielig wird. Das von Wellenkamp<sup>1)</sup> vorgeschlagene Schleppverfahren wollte deshalb vor allen Dingen anstreben, bei geringeren Kosten genaue Schleppergebnisse zu erzielen. Nach seinem Verfahren ist nur eine ganz kurze Meßstrecke erforderlich, die schon durch Benutzung

eines Docks oder einer sonst vorhandenen, geeigneten Wasserfläche gegeben sein könnte. Auf dieser wird das frei schwimmende Modell mittels eines sehr dünnen Klaviersaitendrahtes von einem daranhängenden Zuggewicht durch das Wasser geschleppt, nachdem ein anderes, größeres Vorlaufgewicht dem Modell vorher die gewünschte Geschwindigkeit erteilt hat.

Während also nach Froude zu einer, auf langer Meßstrecke konstant eingehaltenen Geschwindigkeit der zugehörige Modellwiderstand gesucht wird, wird nach Wellenkamp zu einem bestimmten Zuggewicht — gleich Widerstand — die zugehörige Modellgeschwindigkeit ermittelt.

Der an einem langen Bugspriet (zur Verhinderung seitlicher Bewegungen, Gieren des Modells) befestigte Zugdraht ( $\frac{1}{10}$  bis  $\frac{1}{2}$  mm dick) geht am Ende der Schleppstrecke über eine in Kugellagern laufende Registriertrommel und mit dem Zuggewicht in einen tiefen Brunnen hinab (Abb. 126), auf dessen

<sup>1)</sup> Wellenkamp: Eine neue Modellschleppmethode. Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1908, S. 337, und Rothe: Theorie des Schleppverfahrens nach Methode Wellenkamp. Schiffbau Bd. 10, S. 353.

Boden sich zugleich die als Vorlaufgewicht dienende, an dem Zuggewicht hängende Kette (Ausgleichfaden) niederlegt.

Auf der beruhten Trommeloberfläche wird währenddessen durch einen Stimmgabelchronographen eine feine Wellenlinienspirale aufgeschrieben, an deren Ausschlägen — 100 in der Sekunde — man die Geschwindigkeit des Modells messen kann, da der Umfang der Trommel genau bekannt ist.

Ist die Bewegung gleichförmig, so muß die Anzahl der Ausschläge (Wellen) für jeden Trommelumlauf, d. h. für jedes volle Meter der Laufstrecke, die gleiche sein. Die Verbindungslinie der gleichzahligen Ausschläge muß dann eine quer über die Trommel gehende Gerade sein; ihre Form und Lage läßt also sofort erkennen, ob Verzögerungen oder Beschleunigungen eingetreten sind, d. h. ob das Zuggewicht zu leicht oder zu schwer oder sonst eine Störung vorhanden war. Man kann daher die fehlerhaft verlaufenen Versuche ohne weiteres ausschalten und erhält aus den fehlerfreien in dem Zuggewicht  $p$  + einem unveränderlichen Drahtgewicht  $p_0$  mit großer Genauigkeit die Zugkraft, somit den Widerstand des Modells bei der erreichten Geschwindigkeit.

Diese Genauigkeit der Messung und Ablesung gestattet es, die Meßstrecke, innerhalb welcher die Bewegung gleichförmig sein muß, sehr kurz zu machen — eine Strecke von nicht viel mehr als der Modelllänge, für eine Fahrt von 3 bis 5 Sek. genügt schon; damit aber auch die Vorlaufstrecke bis zum Eintritt in die Meßstrecke recht kurz wird, muß das Vorlaufgewicht, welches dem Modell von der Ruhelage aus die gewünschte Geschwindigkeit erteilen soll, ziemlich schwer sein.

Am besten eignet sich hierzu eine Kette, die entweder, wie oben erwähnt, an dem Zugdraht selbst oder an einem besonderen Vorlaufdraht befestigt und am anderen Ende so aufgefangen ist, daß ihr als beschleunigende Kraft dienendes Gewicht von einem Höchstwert allmählich auf Null abnimmt.

Auch ein pendelndes Gewicht, das von einer gewissen Höchstlage herabfällt und dabei den Vorlaufdraht mitnimmt, kann dazu benutzt werden.

Ferner sind Einrichtungen getroffen, um das in der Ruhelage festgehaltene Modell plötzlich auszulösen, es nach durchlaufener Meßstrecke schnell zum Stillstand zu bringen und schließlich in die Anfangsstellung wieder zurück-zuholen.

Hierdurch wird es möglich, die ganze Länge des Versuchsbeckens auf 4 bis  $4\frac{1}{2}$  Modellängen zu ermäßigen, so daß sie also bei 200 m Schiffslänge, einem Modellmaßstab von 1 : 20 nur  $10 \cdot 4\frac{1}{2} = 45$  m und bei einem Modellmaßstab von 1 : 30 nur  $6\frac{2}{3} \cdot 4\frac{1}{2} = 30$  m zu betragen braucht.

Eine solche Schleppanlage mit einem Versuchsbecken von 15 m Breite, 45 m Länge und 5 m Tiefe bestand in den Jahren 1909 bis 1918 in Marienfelde (bei Berlin). Wenn neue Schiffbau-Versuchsanstalten nicht wieder nach dem Wellenkampfschen System gebaut wurden, so geschah dies, weil die vielseitigen Anforderungen an solche Anstalten nur mit einem langen Versuchsbecken und einem auf demselben fahrenden Meßwagen zu erfüllen sind.

## D. Ergebnisse von Widerstandsmessungen.

Die bei den Modellversuchen gemessenen Werte: Geschwindigkeiten und Widerstände werden in einem Kurvenblatt dargestellt und die Meßpunkte durch die Widerstandskurve verbunden. Dabei werden entweder die Ablesungen selbst aufgetragen, nämlich auf der Abszissenachse die Geschwindigkeiten des Modells in m/sek und auf der Ordinatenachse die Modellwiderstände in kg, oder es werden dimensionslose Werte aufgetragen, nämlich auf der Abszissenachse die relativen Geschwindigkeiten  $\frac{v}{\sqrt{gL}}$  oder  $\frac{v}{\sqrt{gV^{1.3}}}$  bzw. die Rey-

n oldschen Zahlen  $\frac{vL}{\nu}$  oder eine Funktion dieser Zahlen und auf der Ordinatenachse die spezifischen Widerstände  $\frac{W}{F v^2 \rho}$  oder  $\frac{W}{V^{2/3} v^2 \rho}$  bzw. spezifische Teilwiderstände. Die dimensionslose Auftragung bietet den Vorzug, daß man die spezifischen Widerstände der verschiedensten Formen unmittelbar miteinander vergleichen kann.

In der Abb. 127 ist die Widerstandskurve des Modells vom H.-A.-L.-Turbinenschiff „Hamburg“ im Maßstab 1 : 36 dargestellt.

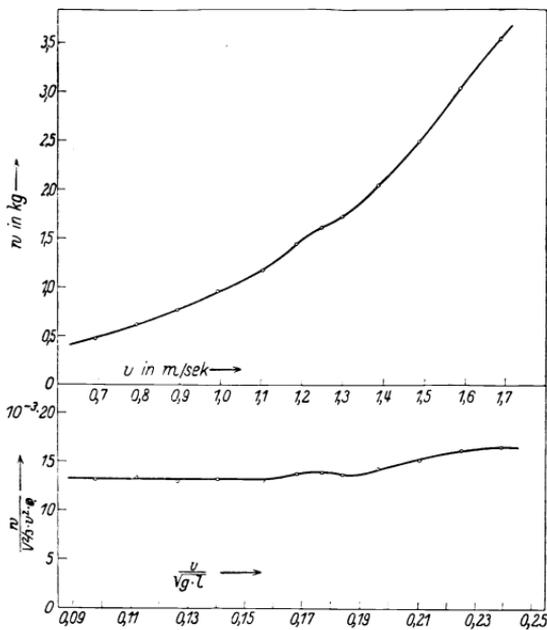


Abb. 127.

**1. Charakteristiken der Widerstandskurve.**

a) Bei Fahrt auf tiefem Wasser.

In der Abb. 128 sind die für den Modellschleppversuch und seine Verwertung wichtigsten Kurven zusammengetragen. Dabei sei auf den charakteristischen Verlauf der Widerstandskurve aufmerksam gemacht, der — weil den gleichen Gesetzen folgend — allen Schiffstypen eigen sein muß, nur wird natürlich, dem Schärfegrad und der Formwertigkeit der einzelnen Typen entsprechend, die Ausbildung der sogenannten Schläge mehr oder minder stark hervortreten, und das Aufsteigen der Kurve hinter der ökonomischen Grenzgeschwindigkeit ein steileres oder flacheres sein. In der Kurve der Leistungskonstante treten überall dort, wo in der Kurve der Widerstände Buckel sich ausbilden, Wendepunkte auf, die besonders deutlich erkennen lassen, wo infolge der Überlagerung des Bug- und Heckwellensystems Änderungen in den Widerstandsverhältnissen des Schiffes vorliegen.

Jede Schiffsform besitzt eine ihr eigentümliche, für den Wellenwiderstand charakteristische wellenbildende Länge  $L_W$  vom Kamm der Bugwelle bis zum Tal der Heckwelle. Diese Länge läßt sich durch Modellversuche aus der Lage der Buckel in der Widerstandskurve ermitteln aus der Beziehung  $z \cdot \frac{\lambda}{2} = L_W$ , worin  $\lambda = 0,64 v^2$  die Wellenlänge bedeutet und  $z$  die Anzahl der halben Wellenlängen, die bei bestimmter Schiffsgeschwindigkeit längs des Schiffes entstehen.  $z$  ist eine ganze ungerade Zahl, wenn Resonanz zwischen Bug- und Heckwellensystem, d. h. eine Widerstandsvermehrung eintritt, dagegen eine ganze gerade Zahl, wenn Interferenz, d. h. eine Widerstandsminderung vorliegt;  $L_W$  ist immer kleiner als die Schiffslänge und erreicht diese um so eher, je völliger das Schiff ist<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Siehe S. 156 über „Wellenwiderstand“.

Die Widerstandsvermehrungen kennzeichnen sich durch Buckel in der Widerstandskurve (Abb. 128). Einen guten und für den Entwurf brauchbaren

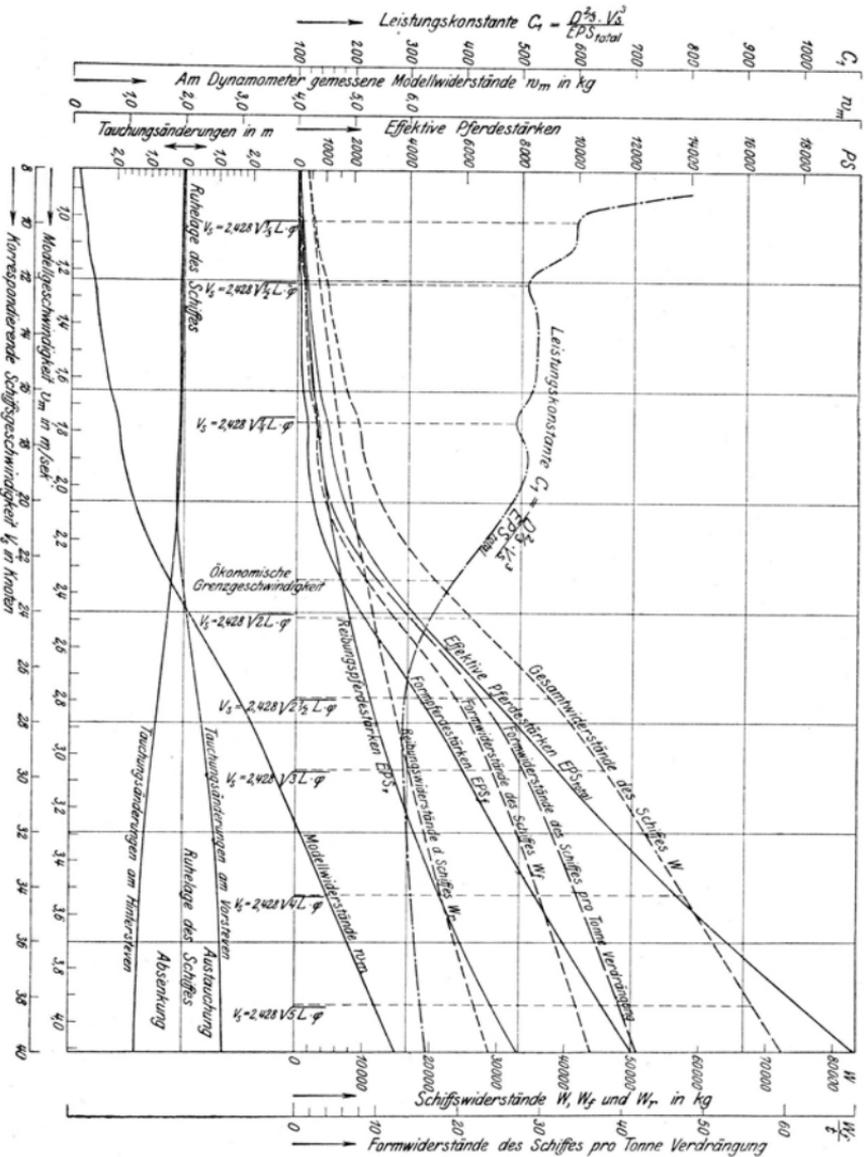


Abb. 128. Schleppversuchsergebnisse mit einem 1080 t-Torpedoboot. Modellmaßstab  $1/\alpha = 1:25$ .

Überblick über den Zusammenhang der Schiffslänge mit der Zahl und Lage der Wellen erhält man aus dem Kurvenblatt Abb. 120, dessen Kurven als Mittelwerte aus einer großen Anzahl von Fahrtergebnissen und Modellversuchen aufgetragen

sind und angeben, in welchem Bereich mit einer Widerstandsvermehrung oder -minderung zu rechnen ist<sup>1)</sup>.

Zuverlässige Auskunft können indessen nur Modelluntersuchungen geben, denn die wellenbildende Länge der Schiffsform hängt von ihrer

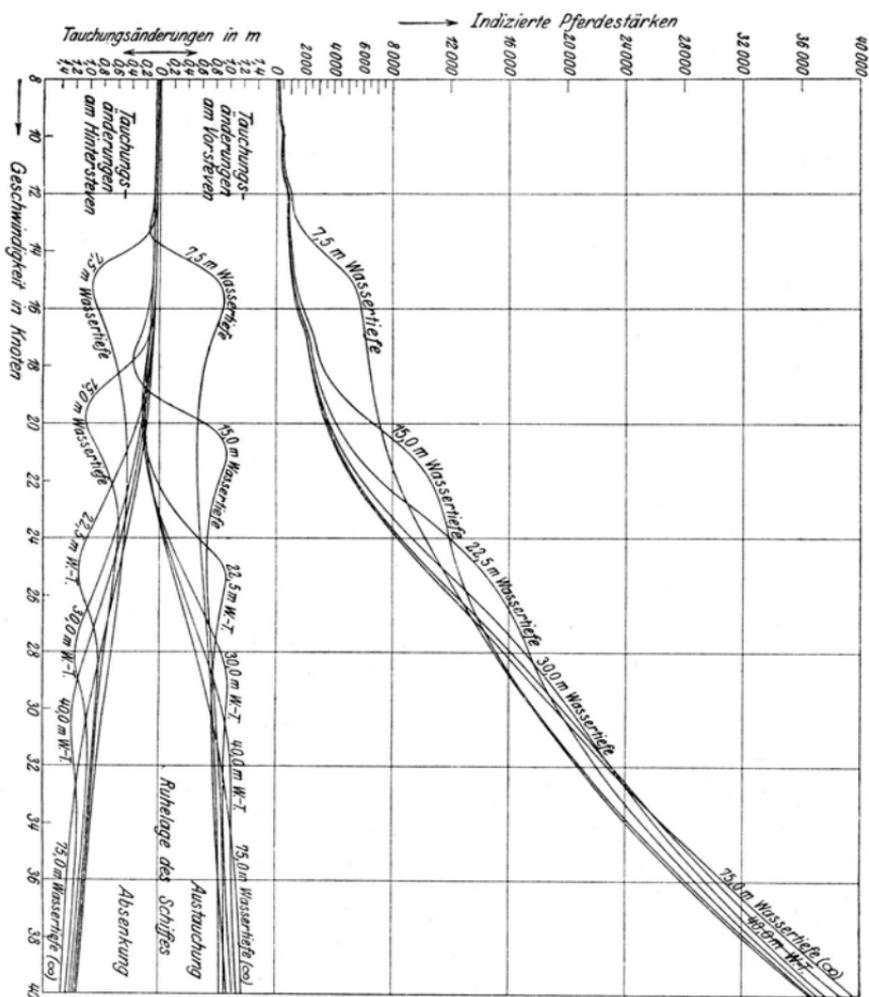


Abb. 129. Vergleich der Versuchsergebnisse mit einem 1080 t-Torpedoboot auf verschiedenen Wassertiefen.

Zuschärfung und der Lage ihrer größten Krümmungen in der Längsrichtung ab, wobei die Bugform entscheidend für die Ausbildung und Lage der Bugwelle, die Heckform für die der Heckwelle ist.

Die Ausprägung des Oberflächenwelleneinflusses wird um so geringer, je schlanker und besser die Schiffsform ist, und es muß das Bestreben beim Ent-

<sup>1)</sup> Kempf, G.: Schiffbau 1909/10, S. 350. — Taylor, D. W.: Speed and Power of ships 1910. — Baker, G. S.: Transactions. Inst. of Nav. Arch. 1913/14. — Tutin, John: Transactions. N. E. Coast Inst. of Eng. and Shipb. 1925.

wurf von Schiffslinien sein, die Wellenbildung dadurch möglichst zu vermindern, daß für möglichst glatten Abfluß des vom Schiff vorn verdrängten Wassers nach hinten gesorgt wird, indem die Senten möglichst gleichmäßige und geringe Krümmungen erhalten.

b) Bei Fahrt auf flachem Wasser.

Bei beschränkter Wassertiefe zeigen die Fahrtergebnisse von Schiffen und Modellen eine von dem normalen Verlauf der Widerstandskurve bei tiefem Wasser abweichende Charakteristik. Im Bereiche gewisser Geschwindigkeiten wächst mit abnehmender Wassertiefe der Widerstand bedeutend schneller als in tieferem Wasser, während er andererseits,

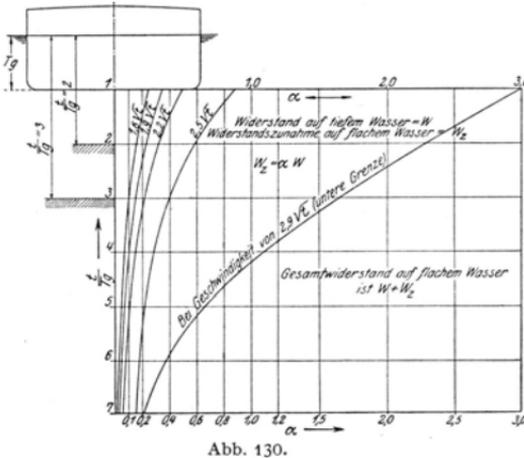


Abb. 130.

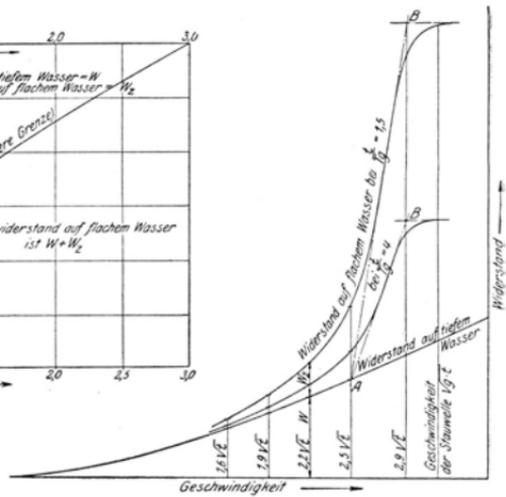


Abb. 131.

wenn die Geschwindigkeit über eine gewisse Grenze hinaus noch gesteigert wird, sogar geringer ist als der Widerstand bei gleicher Geschwindigkeit auf unbeschränkter Wassertiefe.

Zur unbehinderten Bildung der Wellen ist eine gewisse Wassertiefe notwendig, fehlt diese, so treten Stauwellen vor dem Schiff auf, die Rückstromerscheinungen werden stärker und damit verbunden auch die Spiegelabsenkungen neben dem Schiff, alles Erscheinungen, welche im allgemeinen widerstandsvermehrend wirken.

Während die Vergrößerung der Rückstromgeschwindigkeit den Reibungswiderstand vermehrt, wirkt die auf flachem Wasser sich bildende Stauwelle auf das Wellensystem des Schiffes und auf seinen Trimm ein. Da jeder Wassertiefe eine Stauwelle von besonderer Wellengeschwindigkeit zugeordnet ist, können auf einer bestimmten Wassertiefe, je nach der Geschwindigkeit des Schiffes, Resonanz- oder Interferenzerscheinungen zwischen dieser Stauwelle und dem Wellensystem des Schiffes eintreten. Die Geschwindigkeit dieser Stauwelle beträgt  $v = \sqrt{g \cdot t}$ , worin  $t$  die Wassertiefe bezeichnet<sup>1)</sup>. Bei voller Resonanz, wenn die Schiffsgeschwindigkeit etwa  $v = \sqrt{g \cdot t}$  erreicht, steigert sich der Schiffswiderstand auf sehr flachem Wasser etwa auf den 3- bis 4fachen Betrag des Widerstandes in

<sup>1)</sup> Lamb: Hydrodynamics.

tiefem Wasser, während bei größer werdender Schiffsgeschwindigkeit der Widerstand sogar unter den Widerstand auf tiefem Wasser heruntergeht, indem die dann nachlaufende Stauwelle Energie an das Schiff abgibt. Mit den Widerstandsänderungen durch die vor dem Schiff herlaufende oder die ihm nachlaufende Stauwelle sind entsprechende Trimbewegungen des Schiffes verbunden.

Die ersten grundlegenden Versuche über diese Verhältnisse wurden mit einem Torpedoboot der deutschen Marine auf verschiedenen Wassertiefen ausgeführt (Abb. 129).

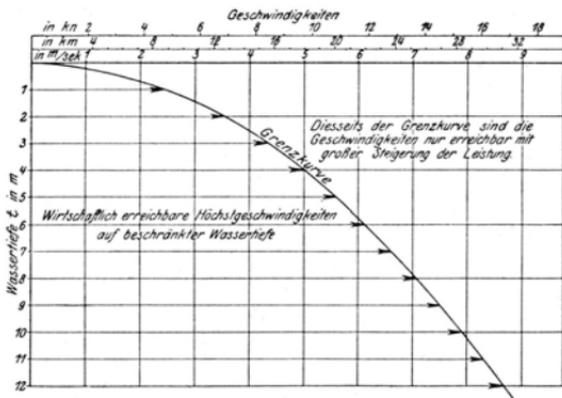


Abb. 132.

Die angenäherte Widerstandsvermehrung für verschiedene Wassertiefen und Geschwindigkeiten ist in Abb. 130 und 131 nach Modellversuchen angeben, und Abb. 132 erlaubt eine Vorausberechnung für Entwürfe und eine Abschätzung der ökonomisch erreichbaren Geschwindigkeit auf flachem Wasser<sup>1)</sup>.

## 2. Fahrt in Kanälen.

### a) Wasserspiegelabsenkung und Gefällewiderstand.

In Kanälen, in denen der Wasserquerschnitt noch beschränkter als auf flachem, aber in der Breite ausgedehntem Wasser ist, treten die auf flachem Wasser beschriebenen Erscheinungen noch verstärkt auf. Namentlich erzeugt die seitlich des Schiffes verstärkte Rückstromgeschwindigkeit und die daraus entstehende Wasserspiegelabsenkung einen zusätzlichen Widerstand, der gewissermaßen als Gefällewiderstand bezeichnet werden kann. Dem Schiff eilt nämlich eine erhöhte Stauwelle voraus, welche die Rückstromgeschwindigkeit zwischen Ufer und Schiff beträchtlich vermehrt, so daß die nötige Wassermenge nach dem hinten frei werdenden Raum zurückbefördert werden kann. Die Folge ist eine verstärkte Wasserspiegelabsenkung neben dem Schiff.

In der Abhandlung von H. Krey: Fahrt der Schiffe auf beschränktem Wasser (Schiffbau 1913, S. 460) ist das Maß der Absenkung zu der Formel abgeleitet:

$$\Delta h = \frac{1}{g} \left( c v + \frac{v^2}{2} \right),$$

<sup>1)</sup> Rasmussen, A.: The influence of the depth of water upon the speed of ships. Engineering 1894. — Rota, G.: On the influence of depth of water on the resistance of ships. Transact. of the Inst. of Nav. Arch. 1900, S. 239. — Schütte, J.: Neuere Versuche über Schiffswiderstand im freien Wasser. Jahrb. d. Schiffbau. Ges. 1901, 1903. — Paulus, K.: Versuche zur Ermittlung des Einflusses der Wassertiefe auf die Geschwindigkeit der Torpedoboote. V. D. I. 1904, S. 1870. — Yarrow, H.: Experiments on the effect of depth of water on speed, having special reference to destroyers recently built. Transact. of the Inst. of Nav. Arch. 1905, S. 339. — Marriner, W.: Deductions from recent and former experiments on the influence of the depth of water on speed. Transact. of the Inst. of Nav. Arch. 1905, S. 344. — Watts, P.: Diskussionsbeitrag zum Vortrage J. E. Thornycroft, Modern torpedo boats and destroyers. Transact. of the Inst. of Nav. Arch. 1908, S. 69. — Schaffran, K. unter: Systematische Propellerversuche. Schiffbau 1916, S. 471. — Kempf, G.: Wirtschaftliche Geschwindigkeit bei Fahrt auf flachem Wasser. Werft Reederei Hafen 1923, Nr. 23.

worin  $\Delta h$  = Absenkung in m,  
 $c$  = Schiffsgeschwindigkeit in m/sek,  
 $v$  = Rückstromgeschwindigkeit des Wassers in m/sek.

Schaffran schreibt in seiner Abhandlung: Modell-Schleppversuche für Lastkähne im Kanalprofil (Schiffbau 1915, S. 322) dieselbe Formel wie folgt:

$$1. \quad H_s = \frac{(V_k + V_r)^2 - V_k^2}{2g},$$

worin  $H_s$  = Wasserspiegelabsenkung in m,  
 $V_k$  = Schiffsgeschwindigkeit in m/sek,  
 $V_r$  = Rückstromgeschwindigkeit des Wassers in m/sek,  
 $V_k + V_r = \bar{V}$  = relative Geschwindigkeit des Kanalwassers zum Schiff in m/sek.

Der Gesamtwiderstand des Schiffes in der Fahrt auf Kanälen setzt sich also zusammen aus:

1. Reibungswiderstand,
2. Formwiderstand,
3. Gefällewiderstand.

Die Berechnung der dritten Arbeitsleistung ist zunächst erforderlich.  $V_r$  = die Geschwindigkeit des rückströmenden Wassers neben dem Kahn ergibt sich aus der Gleichung:

$$F_0 \cdot V_k = (F_0 - F_k - F_s) (V_k + V_r),$$

$$F_0 \cdot V_k = F_r \cdot V_r,$$

worin  $F_0$  = Fläche des ungesenkten Kanalprofils in  $m^2$ ,  
 $F_k$  = Fläche des eingetauchten Schiffsquerschnitts in  $m^2$ ,  
 $F_s$  = Fläche der Wasserspiegelabsenkung in  $m^2 = B_0 \cdot H_s$ , wenn  
 $B_0$  = die mittlere Breite der Kanaloberfläche in m und  
 $H_s$  = die Höhe der Wasserspiegelabsenkung in m sind.  
 $F_r = F_0 - F_k - F_s$  = restlicher Wasserquerschnitt beim fahrenden Schiff in  $m^2$  (s. Abb. 133).

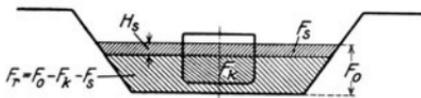


Abb. 133.

Aus obiger Gleichung folgt, daß sich verhält:

$$2. \quad \frac{V_k + V_r}{V_k} = \frac{F_0}{F_0 - F_k - F_s}.$$

Aus den beiden Gleichungen (1) und (2) läßt sich ein allgemein gültiges Kurvenblatt (Abb. 134) aufstellen.

Für einen bestimmten Kanal und für einen bestimmten Kahn seien die Werte  $F_0$  (ungesenkter Kanalquerschnitt) =  $57 m^2$ ,  $F_k$  (eingetauchter Hauptspantquerschnitt des Kahn) =  $12 m^2$  und die mittlere Breite des Kanals =  $26 m$ , so würden für die Wasserspiegelabsenkungen  $H_s$ ,

von  $0,1$  bis  $0,6 m$  die Abszissenwerte  $\frac{F_k + F_s}{F_r} = 0,344$  bzw.  $0,432, 0,532,$

$0,647, 0,781, 0,939$  betragen. Man erhält so in dem Diagramm die gestrichelt eingetragene Kurve, welche ihrerseits die Beträge der mittleren Wasserspiegelabsenkungen für den vorliegenden Kahn in dem bestimmten Kanal angibt. Die Schnittpunkte dieser Kurve mit der Schar der  $H_s$ -Kurven für die verschiedenen Kahngeschwindigkeiten stellen dann die gesuchten Werte von  $H_s$  dar, und für jede Kahngeschwindigkeit kann das gesuchte Verhältnis  $\frac{V_r}{V_k}$  aus dem Diagramm abgelesen und  $V_r$  ermittelt werden.

Nimmt man nun an, daß das so gefundene  $V_r$  den mittleren Wert der Geschwindigkeit des längs der Schiffseite rückströmenden Wassers darstellt,

so gehört zu ihm ein bestimmtes Oberflächengefälle im Wasserspiegel, um die Reibung des Wassers an den Kahn- und Kanalwandungen zu überwinden. Die zur Bildung dieses Stromgefälles notwendige Arbeit muß gleich der zusätzlichen Widerstandsarbeit sein, welche für den mit der Geschwindigkeit  $V_k$  fahrenden Kahn infolge des Gefällewiderstandes  $W_g$  pro laufendes

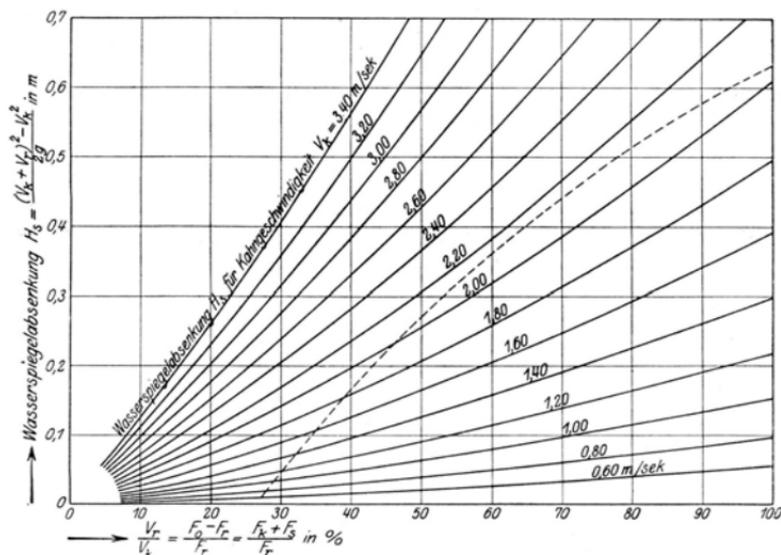


Abb. 134.

Meter Schiffslänge anzuwenden ist. Zur Bestimmung des Oberflächengefälles benutzt man die Heßlesche Formel:

$$V_r = C(1,0 + 0,5 \sqrt{R}) \cdot \sqrt{R \cdot J},$$

worin  $R$  „der sogenannte hydraulische Radius“ gleich dem Verhältnis aus dem Restquerschnitt  $F_r$  zum benetzten Umfang des Kanalquerschnitts  $U_r$  (zusammen mit dem des eingetauchten Hauptspantquerschnitts) ist, also:

$$R = \frac{F_r}{U_r}.$$

$J$  ist das gesuchte Stromgefälle.

Nach der Kutterschen Formel ist:

$$V_r = c \sqrt{RJ}, \text{ wobei } c = C(1,0 + 0,5 \sqrt{R}).$$

Werte von  $c$ , abhängig von der Art der Oberfläche von Kanälen und der Größe des hydraulischen Radius derselben, sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

Art der Kanaloberfläche	Größe des hydraulischen Radius $R$ in m					
	0,10	0,30	0,60	1,0	3,0	6,0
1. Holz oder Zement . . . . .	71,6	77,9	79,7	80,4	81,2	81,4
2. Quadern . . . . .	55,6	65,3	68,7	70,1	71,7	72,1
3. Mauerwerk aus Bruchsteinen	34,5	47,7	54,2	57,7	62,0	63,2
4. Erde . . . . .	16,3	26,3	34,0	29,8	50,2	54,4
5. Gerölle . . . . .	11,6	19,1	25,3	30,2	39,7	44,6

Thiele gibt für das Profil des Dortmund-Ems-Kanals  $C = 36$  an. (Untersuchungen für den Schifffahrtsbetrieb auf dem Rhein-Weser-Kanal von Sympher, Thiele, Block. Berlin 1907.)

Das Stromgefälle läßt sich aus dieser Formel ermitteln, nachdem vorher gemäß dem angegebenen Verfahren  $V_r$  bestimmt ist. Die Arbeit in mkg, welche zur Bildung dieses Wasserspiegelgefälles  $J$  pro laufendes Meter Kahnlänge aufzuwenden ist, beträgt:

$$A = G \cdot J,$$

worin  $G$  = Gewicht des in dem Restquerschnitt neben dem Kahn pro Sekunde durchfließenden Wassers in kg.

$$G = \gamma_1 \cdot F_r \cdot V_r \cdot 1000.$$

$\gamma_1$  = spezifisches Gewicht des Kanalwassers.

Die gleiche Arbeit, ausgedrückt durch den zusätzlichen Gefällewiderstand  $W_g$  pro laufendes Meter Schiffslänge  $L$  für die Kahngeschwindigkeit (gegenüber dem Ufer)  $V_k$  ist:

$$A = \frac{W_g \cdot V_k}{L},$$

mithin

$$W_g = 1000 \cdot \gamma_1 \cdot F_r \cdot \frac{V_r}{V_k} \cdot J \cdot L;$$

und da nach früherem

$$\frac{V_r}{V_k} = \frac{F_k + F_s}{F_r},$$

wird der Gefällewiderstand:

$$W_g = 1000 \cdot \gamma_1 (L \cdot F_k + L \cdot F_s) \cdot J.$$

Zur Berechnung des Reibungswiderstandes muß statt der Kahngeschwindigkeit, relativ zum Lande, die relativ zum umgebenden Wasser, d. h. die um die Rückstromgeschwindigkeit vermehrte Geschwindigkeit  $V_k + V_r$  eingesetzt werden.

Die Ausführungen über Stauwellenwiderstand bei Fahrt auf flachem Wasser treffen auch für Fahrt in Kanälen zu, nur kommt eine Überschreitung der natürlichen Wellengeschwindigkeit im engen Kanal praktisch nicht in Frage, weil vor Erreichung dieser Geschwindigkeit der Widerstand und die Absenkungswelle so groß werden, daß es in den meisten Fällen nicht möglich und auch nicht ratsam ist, die Geschwindigkeit weiter zu steigern. Die natürliche Wellengeschwindigkeit beträgt beispielsweise im normalen Querschnitt des Teltowkanals ungefähr 15 km/Std. und im neuen Querschnitt des Nord-Ostsee-Kanals 32,4 km/Std. oder rund 17,5 kn. Das sind Geschwindigkeiten, die aus den angeführten Gründen wegen der zu starken Wellenbildung oder auch wegen der Gefahr von Grundberührungen nicht eingehalten werden können.

#### b) Kursstabilität.

Auf Kanälen besonders zu beachten ist die Kursstabilität der Schiffsförm. Das Steuern des Schiffes wird nämlich gefährdet, sobald das Schiff einseitig sich aus der Mitte entfernt, es entsteht dann an der ufernahen Seite ein engerer Wasserquerschnitt und größere Rückstromgeschwindigkeit als an der uferweiten Seite. Es bildet sich eine größere Spiegelabsenkung und ein Unterdruck, welche bewirken, daß das Schiff nach dem Ufer zu gedrängt wird. Die Kursstabilität im Kanal ist um so besser, je weiter vorn der Drehpunkt des Schiffes liegt und je runder das Vorschiff ist. Runde völlige Bugformen sind daher vorteilhaft für Kanalkähne, während andererseits eine runde Kimm im Mittelschiff seitliches Abtreiben begünstigt.

## c) Schleppversuche mit Kähnen.

Über den Widerstand von Kähnen und die Ausbildung günstiger Kahnformen sind eine große Reihe von Schleppversuchen mit Kähnen und mit Modellen ausgeführt.

De Mas erforschte durch Schleppversuche mit dem Schleppkahn „Alma“ 1890/95 auf der Seine die Abhängigkeit des Zugwiderstandes von der Tauchtiefe des Schiffes und der Rauigkeit seiner benetzten Oberfläche.

Engels, Dresden, hat diese Messungen durch Modellversuche nachgeprüft und Versuche über den Einfluß der Form und Größe des Kanalquerschnittes ausgeführt.

Suppan, Wien, hat durch Schleppversuche auf der Donau Kähne mit scharfem und löffelförmigem Bug untersucht und gefunden, daß erstere bis 7 km Geschwindigkeit gleiche Widerstände, darüber hinaus aber geringere boten.

Haack hat 1898 Schleppversuche im Dortmund-Ems-Kanal über den Einfluß des Tiefganges und des Kanalquerschnittes auf den Widerstand von Schleppkähnen ausgeführt.

Weitere Versuche mit Kahnmodellen in verschiedenen Kanalquerschnitten wurden von Engels und Gebers<sup>1)</sup> in Uebigau ausgeführt, wobei sich die Muldenform als günstigste Kanalform ergab, und als Kahnform bei den üblichen Geschwindigkeiten die Löffelbugform. In der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt wurde der Einfluß der Spantform untersucht, wobei sich möglichst schlanke Hinterschiffsformen bei völligem, rundem Bug als günstigste Formen ergaben<sup>2)</sup>. Neuere Versuche mit Rhein-kähnen wurden noch von Zilcher<sup>3)</sup> ausgeführt.

Eine Zusammenstellung von amerikanischen Modellversuchsergebnissen mit Schleppbarken findet sich in Marine Engineering and Shipping Age 1925, S. 591.

Eine umfassende Abhandlung über „Fahrwiderstände von Schleppkähnen“ stammt neuerdings von Dr. A. Strickler<sup>4)</sup>, in welcher alle bisher zugänglichen Fahrergebnisse verarbeitet sind und zu folgenden Widerstandsformeln geführt haben:

Fahrwiderstand für Rhein- und Donaukähne:  
(in weitem Fahrwasser)

$$W_0 = C V \left( \frac{L}{T} \right)^{2/3} \cdot v_r^2,$$

$W_0$  = Fahrwiderstand in kg,

$C$  = 0,016 für eisernen Boden; 0,0245 für hölzernen Boden,

$V$  = Verdrängung in m<sup>3</sup>,

$L$  = Länge zwischen den Loten in m,

$T$  = Tauchtiefe in m,

$v_r$  = relative Geschwindigkeit in m/sek.

### 3. Fahrt auf Strömen.

#### a) Gleitgeschwindigkeit<sup>5)</sup>.

Bei Schiffen, die sich in strömendem Wasser fortbewegen, wird der Widerstand durch zwei Faktoren beeinflusst, nämlich durch die meist stark mit Wirbeln durchsetzte und mit bezug auf die Geschwindigkeit nicht überall gleichmäßige Strömung, wobei die Geschwindigkeit

<sup>1)</sup> Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1907, S. 389; 1908, S. 487.

<sup>2)</sup> Wrobbel: Het Ship 1923, Nr. 9.

<sup>3)</sup> Zilcher: Der Rhein 1925, S. 151.

<sup>4)</sup> Strickler: Mitteilungen des Amtes für Wasserwirtschaft. Bern 1924.

<sup>5)</sup> Asthöwer: Gleitgeschwindigkeit und Widerstand von Schleppkähnen. Nach Versuchen auf dem Rheinstrom. 1911. Umfangreiche Literaturangaben über weitere diesbezügliche Abhandlungen ebendasselbst.

in der Mitte nahe der Oberfläche am größten ist und nach dem Boden und den Seiten zu abnimmt. Die Verteilung der Geschwindigkeiten hängt von der Beschaffenheit des Bodens und der Wände, dem Wasserstand und dem Gefälle ab, und es ist schwer, von einer mittleren Geschwindigkeit zu sprechen, welche für die Widerstandsbildung zugrunde zu legen ist. Abhängig vom Pegelstand gelten z. B. für den Rhein in der Flußmitte etwa folgende Angaben:

Kölner Pegel . . . . .	2,00	2,20	2,40	2,60	2,80	3,00 m
Nebenstrom . . . . .	1,48	1,50	1,55	1,58	1,65	1,76 m/sek
Hauptstrom . . . . .	1,63	1,68	1,72	1,77	1,82	1,86 m/sek

Ein auf dem Strom mit Gefälle treibender Kahn fährt mit größerer Geschwindigkeit zu Tal, als der Stromgeschwindigkeit entspricht, d. h. der Kahn eilt vor, und man nennt den Überschuß an Geschwindigkeit des Kahnes gegenüber derjenigen der ihn umgebenden Wasserfäden seine Gleitgeschwindigkeit<sup>1)</sup>. Dieselbe läßt sich wie folgt erklären:

Denkt man sich neben dem Schiff eine Wassermasse von gleicher Form und gleichem Gewicht hinabtreiben, dann wirkt auf beide die Schwerkraftkomponente  $K = G \cdot \sin \alpha$  (Abb. 135). Wasserblock und Schiff müßten demnach, da  $K$  die einzige treibende Kraft ist, gleich schnell schwimmen; trotzdem fließt die Wassermasse langsamer. Die Ursache dieser Erscheinung ist in der Vernichtung von lebendiger Kraft im Inneren des Stromes durch dort auftretende Wirbelungen usw. zu suchen. Diese Wirbelungen, die in der Boden- und Randwirkung sowie Pulsation des Wassers ihren Ursprung haben, entziehen nämlich dem Wasserblock Geschwindigkeitsenergie und setzen sie in Wärme um. Die zu dieser Energieumwandlung notwendige Arbeit muß die Schwerkraftkomponente  $K$  leisten, welche auf solche Weise aufgezehrt wird und für eine Geschwindigkeitsänderung nicht mehr in Frage kommen kann.

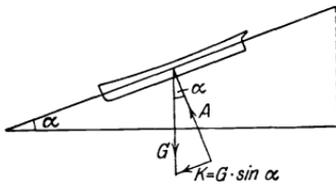


Abb. 135.

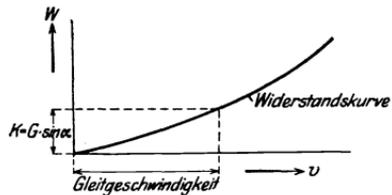


Abb. 136.

Im hinabtreibenden Schiff aber kann eine derartige Zerstörung von lebendiger Kraft nicht erfolgen, dort wird  $K$  in voller Größe nach außen abgegeben, sie beschleunigt den Kahn so lange, bis ihr der Wasserwiderstand das Gleichgewicht hält und bewirkt von diesem Augenblick an die Innehaltung eines konstanten Geschwindigkeitsüberschusses gegenüber dem gleichgeformten Wasservolumen (Abb. 136).

Eine andere Erklärung der Gleitgeschwindigkeit als Folge der Turbulenz gibt neuerdings Lorenz<sup>2)</sup>. —

Zur Feststellung der Größe der Schwerkraftkomponente  $K = G \cdot \sin \alpha$  setzt man  $\sin \alpha = \text{tg } \alpha$ , was wegen der Kleinheit der Werte zulässig ist;  $\text{tg } \alpha$  ist aber das Stromgefälle  $i$  (in m/km), mithin ergibt sich:

$$K = \frac{G \cdot i}{1000} .$$

<sup>1)</sup> Die Tatsache des Voreilens ist Bedingung für die Steuerfähigkeit des Kahnes, weil dadurch der notwendige Ruderdruck erzeugt wird.

<sup>2)</sup> Lorenz, H.: Schiffbau Jg. 27, Nr. 16 v. 25. VI. 1926.

$K$  und  $G$  in kg gemessen. Die Gleitgeschwindigkeit des hinabtreibenden Kahnens erreicht also eine Größe, die der Bedingung entspricht:

$$K = W.$$

Asthöwer stellt fest:

1. daß das Schiff mit der günstigsten Widerstandskurve am meisten voreilt;
2. daß von zwei Kähnen mit gleichen Widerstandskurven das schwerere Schiff die größere Gleitgeschwindigkeit besitzt;
3. daß bei Niedrigwasser infolge erhöhten Bodeneinflusses das relative Gefälle und damit auch die Gleitgeschwindigkeit meist größer werden als bei höheren Wasserständen.

b) Schleppleistung.

Für einen Kahn, der nicht „auf sich“ treibt, sondern im Schleppzug gefahren wird, sind zur Ermittlung der Schleppleistung folgende Geschwindigkeiten zu unterscheiden:

- $v_k$  = Kahngeschwindigkeit oder Geschwindigkeit gegen Ufer,
- $v_s$  = Stromgeschwindigkeit,
- $v_g$  = Gleitgeschwindigkeit,

so daß sich die Relativgeschwindigkeit zusammensetzt aus:

$$v_r = v_k \pm v_s \pm v_g,$$

je nachdem der Kahn zu Berg oder zu Tal geschleppt wird.

Die Schubkraft der Schraube  $S$  ist bei einem bergwärts geschleppten Kahn im Gegensatz zu einem im ebenen Wasser geschleppten nicht gleich dem Bewegungswiderstand  $W$ , sondern um die infolge des Gefälles auftretende Schwerkraftkomponente  $K$  größer:

$$S = W + K,$$

worin  $W$  also den Schiffswiderstand darstellt, den der Kahn auf Grund seiner Geschwindigkeit gegen Ufer und der Stromgeschwindigkeit erfährt. Ein bergwärts fahrender Kahn benötigt also die Leistung des Schraubenschubes zur Überwindung des Schiffswiderstandes  $W$  auf dem Wege  $v_k + v_s$ . Zur Überwindung der Schwerkraftkomponente ist die Teilleistung des Schraubenschubes auf demselben Wege wirksam. Demzufolge wird die gesamte Schleppleistung:

$$PS_e = \frac{W \cdot (v_k + v_s)}{75} + \frac{G \cdot i (v_k + v_s)}{75 \cdot 1000}.$$

$W$  und  $G$  in kg gemessen,  $v_k$  und  $v_s$  in m/sek und  $i$  = Gefälle in m/km.

Bei der Schleppfahrt zu Tal treten die entgegengesetzten Verhältnisse ein, so daß die Formel dann lautet:

$$PS_e = \frac{W(v_k - v_s)}{75} - \frac{G \cdot i \cdot (v_k - v_s)}{75 \cdot 1000}.$$

Hierin ist zu berücksichtigen, daß  $W$  jetzt den Widerstand in kg darstellt, welcher der Relativgeschwindigkeit  $v_k - v_s$  entspricht.

Bisher ist nur der Widerstand einzelner Schiffe und Kähne behandelt worden, nicht aber der

Widerstand mehrerer hintereinander im Schleppzuge fahrender Kähne. Da bei mehreren hintereinanderfahrenden Kähnen der hintere im Nachstrom des ersteren fährt, so ist es erklärlich, wenn er kleineren Widerstand erfährt, je näher er hinter dem vorfahrenden Kahn liegt. Abb. 137 zeigt



Abb. 137.

die Anordnung von Schleppversuchen mit 4 Rheinkahnmodellen in der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt. Bei einem Kahnzwischenraum von einer bis einer halben Kahnlänge ist der Widerstand des Schleppzuges nur 3,3mal so groß wie der eines einzelnen Kahnens; bei dichtgekoppelten Kähnen nur 2,75mal so groß.

#### 4. Tangentialwiderstand.

Der Tangentialwiderstand unterliegt auf flachen, strömenden Gewässern besonderen Verhältnissen, die aus der dem Strome eigentümlichen Verteilung

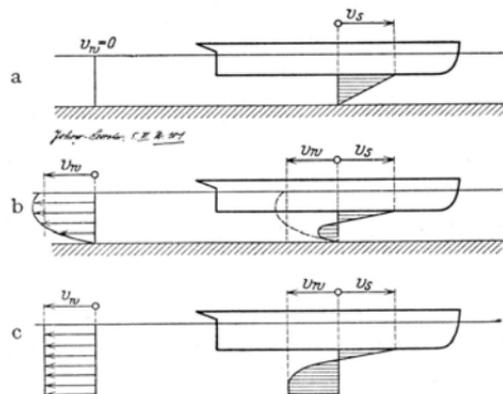


Abb. 138.

der Wassergeschwindigkeiten im Bereiche des Schiffes sich ergeben. Eine schematische Anschauung dieser Verhältnisse gibt Abb. 138a bis c und zwar zeigt:

Abb. 138a die Verteilung der Wassergeschwindigkeiten unter dem Schiffsboden auf flachem ruhigen Wasser, wenn keine Stromgeschwindigkeit vorhanden ist, d. h. für  $V_w = 0$ . Die Schiffsgeschwindigkeit  $V_s$  gegen Land ist dann dieselbe wie gegen das Wasser.

Abb. 138b zeigt die Verteilung der Wassergeschwindigkeiten auf flachem

strömendem Wasser, gegen welches das Schiff mit der relativen Geschwindigkeit  $V_s + V_w$  fährt, während es gegen Land nur mit der Geschwindigkeit  $V_s$  fortschreitet.

Abb. 138c zeigt die Verteilung der Wassergeschwindigkeiten auf tiefem strömendem Wasser, gegen welches das Schiff mit der Geschwindigkeit  $V_s + V_w$  fährt, während es gegen Land mit der Geschwindigkeit  $V_s$  fortschreitet.

Die schraffierten Teile geben an, in welcher Stärke und in welcher Richtung das Wasser gegen Land unter dem gemeinsamen Einfluß von Strömung und fahrendem Schiffsboden sich bewegt.

### E. Einfluß der Schiffsform auf den Widerstand.

Wie bereits im Abschnitt über den Formwiderstand erläutert, wird der Widerstand einer Schiffsform in erster Näherung bedingt durch ihre Zuschärfung  $\frac{L}{V^{1/3}}$  und Völligkeit  $\delta$ , in zweiter Näherung von der Displacementsverteilung, den Breiten- und Tiefenverhältnissen und in dritter Näherung von der Formgebung und Linienführung.

#### 1. Schärfe der Schiffsform.

Der Völligkeitsgrad  $\delta$  ist im allgemeinen derjenige Schärfegrad, der beim Entwurf zuerst festgelegt wird. Brauchbare mittlere Werte für  $\delta$ , abhängig von der Froudeschen Zahl, d. h. der relativen Geschwindigkeit, sind in Abb. 139a und b<sup>1)</sup> dargestellt.

<sup>1)</sup> Nach einer Zusammenstellung von E. V. Telfer in The Mar. Eng. and Nav. Arch. Nov. 1913.

Für die Widerstandsbildung noch charakteristischer als  $\delta$  ist die Längenzuschärfung der Verdrängung  $L/V^{1/3}$ . Mittlere übliche Werte hierfür sind in Abb. 140, abhängig vom Völligkeitsgrad für bestimmte Froudesche Zahlen, aufgetragen. Man erkennt aus den Bereichen der Froudeschen Zahlen, daß z. B. bei  $\mathfrak{F} = 0,18$  für langsame Frachtschiffe der Völligkeitsgrad nur gesteigert werden kann, wenn die Längenzuschärfung vergrößert wird, bei  $\mathfrak{F} = 0,27$  bis  $0,30$  muß die Längenzuschärfung vor allem gesteigert werden. Dagegen bei  $\mathfrak{F} = 0,35$ , wenn das Schiff auf zwei Wellenbergen schwimmt und in der Mitte ein Tal sich ausbildet, muß die Längenzuschärfung zugunsten größerer Schiffsbreite verringert werden. Im allgemeinen zeigt das Kurven-

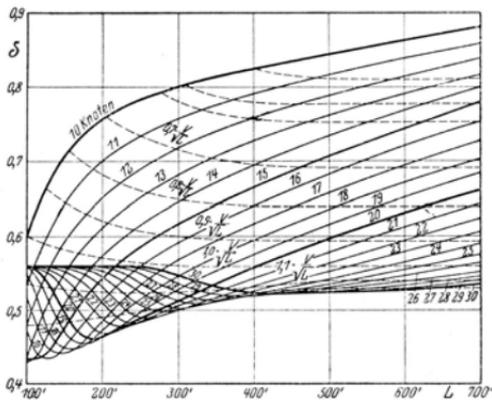


Abb. 139 a.

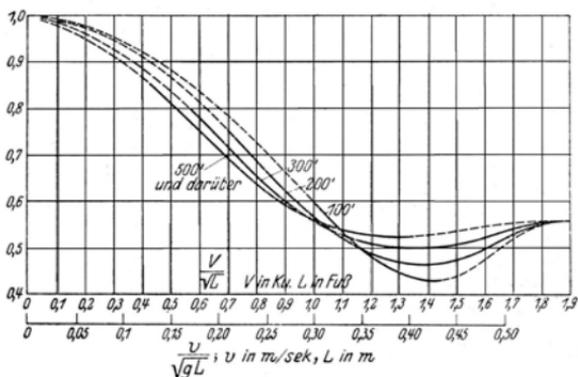


Abb. 139 b.

blatt, daß bei Vergrößerung der Völligkeit auch die Längenzuschärfung vergrößert werden muß und umgekehrt.

## 2. Displacementsverteilung.

Die Displacementsverteilung muß sich so gut wie irgend möglich dem bei der gewünschten Geschwindigkeit entstehenden Wellensystem anpassen. Ein Maß hierfür ist das Verhältnis der Länge zur Breite. Für Schiffe von relativen Geschwindigkeiten

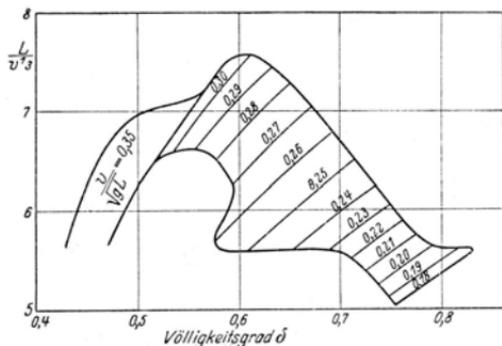


Abb. 140.

$\delta = 0,18$  bis  $0,29$  wächst  $L/B$  mit der Schiffslänge, wie Abb. 141 zeigt. Darüber hinaus wird  $L/B$  wieder kleiner, weil eine größere Breite wegen des in der Schiffsmitte sich ausbildenden Wellentales günstiger wirkt. Die Abhängigkeit der Völligkeitsgrade  $\varphi$  und  $\beta$  von  $\delta$  zeigt Abb. 142.

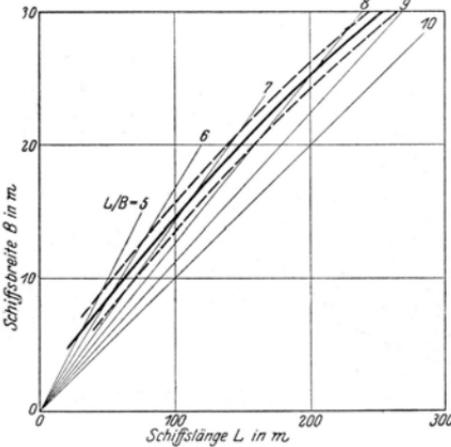


Abb. 141.

Bei völligen Schiffen kommt die Ausbildung eines parallelen Mittelschiffes in Frage, seine günstigsten Längen sind in Abb. 143 nach Versuchsergebnissen von Taylor angegeben. Als günstigste Schwerpunktslage gilt für diese Schiffe 1 vH bis 2 vH vor Mitte. Die Schärfegrade vorn und hinten ergeben sich daraus von selbst.

Von besonderem Einfluß auf den Widerstand ist das Verhältnis der Tiefe zur Breite. Je größer die Tiefe bei gleicher Verdrängung wird, um so geringer wird bei  $\delta = 0,18$  bis  $0,29$  der Widerstand.

Modellversuche mit geometrisch systematisch in ihren Formverhältnissen zueinander geänderten Modellen sind von einer Anzahl verschiedener Forscher ausgeführt und veröffentlicht worden, so von Rota, R. E. Froude, Baker, Kent, Taylor, Bragg, Sadler, Schaffran, Zeys.

Besonders gute Schlüsse über den Einfluß der Hauptmaße des Schiffes und des Schärfegrades  $\varphi$  auf den Schiffswiderstand gewinnt man aus den Versuchsergebnissen, die D. W. Taylor in seinem Werke: *The Speed and Power of Ships* (1910) niedergelegt hat. Auf Grund einer großen Reihe von Versuchen mit insgesamt 80 verschiedenen Modellen, die jedoch sämtlich nach ähnlichen

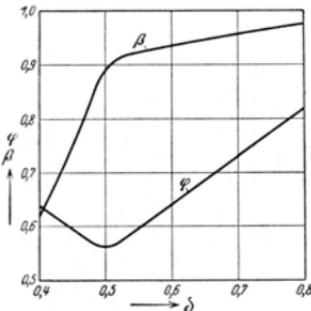


Abb. 142.

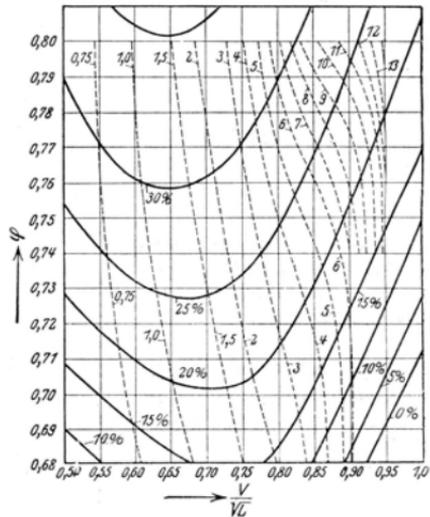


Abb. 143.

Linien aus denen eines Standardmodells hergestellt sind, gibt Taylor eine umfangreiche Anzahl von Diagrammen heraus, die, wenn sie auch nur

wiederum für ähnlich abgeleitete Schiffe verwendet werden sollen, doch für die meisten praktischen Fälle zur Bestimmung des zu erwartenden Widerstandes Verwendung finden können, zumal dimensionslose Auftragung die Benutzung der Diagramme erheblich erleichtert.

**Kurven gleichen Formwiderstandes in Pfunden pro Tonne Verdrängung.**

Für  $\frac{B}{T} = 2,25$

abs. korresp. Geschwindigkeit  $\frac{R_s}{\sqrt{L}} = 0,60$

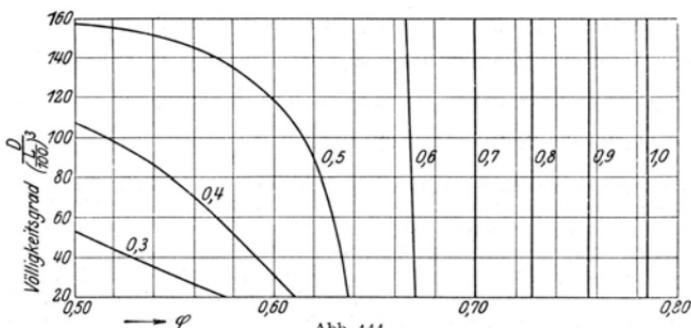


Abb. 144.

Für  $\frac{B}{T} = 2,25$

abs. korresp. Geschwindigkeit  $\frac{R_s}{\sqrt{L}} = 1,10$

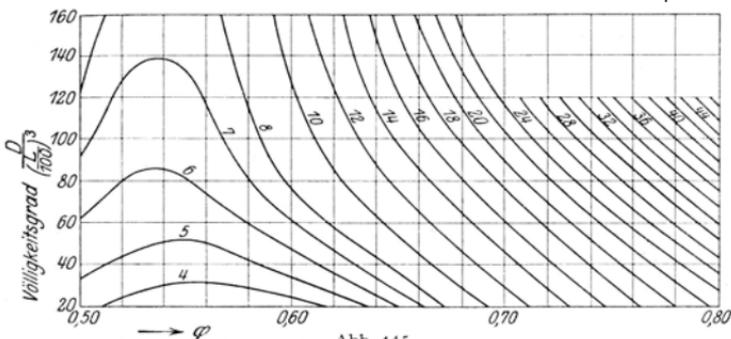


Abb. 145.

Für  $\frac{B}{T} = 2,25$

abs. korresp. Geschwindigkeit  $\frac{R_s}{\sqrt{L}} = 2,00$

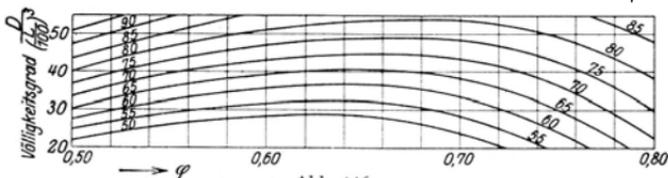


Abb. 146.

Die Art seiner Auftragung der Versuchsergebnisse, wie sie in den Diagrammen Abb. 144 bis 146 wiedergegeben ist, zeigt besonders deutlich den Einfluß des Schärfegrades  $\varphi$  auf den Widerstand des Schiffes. In jedem der Diagramme sind für eine, allen ähnlichen Modellen der Serie  $\frac{B}{T} = 2,25$  eigene, absolute korre-

spondierende Geschwindigkeit die Formwiderstände so zusammengetragen, daß in einem Koordinatennetz mit den Schärfegraden  $\varphi$  als Abszissen und den Völligkeitsgraden (Displacementslängenkoeffizienten)  $\frac{D}{(L/100)^3}$  als Ordinaten die Punkte gleichen Formwiderstandes in Pfunden pro Tonne Verdrängung zu Kurven vereinigt sind. Aus denselben ist zu ersehen, daß sich bei einer jeden Geschwindigkeit  $\frac{\mathfrak{R}_s}{\sqrt{L}}$  für einen bestimmten Völligkeitsgrad  $\frac{D}{(L/100)^3}$  der günstigste Formwiderstand bei einem gewissen Schärfegrad  $\varphi$  einstellt, welcher bei den geringeren Geschwindigkeiten bis  $\frac{\mathfrak{R}_s}{\sqrt{L}} = 1,1$  zwischen  $\varphi = 0,5$  und  $0,55$  liegt, während für höhere Geschwindigkeiten, wie beispielsweise  $\frac{\mathfrak{R}_s}{\sqrt{L}} = 2,0$ , das günstigste  $\varphi$  etwa  $0,67$  beträgt. Das bedeutet, daß bei geringerer Geschwindigkeit zur Erzielung eines möglichst geringen Formwiderstandes das Hauptspant möglichst völlig gehalten und die Verdrängung infolgedessen von den Enden des Schiffes nach der Mitte verschoben werden muß. Bei höherer Geschwindigkeit, d. h. für  $\mathfrak{F} = 0,25$  bis  $0,30$  dagegen ist das völlige Hauptspant von ungünstigem Einfluß auf den Formwiderstand, daher muß die Verdrängung gleichmäßiger als im vorherigen Falle auf die Länge verteilt werden. Bei noch höheren Geschwindigkeiten von  $\mathfrak{F} = 0,35$  bis  $0,45$  muß das Displacement wieder möglichst in der Mitte konzentriert werden, und bei sehr hohen Geschwindigkeiten von  $\mathfrak{F}$  über  $0,5$  ist wieder eine gleichmäßigere Verteilung vorteilhaft. Der Einfluß des Schärfegrades kann ein ganz bedeutender sein, so ergibt sich z. B. aus Abb. 145 für ein Schiff mit dem Völligkeitsgrade  $\frac{D}{(L/100)^3} = 100$  und der Geschwindigkeit  $\frac{\mathfrak{R}_s}{\sqrt{L}} = 1,1$  ein ungefährer Formwiderstand von  $6,4$  Pfd.

pro Tonne Verdrängung für  $\varphi = 0,55$ , während sich der Formwiderstand auf mehr als das Doppelte, nämlich auf  $14$  Pfd. erhöht, wenn  $\varphi = 0,65$  gewählt werden würde.

Nach denselben Erwägungen ist es auch entschieden von Vorteil, für kleinere Geschwindigkeiten ein paralleles Mittelschiff anzuwenden, weil es dadurch leichter gelingt, bei konstantem  $\varphi$  die Verdrängung möglichst nach mittschiffs zu verschieben und die Enden scharf zu halten. Taylor weist dies an Hand einer besonderen Serie von Modellen mit verschiedener Länge der Mittelschiffe nach (siehe Abb. 143).

In Abb. 144 bis 146 sind einige der von Taylor aufgestellten Kurvenblätter dargestellt für  $\mathfrak{R}_s$  in Knoten,  $L$  in Fuß und  $\frac{\mathfrak{R}_s}{\sqrt{L}} = 0,60, 1,10, 2,00$  entsprechend Froudeschen Zahlen  $\mathfrak{F} = 0,177; 0,326; 0,60$ .

Erreichbare Widerstandswerte für normale gute Handelsschiffsformen, welche nach den Angaben in Abb. 139 bis 143 gewählt sind, gibt Abb. 147 in dimensionsloser Form.

Hieraus lassen sich der Gesamtwiderstand einer guten Schiffsform und die Schleppleistung errechnen.

Die erforderliche Wellenleistung ist daraus unter Annahme eines Propulsionswirkungsgrades abzuleiten, indem man für letzteren annimmt:

bei Einschraubern  $65$  bis  $70$  vH,

bei Doppelschraubern  $60$  bis  $65$  vH.

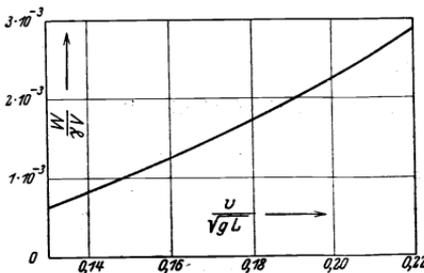


Abb. 147.

Aus Abb. 147 geht weiter eindeutig hervor, in welchem Maße bei gleichem Deplacement mit wachsender Schiffslänge der Widerstand abnimmt. Eine Grenze für die Verlängerung bilden die Stabilität und die Baukosten. Das Diagramm kann somit auch als Unterlage für die Berechnung wirtschaftlicher Schiffsformen dienen.

### 3. Linienführung.

Zur Verminderung des Wellenwiderstandes kommt es darauf an, durch geeignete Linienführung dafür zu sorgen, daß die Strömung auf dem kürzesten Weg vom Bug zum Heck fließen kann, daß also die Senten einen möglichst glatten Verlauf haben. Eine Schiffsform, welche diese Forderung gut erfüllt, ist die sog. Maierform; sie ist daher mit Bezug auf den Widerstand anderen Schiffsformen überlegen und ist gekennzeichnet durch schräg von vorn nach hinten durchlaufende gerade Wände, an denen das Wasser glatt entlang strömt. Die Form hat vorn und hinten große Überhänge. Infolge ihrer abgeschrägten Kimm und des abgeschrägten Vor- und Hinterschiffes ist die Verdrängung bei der Maierform nach oben gedrückt. Die übliche Schiffsform unterscheidet sich dadurch, daß bei ihr das Deplacement meist möglichst nach unten verlegt ist, um gute Tragfähigkeit bei geringem Tiefgang zu erzielen. Infolgedessen entstehen unten sackartige Spantformen und steile Wände, die im Vorschiff auf Verringerung des Wellenwiderstandes hinwirken.

Eine fächerförmige Aufkimmung ist sowohl im Vorschiff, wie besonders im Hinterschiff, günstig. Im Hinterschiff ist auf glatte Zuführung der Strömung zu den Schrauben hinzuwirken. Bei Einschraubenschiffen sind die Wasserlinien namentlich in der Nähe der Schwimmlinien hinten möglichst schlank einzuziehen, um zu verhindern, daß übermäßige Sogwirkung bei Fahrt auf kleinen Tiefgängen eintritt. Einschraubenschiffe sind also um so günstiger, je steiler die hintersten Spanten in der Nähe der Schraube stehen<sup>1)</sup>.

Eine gute Schiffsform läßt sich bei Doppelschraubenschiffen ebensogut mit Kreuzerheck wie mit flachem Heck ausbilden. Bei völligen Doppelschraubenschiffen ist im Hinterschiff das Ausziehen der Wasserlinie in einen Sporn günstig. Bei Einschraubenschiffen wirkt indessen das Kreuzerheck auf eine Vermehrung des Sogs hin und ist daher dem flachen Heck unterlegen.

Durch wulstförmig ausgebildete Bugformen<sup>2)</sup> besitzt man ein weiteres Mittel, um die wellenbildende Länge der Schiffsform zu beeinflussen und zu erreichen, daß bei Geschwindigkeiten, bei denen sonst Resonanz der Wellensysteme eintreten würde, Interferenz und damit Widerstandsverminderung hervorgerufen wird.

Wie sich die verschiedenen Schiffsformen im Seegange bewähren, darüber liegen nur zwei Arbeiten von Kent<sup>3)</sup> vor, und es ist eine wichtige Aufgabe der Modellversuchstechnik, hier Aufklärung zu schaffen. Die bisherigen Erfahrungen lassen noch keine allgemeinen Schlüsse zu. Die großen Modellversuchsanstalten in Hamburg, London und Washington sind daher mit Wellenerzeugungsmaschinen ausgerüstet. Von einer solchen wird z. B. in der Hamburgischen Versuchsanstalt ein über die Tankbreite reichender Tauchkörper periodisch ein- und ausgetaucht, wodurch Dünungswellen von entsprechender Höhe und Länge und von gewünschter Periode erzeugt werden.

### 4. Anbauten am Schiffskörper.

An Anbauten kommen gewöhnlich hinzu: Ruder, Schlinger- und Dockkiele, Wellenhosen oder -böcke.

Bei strömungstechnisch guter Ausbildung und richtiger Lage in der Strömungsrichtung, welche durch Modellversuche einwandfrei erreicht werden kann,

<sup>1)</sup> Kempf: Schiffbautechn. Ges. 1927.

<sup>2)</sup> Taylor, D. W.: Mar. Engg., Sept. 1923, S. 540 und Werft Reederei Hafen 1924.

<sup>3)</sup> Kent: Transact. Inst. of Nav. Arch. 1924, 1927.

braucht der Widerstand der Anbauten nicht viel mehr zu betragen, als ihrem Reibungswiderstand entspricht, d. h. für:

Ruder 1 bis 2 vH des Gesamtwiderstandes,  
Schlingerkiele 1 bis 3 vH des Gesamtwiderstandes,  
Wellenhosen 4 bis 5 vH des Gesamtwiderstandes.

Die Wellenhosen können indessen auch einen Widerstandsanteil von doppelter Größe erreichen. Die stromgerechte Lage derselben läßt sich durch Modellversuche ermitteln, indem zunächst an Stelle der Wellenhosen Fahnen angebracht werden, die sich richtig in die Strömung einstellen und deren Stellung registriert wird. Hiernach lassen sich dann die Wellenhosen konstruieren. Das gleiche gilt für die Anbringung von Schlingerkielen und anderen Anhängseln.

Wellenhosen und Wellenböcke sind hinsichtlich ihres Widerstandes im allgemeinen als gleichwertig einzuschätzen. Sie können als Trimm- und Leitflächen wirken und bei geeigneter Konstruktion wirksam zur Beeinflussung des Trimmes und des Strömungsdrahtes benutzt werden. Auch nachträglich läßt sich durch die an fertige Wellenhosen anzusetzenden Leitflächen oder Leitflügel eine wirksame Beeinflussung der Strömung erzielen, derart, daß der durch solche Leitvorrichtung vergrößerte Widerstand mehr als aufgewogen wird durch einen Schubgewinn der Schrauben, so daß also im ganzen durch die Leitflügel ein Gewinn an Antriebsleistung erzielt wird.

Über den Widerstand von Profilen verschiedener Form finden sich Angaben in: Hütte I, 1925, S. 374.

Die Widerstandsziffern für ein tropfenförmiges Profil von verschiedenen Verhältnissen der Dicke  $d$  zur Tiefe  $t$  sind:

$$\begin{aligned} d/t &= 0,055 & 0,125 & 0,197 \\ \frac{W}{v^2 \rho / 2 l \cdot d} = \zeta &= 0,096 & 0,048 & 0,040 \\ \text{bei } \frac{v \cdot t}{\nu} &\approx 10^6. \end{aligned}$$

Hieraus läßt sich der Widerstand von Wellenböcken angenähert berechnen. Weil bei Schnellbooten der Widerstandsanteil der Anbauten am Gesamtwiderstand erheblich ist, so wird namentlich bei diesen eine sorgfältige Auswahl der Profile und eine genaue Berechnung ihres Widerstandes erforderlich, um den Widerstand der Anhänge so gering als möglich zu halten.

## F. Antriebsmittel.

Alle Antriebsmittel zur Fortbewegung im Wasser beruhen auf Massenbeschleunigung und dem dadurch entstehenden Impuls oder Antrieb. Sie wandeln das Maschinendrehmoment  $M$  in einen Schub  $S$  um, welcher bei der betreffenden Geschwindigkeit  $v$  dem Schiffswiderstand  $W$  gleich ist.

Die Antriebsmittel unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Wirkung darin, daß sie das Drehmoment der Maschine auf das Wasser übertragen, indem sie es entweder vorwiegend durch Erzeugung von Widerstand in Schub umsetzen, wie beim Ruder und beim Schaufelrad, oder durch Erzeugung von Auftrieb bei möglichst geringem Widerstand, wie beim Schraubenpropeller. Eine Vereinigung beider Prinzipien erstrebt das ganz eingetauchte Flügelrad, wie es z. B. der Kirsten-Boing-Propeller darstellt.

Bei den Widerstand erzeugenden Antriebsmitteln liegt die Achse des Drehmomentes senkrecht zur Fortbewegungsrichtung, während sie bei den Auftrieb erzeugenden Antriebsmitteln parallel zur Fortbewegung liegt.

Bezeichnet man mit  $v$  die Fahrtgeschwindigkeit, mit  $v_1$  und  $v_2$  die Normalgeschwindigkeiten weit vor und weit hinter dem Propeller, und setzt man die Zustromgeschwindigkeit gleich der Fahrtgeschwindigkeit für den Fall, daß der

Propeller in ruhender Flüssigkeit arbeitet, also  $v_1 = v$ , so ist die absolute Abstromgeschwindigkeit  $v_2 - v$ .

Die lebendige Kraft des zuströmenden Wassers ist  $m \frac{v^2}{2}$ , die des abströmenden Wassers  $m \frac{v_2^2}{2}$ .

Die vom Propeller geleistete Arbeit ist  $L = \frac{m}{2} (v_2^2 - v^2)$ . Von dieser Arbeit wird ein Teil verbraucht, um den Widerstand zu überwinden ( $W \cdot v$ ), und ein anderer Teil, um die den Propeller durchströmende Wassermenge auf die absolute Abstromgeschwindigkeit  $v_2 - v$  zu bringen  $\left[ \frac{m}{2} (v_2 - v)^2 \right]$ .

$$\text{Also: } \frac{m}{2} (v_2^2 - v^2) = Wv + \frac{m}{2} (v_2 - v)^2. \quad (1)$$

Diese letztere Arbeit stellt den axialen Austrittsverlust dar, der unvermeidlich jedem Propeller anhaftet, und der dadurch gekennzeichnet ist, daß er proportional zur durchströmenden Wassermasse und mit dem Quadrat der absoluten Austrittsgeschwindigkeit wächst.

Es kommt also für die Bemessung jeden Antriebes und für die Bewertung seiner Wirtschaftlichkeit in erster Linie darauf an, eine möglichst große Masse auf möglichst geringe Austrittsgeschwindigkeit zu beschleunigen. Das wird im allgemeinen am wirksamsten erreicht, wenn das Antriebsmittel einen möglichst großen Wasserquerschnitt erfaßt. Ein rohes Urteil über die vergleichsweise Wirksamkeit verschiedener Antriebsarten läßt sich mithin schon gewinnen aus der Größe des Verhältnisses vom Antriebsquerschnitt zum Widerstandsquerschnitt, also beim Schraubenschiff von der Schraubenkreisfläche zur Hauptspantfläche.

Die größte Antriebsfläche im Verhältnis zur Widerstandsfläche besitzt im allgemeinen der Fisch, der durch schlängelnde Bewegung und Schleudern der Schwanzflosse abwechselnd von rechts nach links und von links nach rechts einen Wasserquerschnitt erfaßt, der ein Mehrfaches seines eigenen Körperquerschnittes beträgt. Der Torpedo hat einen Antriebsquerschnitt gleich seinem Körperquerschnitt. Bei Schiffen kommen Antriebsquerschnitte in der Größenordnung des Körperquerschnittes vor, z. B. bei Flußschleppern.

Bei normalen Seeschiffen beträgt der Antriebsquerschnitt zum Schiffsquerschnitt nur etwa  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{6}$ , und das wirksamste Mittel zur Erzielung großer Geschwindigkeit oder großer Schleppkraft ist meist die Vergrößerung des Antriebsquerschnittes und damit der geförderten Wassermasse.

Der maximale theoretische Wirkungsgrad errechnet sich aus der Gleichung (1), indem man die Nutzleistung  $W \cdot v$  durch die aufgewandte Leistung  $\frac{m}{2} (v_2^2 - v^2)$  dividiert,  $\eta_{th} = \frac{W \cdot v}{\frac{m}{2} \cdot (v_2^2 - v^2)}$ , und den Widerstand  $W$

dem Schub  $S = m (v_2 - v) = \rho F v' (v_2 - v) = C_s \cdot \frac{\rho}{2} \cdot F \cdot v^2$  gleichsetzt.

$$\eta_{th} = \frac{m (v_2 - v) \cdot v}{\frac{m}{2} (v_2^2 - v^2)} = \frac{v}{v_2 + v} = \frac{v}{v'} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_s}}, \quad (2)$$

wo  $v' = \frac{v_2 + v}{2}$  gleich der Durchflußgeschwindigkeit durch den Propeller ist<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Betz: Schraubenpropeller mit geringstem Energieverlust. Göttinger Nachrichten 1919, S. 193; Handbuch der Physik Bd. VII, S. 257 ff.

### I. Schaufelrad.

Der maximale theoretische Wirkungsgrad des Schaufelrades errechnet sich, indem man für die aufgewandte Leistung  $W \cdot u$  einsetzt, wo  $u$  die mittlere Umfangsgeschwindigkeit ist:  $u = D \cdot \pi \cdot n$ .

$$\eta_{th} = \frac{W \cdot v}{W \cdot u} = \frac{v}{u}.$$

Bei Schaufelrädern mit festen Schaufeln stehen die ein- und austretenden Schaufeln schräg zur Bewegungsrichtung des Wassers und erteilen abwärts und aufwärts gerichtete Impulse, welche für den Vortrieb unwirksam sind, also Arbeitsverluste hervorrufen.

Bei Schaufelrädern mit beweglichen Schaufeln konstruiert man die Schaufelstellungen für stoßfreien Eintritt und Austritt. Weil die Schaufel im tiefsten Punkt vertikal stehen soll, hat man nach Annahme der Länge der Schaufelarme drei Punkte, durch welche der Zapfenkreis und seine Exzentrizität bestimmt sind.

### 2. Schraubenpropeller.

Der maximale, theoretisch zu berechnende Wirkungsgrad erfährt aus zwei Gründen Verschlechterungen:

1. Die Erzeugung von Auftrieb ist bei Flügelprofilen stets verbunden mit einem Widerstand in der Drehrichtung; diese sogenannte Gleitzahl vergrößert daher die aufzuwendende Drehleistung.

2. Außer der axialen Beschleunigung wird der Flüssigkeit auch eine tangentielle Beschleunigung erteilt, deren Einfluß sich indessen durch Anwendung von Leitapparaten weitgehend vermeiden läßt.

Es kommt nun in jedem Fall darauf an, eine Schraube mit dem geringsten möglichen Energieverlust zu konstruieren. Soweit diese Forderung nur auf den Austrittsverlust beschränkt wird, hat Betz in der vorerwähnten Arbeit folgenden Satz abgeleitet:

Eine Schraube mit gegebenem Schub hat dann den geringsten Energieverlust, wenn sich die von den Flügeln ausgehenden Unstetigkeitsflächen nach einer anfänglichen beschränkten Deformation wie starre Schraubenflächen axial nach hinten verschieben.

Dieser Satz gilt exakt für günstigste Schubverteilung unter Vernachlässigung des Profilwiderstandes. Welche Änderungen bei Berücksichtigung des Profilwiderstandes entstehen, ist von Helmbold, Bienen und v. Karman untersucht worden<sup>1)</sup> und auf Schiffsschrauben angewandt von Horn und Helmbold<sup>2)</sup>.

#### a) Theorie des Schraubenpropellers.

Unter den vielfach vorhandenen älteren Theorien, welche die Wirkungsweise der Propeller zu ergründen streben, um Gesetze zur rechnerischen Ermittlung der zu erwartenden Propellerleistungen zu finden, sind die Strahltheorie von Rankine<sup>3)</sup> und die Flügelblattheorie von Froude<sup>4)</sup> trotz der ihnen anhaftenden Mängel für die Praxis die verwendbarsten geblieben. Während Rankine seine Propellertheorie bei Voraussetzung eines homogenen Strahles unter Benutzung des Satzes vom Antrieb aufstellte, ging Froude von der geradlinig fortschreitenden Bewegung eines einzelnen Plattenelementes aus und schloß von diesem auf die Gesamtwirkungsweise der schraubenartig fortschreitenden Flügel.

Die Theorien sind in der Fachliteratur wiederholt und eingehend besprochen worden<sup>5)</sup>. Man ist sich einig darüber, daß sie das schwierige Propellerproblem

<sup>1)</sup> Helmbold, H. B.: Z. f. Flugtechnik und Motorluftschiffahrt Bd. 15, S. 150, 170. 1924. — Bienen, Th., und Th. v. Karman: Z. V. d. I. Bd. 68, S. 1237, 1315. 1924. — Bienen, Th.: Z. f. Flugtechnik und Motorluftschiffahrt Bd. 16, S. 209 und 221. 1925.

<sup>2)</sup> Horn, H.: Jahrb. d. Schiffbau. Ges. 1927. — Helmbold, H. B.: Werft Reederei Hafen 1926.

<sup>3)</sup> Transact. of the Inst. of Nav. Arch. 1865.

<sup>4)</sup> Ebendort 1878.

<sup>5)</sup> S. u. a. Gümbel: Das Problem des Schraubenpropellers. Jahrb. d. Schiffbau. Ges. 1914. — Pröll: Propellertheorien. Jahrb. d. Schiffbau. Ges. — Föttinger: Neue Grundlagen für die Behandlung des Propellerproblems. Jahrb. d. Schiffbau. Ges. 1918.

bisher keineswegs erschöpfend erläutern können, es wird aber ebenso allgemein zugegeben, daß die aus ihnen entwickelten Gleichungen gute Ergebnisse liefern, sofern die zur Ausfüllung der verbleibenden Lücken notwendigen Beiwerte durch Versuche ermittelt worden sind.

Föttinger hat auf dem Wege der Helmholtz'schen Wirbeltheorie eine schematische Darstellung der Wirkungsweise des Propellers gegeben und das System der Schraubenwirbel theoretisch behandelt, ohne daß indessen bisher eine praktische Berechnung auf diesem Wege möglich ist.

Neuerdings hat nun die auf den Arbeiten von Betz, Prandtl, Helmbold, Glauert, Bienen, v. Karman aufbauende Schraubenwirbeltheorie das Schraubenproblem seiner exakten Lösung nähergebracht. Indessen bedarf auch diese Theorie bei ihrer praktischen Anwendung der durch Modellversuche ermittelten Beiwerte verschiedener Flügelprofile.

### Freifahrende Treibschraube <sup>1)</sup>.

#### Bezeichnungen:

Durchmesser . . . . .	$D$	[m]
Drehzahl . . . . .	$n$	[Uml/sek]
Fortschrittsgeschwindigkeit . . . . .	$v$	[m/sek]
Leistungsaufnahme (Wellenleistung) . . . . .	$N$	[kgm/sek]
Schub . . . . .	$S$	[kg]
Dichte des Wassers . . . . .	$\rho$	[kgsek <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> ]
Flügelzahl . . . . .	$z$	[Zahl]
Profilgleitzahl . . . . .	$\varepsilon$	[Zahl] <sup>2)</sup>
Profilauftriebszahl (zugehörig) . . . . .	$c_a$	[Zahl] <sup>2)</sup>
Profilanstellwinkel (zugehörig) . . . . .	$\alpha$	[Zahl] <sup>2)</sup>
Außenhalbmesser . . . . .	$R = \frac{D}{2}$	[m]
Laufender Halbmesser . . . . .	$r$	[m]
Flügeltiefe (Blattbreite) im Halbmesser $r$ (Absolute) Axialgeschwindigkeit des Wassers beim Durchtritt durch den Schraubenkreis im Halbmesser $r$ . . . . .	$\bar{w}_a$	[m/sek]
(Absolute) Tangentialgeschwindigkeit hinter der Schraube . . . . .	$w_t$	[m/sek]
Geschwindigkeit des Wassers relativ zum Schraubenflügel . . . . .	$v_{rel}$	[m/sek]
Steigungswinkel . . . . .	$\beta$	[Zahl]
Fortschrittsgrad . . . . .	$\lambda = \frac{v}{\pi n D}$	[Zahl]
Schubzahl . . . . .	$c_s = \frac{S}{\left(\frac{\rho}{2} v^2\right) \left(\frac{\pi}{4} D^2\right)}$	[Zahl]
Leistungswert . . . . .	$k_d = \frac{N}{\frac{\rho}{2} (\pi n D)^3 \left(\frac{\pi}{4} D^2\right)}$	[Zahl]
Wirkungsgrad . . . . .	$\eta = \frac{S v}{N} = \frac{c_s \lambda^3}{k_d}$	[Zahl]

<sup>1)</sup> Nach H. B. Helmbold: Die Betz-Prandtl'sche Wirbeltheorie der Treibschraube und ihre Ausgestaltung zum technischen Berechnungsverfahren. Werft Reederei Hafen 1926, H. 21.

<sup>2)</sup> Aus L. Prandtl: Ergebnisse der Aerodynamischen Versuchsanstalt, I. Lieferung, Flügelprofiluntersuchungen, nach Umrechnung auf unendliches Streckungsverhältnis  $b^2/F = \infty$  (siehe dort), zu entnehmen.

Der Schub kommt dadurch zustande, daß die Schraube von vorn Wasser heransaugt und nach hinten wegdrückt, er findet seinen Widerhalt an dem axialen Impulsstrom der nach hinten beschleunigten Wassermasse. Das von der Schraube erfaßte Wasser, der Schraubenstrahl, besitzt hinter der Schraube eine Axialgeschwindigkeit und enthält axiale Bewegungsenergie, die einen Leistungsverlust darstellt. Eine Axialgeschwindigkeit  $\bar{w}_a$  ist bereits beim Durchtritt durch die Schraube vorhanden. Das Drehmoment findet seinen Widerhalt an dem dem Strahl erteilten Drall; der Strahl enthält also hinter der Schraube auch tangential Geschwindigkeiten  $w_t$  und tangential Bewegungsenergie, die einen weiteren Verlust bedeuten. Diese Strahldrehung ist mit Unterdrücken im Strahl verbunden, die ebenfalls einen Verlust ergeben. Ein vierter Verlust entsteht durch die Oberflächenreibung an den Schraubenflügeln, den sog. Profilwiderstand.

Die drei ersten der genannten Verluste, die zusammen den Strahlverlust bilden, sind um so kleiner, je völliger der Schub an den Flügelspitzen verteilt ist, d. h. aber, je größer die Flügelzahl ist. Demnach ist der Wirkungsgrad um so höher, je kleiner die Schubzahl  $c_s$ , je kleiner die (gewählte) Profilvergleitzahl  $\varepsilon$  und je größer die (gewählte) Flügelzahl  $z$  ist.

Eine Schraube ist eindeutig und vollständig gekennzeichnet durch die Größen:

Entwurfsfortschrittsgrad  $\lambda$ ,

Steigungsgrad  $b_0$ ,

Profilgleitzahl  $\varepsilon$ ,

Flügelzahl  $z$ .

Ihre Schubzahl ist gleich:

$$c_s = \frac{\vartheta \sigma}{\xi^2} (\varphi_I + \vartheta \varphi_{II}).$$

Hierin ist:

$$\vartheta = 2 \frac{b_0 - \lambda}{\lambda}$$

eine Formkonstante,

$$\xi = \frac{1}{1 - \frac{1,386}{z} \frac{b_0}{\sqrt{1 + b_0^2}}}$$

ein Faktor, der den Einfluß der Flügelzahl wiedergibt,

$$\sigma = 1 - 2 \varepsilon b_0$$

ein Faktor, der den Schubverlust infolge Profilwiderstands darstellt,

$$\varphi_I = 2 - 2(\xi b_0)^2 \ln \left( 1 + \frac{1}{(\xi b_0)^2} \right),$$

$$\varphi_{II} = \varphi_I - \frac{1}{1 + (\xi b_0)^2}.$$

Ihr Entwurfswirkungsgrad ist dann:

$$\eta = \frac{\bar{\eta}_0 \zeta}{\mu}.$$

Hierin ist:

$$\bar{\eta}_0 = \frac{\lambda}{b_0}$$

ein Faktor, der die Verluste in Gestalt von Bewegungsenergie umfaßt,

$$\mu = \frac{\varphi_I + \vartheta \varphi_{II}}{\varphi_I + \vartheta \varphi_{III}}$$

ein Faktor, der den Verlust infolge Strahlunterdrucks berücksichtigen läßt,

$$\zeta = \frac{1 - 2\varepsilon b_0}{1 + \frac{2}{3} \frac{\varepsilon}{b_0}}$$

ein Faktor, der die Leistungsverluste infolge Profilwiderstands ausdrückt. Im Halbmesser  $r$  ist der Steigungswinkel gleich:

$$\beta = \arctg \frac{v + \bar{w}_a}{2\pi n r - \frac{w_t}{2}} = \arctg \left[ b_0 \frac{R}{r} \left( 1 + \frac{\Delta p_\infty}{\varrho \left( 2\pi n r - \frac{w_t}{2} \right) w_t} \right) \right].$$

Hierin ist:

$$\Delta p_\infty = (\varrho v^2) \vartheta^2 \left( \frac{(\xi b_0)^2 \left( \frac{R}{r} \right)^2}{1 + (\xi b_0)^2 \left( \frac{R}{r} \right)^2} - (\xi b_0)^2 \varphi_{III} \right)$$

der mittlere Strahlunterdruck im Halbmesser  $r$ ,

$$\varrho \left( 2\pi n r - \frac{w_t}{2} \right) w_t = (\varrho v^2) \left( 1 + \frac{1}{2} \frac{\vartheta}{1 + (\xi b_0)^2 \left( \frac{R}{r} \right)^2} \right) \frac{\vartheta}{1 + (\xi b_0)^2 \left( \frac{R}{r} \right)^2}.$$

Dort ist die Flügeltiefe (Blattbreite) gleich:

$$t = \frac{8\pi R (b_0 - \lambda) b_0 \frac{R}{r} \sqrt{1 + b_0^2 \left( \frac{R}{r} \right)^2} \cdot \varkappa}{z c_a \left[ 1 + \lambda b_0 \left( \frac{R}{r} \right)^2 \right] \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}$$

Hierin ist:

$$\varkappa = \frac{2}{\pi} \arccos e^{-\chi \left( 1 - \frac{R}{r} \right)},$$

$$\chi = \frac{z}{2} \frac{\sqrt{1 + b_0^2}}{b_0}.$$

Die Genauigkeit der Rechnung ist um so höher, je kleiner  $c_a$ ,  $\lambda$  und  $\varepsilon$  und je größer  $z$ . (Kurvntafeln für  $\xi$ ,  $\varphi_I = \frac{\varphi_I}{2}$ ,  $\varphi_{II}$ ,  $\varphi_{III}$  und  $\varkappa$  sowie Schema des Rechnungsgangs und Rechenbeispiel sind bei Helmbold gegeben.)

Hohlraumbildung (Kavitation) tritt ein, wenn sich die Drücke auf der Saugseite der Schraubenflügel der Dampfspannung des Wassers nähern.

Bezeichnungen:

Höhe des Wasserspiegels über der Schraubenachse . . . . .	$H$	[m]
	$h_R = H - R$	[m]
	$h_r = H - r$	[m]
Barometrischer Atmosphärendruck . . . . .	$p_A$	[kg/m <sup>2</sup> ]
Dampfspannung des Wassers . . . . .	$p_D$	[kg/m <sup>2</sup> ]
	$p_R = (p_A - p_D) + \gamma h_R$	[kg/m <sup>2</sup> ]
	$p_r = (p_A - p_D) + \gamma h_r$	[kg/m <sup>2</sup> ]

Temperatur des Quecksilbers [° C]	Barometerstand [mm Hg]	$p_A - p_D$ [kg/m <sup>2</sup> ]
0	{ 735,5	9995
	{ 760	10328
15	{ 737,4	9987
	{ 762	10320

Hohlraumbildung findet dann statt, wenn an den Flügelspitzen die Auftriebszahl mindestens gleich:

$$c_{aR} = \pi \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{p_R}{q_R}} \right),$$

worin

$$q_R = \left( \frac{\rho}{2} v^2 \right) \frac{(1 + \lambda b_0)^2}{\lambda^2 (1 + b_0^2)}.$$

In diesem Falle ergibt sich als Regel zur Vermeidung von Hohlraumbildung, daß im Halbmesser  $r$  die Auftriebszahl gleich:

$$c_{ar} = \pi \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{p_r}{q_r}} \right)$$

mit

$$q_r = \left( \frac{\rho}{2} v^2 \right) \frac{\left[ 1 + \lambda b_0 \left( \frac{R}{r} \right)^2 \right]^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)}{\lambda^2 \left( \frac{R}{r} \right)^2 \left[ 1 + b_0^2 \left( \frac{R}{r} \right)^2 \right]},$$

daß gleichzeitig das Verhältnis des Wölbungspfeiles der kreisbogenförmigen Mittellinie im dünnen Flügelschnitt zur Flügeltiefe gleich:

$$\frac{f}{t} = \frac{c_{ar}}{4\pi},$$

und daß die Sehne dieser Mittellinie in Richtung von  $v_{\text{rel}}$  liegen soll.

Lufteinsaugung. Bei kleinen Höhen  $h_R$  und kleinen Geschwindigkeiten  $v$  wird der Wasserspiegel vom Luftdruck durchschlagen: Die Schraube saugt Luft an. Der Vorgang gehorcht dem Froudeschen Modellgesetz.

**Schraube im Nachstrom bzw. Mitstrom<sup>1)</sup>.** Infolge des Nachstromes ist die (relative) Fortschrittsgeschwindigkeit der Flügelschnitte längs des Halbmessers verschieden. Nach einem Vorschlag von Kempf<sup>2)</sup> paßt man den Steigungsverlauf der Nachstromverteilung an und erzielt so merklich bessere Wirkungsgrade (Nachstromschraube). Der Nachstrom enthält oft bei Mehrschraubenschiffen auch einen Drall, der von der Schiffsform und ihren Anhängen herrührt und eine weitere Berichtigung des Steigungsverlaufes erfordert, wenn man nicht verzichtet, seine Energie durch Leitflächen in Schubenergie umzuwandeln. — Wegen der verschiedenen Nachstromziffern beim Modell und Schiff sollten Modellschrauben nicht den Schiffsschrauben ähnlich ausgeführt werden, sondern entsprechend der Umrechnung der Nachstromziffer geringere Steigungen erhalten.

**Schraube mit Leitrad.** Nach Vorgang von Wagner und anderen Forschern gewinnt man die Leistungsverluste in Gestalt von tangentialer Bewegungsenergie und von Strahlunterdruck durch ein Leitrad (Gegenpropeller) wieder, das vor oder hinter der Schraube angeordnet sein kann. Lohnend ist dies besonders dann, wenn der Steigungsgrad groß ist. Neuerdings überträgt man die Aufgaben des Leitrades auch den Wellenhosen, Ruderstegen, Rudern oder Schraubenstegen. Die Größenordnung der möglichen Verbesserung des Wirkungsgrades durch Leitvorrichtungen beträgt 7 bis 15 vH (s. S. 215). Beim Entwurf sind Schraube und Leitrad als eine Einheit zu behandeln.

<sup>1)</sup> Die mit der Vereinheitlichung der Bezeichnungen und Begriffe im Schiffbau z. Z. beauftragte Kommission hat empfohlen, statt der in mancher Hinsicht mißverständlichen Bezeichnungen: Nachstrom oder Vorstrom für die dem Wasser vom Schiffskörper in seiner Fahrtrichtung erteilte Geschwindigkeit die Bezeichnung „Mitstrom“ und für die entgegengesetzt gerichtete Strömung die Bezeichnung „Gegenstrom“ zu gebrauchen. In der vorliegenden Auflage werden noch beide Bezeichnungen nebeneinander gebraucht, um beim Übergang Unklarheiten zu vermeiden.

<sup>2)</sup> Kempf, G., und M. Popp: Sonderbericht der HSWA 1923.

Theorie (nach Helmbold)  
(vgl. Theorie der frei fahrenden Treibschraube).

## Bezeichnungen:

Flügelzahl der Schraube . . . . .	$z$	[Zahl]
„ des Leitrades . . . . .	$z_L$	[Zahl]
Flügeltiefe der Schraube . . . . .	$t$	[m]
„ des Leitrades . . . . .	$t_L$	[m]
Auftriebszahl der Schraubenflügel . . .	$c_a$	[Zahl]
„ „ Leitradflügel . . . . .	$c_{aL}$	[Zahl]

Die Schubzahl der Vorrichtung Schraube plus Leitrad ist gleich:

$$c_s = \frac{2 \vartheta \sigma}{\xi^2}.$$

Hierin ist:

$$\sigma = 1 - 4 \varepsilon \xi \lambda$$

ein Faktor, der die Schubverluste infolge Profilwiderstandes darstellt  
Der Entwurfswirkungsgrad ist dann:

$$\eta = \frac{\sigma}{\frac{1}{\eta_0} + \tau}$$

Hierin ist:

$$\tau = \frac{2 \varepsilon}{3 \xi \lambda}$$

ein Glied, das den (schädlichen) Momentenzuwachs infolge Profilwiderstandes ausdrückt.

Im Halbmesser  $r$  ist der Steigungswinkel der Schraube gleich:

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{v + \bar{w}_a}{2 \pi n r} = \operatorname{arctg} \left( b_0 \frac{R}{r} \right).$$

Der Steigungswinkel des Leitrades ist überall gleich  $\pi/2$ . Im Halbmesser  $r$  ist die Tiefe der Schraubenflügel (Blattbreite) gleich:

$$t = \frac{8 \pi R}{z c_a} \frac{(b_0 - \lambda) \lambda \frac{R}{r} \cdot \kappa}{\sqrt{1 + b_0^2 \left( \frac{R}{r} \right)^2}}.$$

Die Tiefe der Leitradflügel ist gleich:

$$t_L = \frac{8 \pi R}{z_L c_{aL}} \frac{(b_0 - \lambda) \lambda \kappa}{b_0},$$

also bei konstantem  $c_{aL}$  überall dieselbe.

Die wegen Hohlraumbildung zu beachtende Auftriebszahl ist:

$$c_{ar} = \pi \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{p_r}{q_r}} \right),$$

worin:

$$q_r = \left( \frac{\varrho}{2} v^2 \right) \frac{1 + b_0^2 \left( \frac{R}{r} \right)^2}{\lambda^2 \left( \frac{R}{r} \right)^2}.$$

## b) Propeller-Modellversuche.

**Ähnlichkeitsgesetz.** Die beste Ergänzung der Theorien und die beste Grundlage für die praktische Schraubenberechnung bieten Versuchsergebnisse von Modellpropellern. Die quantitative Übertragung der Ergebnisse gehorcht dem allgemeinen Newtonschen Ähnlichkeitsgesetz in weitgehendem Maße, wie vielfach durchgeführte Maßstabversuche<sup>1)</sup> erweisen.

Die Schraubenbeiwerte unterliegen ferner (bei Ausschluß von Hohlraumbildungen und Lufteinsaugung) dem Reynoldsschen Modellgesetz, also müßte streng genommen beim Modellversuch  $\frac{n'D'^2}{\nu'} = \frac{nD^2}{\nu}$  gemacht werden.

Das würde (bei Gleichheit von  $\nu'$  und  $\nu$ ) heißen, daß die Modellschraube den gleichen Schub wie die Hauptausführung der Schraube liefern müßte; glücklicherweise sind aber die Profileigenschaften und mithin die Schraubenbeiwerte von einer gewissen Reynoldsschen Zahl an so gut wie unveränderlich, so daß es praktisch möglich ist, mit verhältnismäßig kleinen Drehzahlen und Schüben im Modellversuch auszukommen. Diese Reynoldssche Zahl liegt etwa bei  $\frac{F_a/F}{z} \frac{nD^2}{\nu} = 6 \cdot 10^4$ , wenn  $F_a/F$  das Verhältnis der abgewickelten Flügel-

fläche  $F_a$  zur Schraubenkreisfläche  $F = \frac{\pi}{4} D^2$  bedeutet. Wird diese Zahl nicht erreicht, so ist die Übertragbarkeit der Ergebnisse in Frage gestellt; die Größenordnung der entstehenden Fehler ist 10 vH. Schubzahl und Wirkungsgrad erscheinen im Modellversuch zu klein, der Leistungswert zu groß. Abhilfe ist hier möglich durch Berücksichtigung des Maßstabeinflusses (Abhängigkeit der Profileigenschaften von der Reynoldsschen Zahl) beim Entwurf der Modellschraube, die somit der Hauptausführung dann nicht mehr geometrisch ähnlich bleibt.

**Versuchsmethode.** Das Propellermodell wird gewöhnlich mit gleichbleibender Drehzahl bei verschiedenen Geschwindigkeiten gegen das freie ungestörte Wasser vermittels eines, über dem Versuchskanal laufenden Wagens gefahren, wobei Schubkraft, Drehmoment und Drehzahl des Propellers gemessen werden.

Hieraus ergeben sich die charakteristischen Beiwerte, die in fast allen Versuchsanstalten gleichmäßig in folgender dimensionsloser Form aufgetragen werden: Als Abszisse werden die Fortschrittsziffern  $\frac{v}{n \cdot D}$  gewählt, als Ordinaten die Schubwerte  $\frac{S}{\rho n^2 D^4}$  und die Momentenwerte:  $\frac{M}{\rho n^2 D^5}$  sowie die Wirkungsgrade.

Außer den Fortschrittsziffern wird gewöhnlich noch der Slip aufgetragen, und zwar bei Schrauben mit konstanter Druckseitensteigung für diese, sonst für eine mittlere, auf  $\frac{2}{3}$  des Durchmessers gemessene Druckseitensteigung.

Man unterscheidet außerdem noch eine wirksame Steigung, deren Slipwert beim Nullwert des Schubes ebenfalls Null ist, ferner eine Kantensteigung, welche die Steigungshöhe zwischen der ein- und austretenden Kante angibt, und die ideelle Steigung der Mittellinien der einzelnen Flügelschnitte. Der sog.

nominelle Slip hat die Form  $s_n = \frac{n \cdot H - v}{n H}$ .

In der Abb. 148 sind die Werte dargestellt für einen dreiflügeligen Propeller mit elliptischen Flügeln, wie er von Taylor als Nr. 13 B nur in größerem Maßstab innerhalb seiner systematischen Propelleruntersuchungen gemessen worden ist. Der Unterschied der Beiwerte bei verschiedenen Drehzahlen kenn-

<sup>1)</sup> Froude, R. E.: Transact. of the Inst. of Nav. Arch. 1886/1908. — Gebers, F.: Neue Propellerversuche. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1910. — Taylor, D. W.: The Speed and Power of Ships 1911. — Kempf, G.: Neuere Erfahrungen im Schiffbau-Versuchswesen. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1927, S. 171.

zeichnet den Einfluß der Reynoldsschen Zahl. Dieses Propellermodell ist mit guter Übereinstimmung in mehreren Versuchsanstalten der Welt untersucht worden. Es hat folgende Abmessungen:

$$\begin{aligned} D &= 150 \text{ mm}, \\ H &= 150 \text{ mm konstant}, \\ z &= 3. \end{aligned}$$

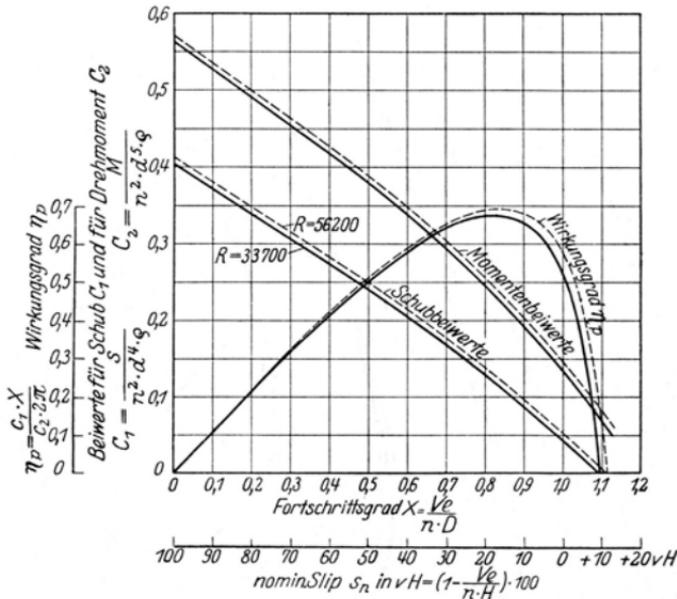


Abb. 148. Beiwerte einer frei fahrenden Schraube nach den Versuchsergebnissen (als Momentenbeiwerte sind  $10 \cdot C_2$  aufgetragen).

Die Herstellung der Propellermodelle geschieht meist aus einer Weißmetalllegierung (65 vH Zinn, 16 vH Wismut, 13 vH Blei, 6 vH Antimon), deren Zusammensetzung gute Bearbeitungs- und Festigkeitseigenschaften vereint. Die Modelle werden zunächst in einer Gipsform gegossen, dann werden mit Hilfe einer besonderen Fräsmaschine die genauen Umrisse mehrerer Zylinderschnitte nach fünfmal größeren Zeichnungen hineingefräst und die Flügel hiernach bearbeitet; schließlich wird das Modell auf einer Feinmeßbank kontrolliert, bevor es am Dynamometer untersucht wird.

**Versuchsreihen.** Um den Einfluß zu ermitteln, welchen die Abänderung der einzelnen Konstruktionselemente, wie Steigungsverhältnis, Dickenverhältnis, Flügelform, Flügelzahl, Flügelfläche, und ihre Anpassung an die in der Praxis gegebenen Verhältnisse hervorruft, sind verschiedene sog. systematische Reihen geometrisch voneinander abgeleiteter Propellerformen untersucht worden, und zwar von R. E. Froude, Taylor, Schaffran und Durand-Lesley, welche alle im großen und ganzen miteinander übereinstimmende Ergebnisse erzielt haben, nach denen heute fast überall die Konstruktionsverhältnisse der für das Schiff zu konstruierenden Schraube meist mit gutem Erfolg in erster Näherung abgeschätzt werden.

### c) Propellerauswahl.

Zahlreiche Anweisungen und Diagramme für die Auswahl eines passenden Propellers sind bekannt geworden, die am meisten benutzten sind die von Taylor

und Schaffran angegeben, eine Vereinfachung der letzteren brachte v. d. Steinen und neuerdings W. Schmidt durch logarithmische Auftragung und Benutzung von entsprechenden Diagrammen. Hiernach ist nur mehr die Benutzung eines Kurvenblattes für eine bestimmte Schraubenfamilie erforder-

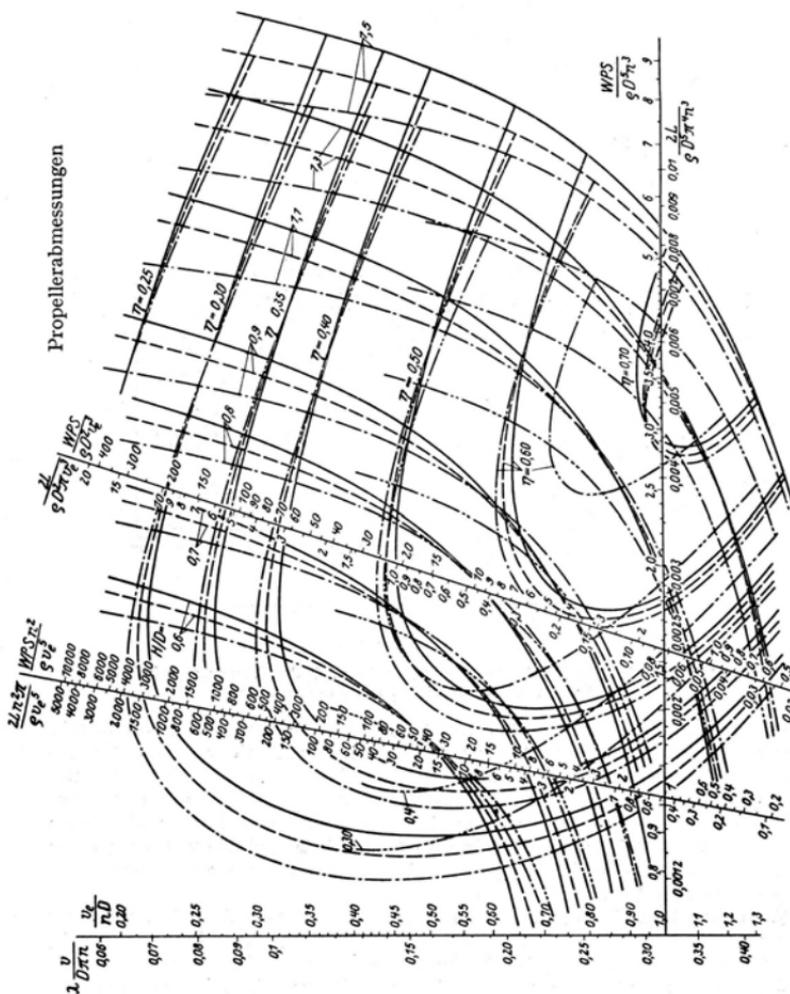


Abb. 149. Schmidtsches Propellerdiagramm nach den systematischen Propellerversuchen von Dr. Schaffran.

lich, um die richtige Auswahl der passendsten Form für den bestimmten Fall zu treffen.

Dem Konstrukteur, dem seine Konstruktionsbedingungen vorgeschrieben sind, der also die Größe des Schubes und die zu erreichende Geschwindigkeit kennt, dem weiter bekannt ist, ob er sich in der Wahl des Durchmessers oder der Drehzahl Beschränkungen auferlegen muß, sind in solchen Diagrammen Hilfsmittel zur Ermittlung der Konstruktionsverhältnisse des Propellers gegeben, sofern er sich auf die den Versuchen zugrunde gelegte Konstruktion beschränkt. Seine Erfahrung spricht alsdann mit bei der Wahl des passendsten Flächenver-

hältnisses, dessen Einfluß auf den Propellerwirkungsgrad jedoch nur gering ist, und für welches mehr praktische Rücksichten maßgebend sind. Eine erhebliche Erschwerung in der Verwertung der Versuchsergebnisse, die ja aus Versuchen mit alleinfahrenden Propellern gewonnen sind, liegt dagegen in der richtigen Berücksichtigung des Einflusses vom Schiff auf den Propellerwirkungsgrad, d. h. also in der richtigen Einschätzung von Sog und Nachstrom. Durch Sonderversuche von Propeller mit Schiff kann die richtige Bewertung dieses Einflusses auf die Propulsion erheblich erleichtert werden.

In der Abb. 149 ist eines der nach den Schaffranschen Versuchsergebnissen von Schmidt zusammengestellten 7 Kurvenblätter dargestellt, nämlich das für die Schraubenserie B 3 (dreiflügelige Schraube) von 0,05 Dickenverhältnis, und seine Benutzung möge an folgendem Beispiel erläutert werden.

Gegeben eine Maschinenleistung von 470 Wellenpferdestärken, mit welcher das Schiff eine Geschwindigkeit von  $12\frac{1}{4}$  Knoten erreichen soll; der Schraubendurchmesser ist auf etwa 2 m beschränkt. Welches Steigungsverhältnis und welche Drehzahl sind zu wählen, und welcher Wirkungsgrad wird im besten Falle erreicht? Der Nachstrom des Einschraubenschiffes wird auf 20 vH geschätzt, d. h.  $v_e = 0,8 \cdot v$ . Unter Annahme einer Drehzahl von 210 in der Minute ist

der Wert  $\frac{WPS \cdot n^2}{\rho \cdot v_e^5}$  zu errechnen, für diesen ergibt sich dann sogleich aus den Kurven die Fortschrittsziffer  $\frac{v_e}{n \cdot D}$  und das Steigungsverhältnis  $\frac{H}{D}$  sowie der Wirkungsgrad  $\eta$ . Es zeigt sich, ob die Aufgabe mit der angenommenen Drehzahl zu lösen ist. Neu angenommene Drehzahlen führen bei der zweiten oder dritten Annahme zum Ziel, d. h. zu einer passenden Schraube.

$$\frac{WPS n^2}{\rho \cdot v_e^5} = \frac{470 \cdot 3,5^2 \cdot 9,81}{1,023 \cdot (12,25 \cdot 0,514 \cdot 0,8)^5} = 16,85.$$

Bei dem hiernach erreichbaren günstigsten Propellerwirkungsgrad von 63% beträgt die Fortschrittsziffer  $\frac{v_e}{n \cdot D} = 0,72$ , woraus

$$D = \frac{12,25 \cdot 0,514 \cdot 0,8}{3,5 \cdot 0,72} = 2,0 \text{ m}$$

errechnet wird, während aus den Steigungskurven sich für die Steigung  $H/D = 1,1$ , d. h.  $H = 2,2$  m, ergibt.

## G. Zusammenwirkung von Schiffskörper und Propeller.

Die Zusammenwirkung besteht im Vergleich zur Einzelwirkung von Schiffskörper und Propeller darin, daß einerseits der Propeller nicht mehr in freier, gleichmäßig zuströmender Flüssigkeit arbeitet, sondern im Mitstrom des Schiffskörpers, während andererseits der Propeller durch das Ansaugen der Flüssigkeit die Strömung in der Umgebung des Hinterschiffes beeinflusst, ein Unterdruckgebiet schafft und den sog. Propellersog am Schiffskörper hervorruft.

Die Beschleunigung der Strömung am Hinterschiff bewirkt in zweiter Linie, namentlich bei starkem Wasserbedarf der Schrauben, wie z. B. bei Schleppern und auf flachem Wasser, ein Einsinken des Hinterschiffes, wodurch die Gesamtströmung um den Schiffskörper und damit sein Widerstand erheblich vergrößert werden kann.

Der zur Überwindung des ohne Propeller auftretenden Schiffswiderstandes  $W$  erforderliche Drucklagerschub ist also stets um den Sogbetrag größer als  $W$ . Dieser zur Überwindung des vom Propeller selbst erzeugten Sogs hinzukommende Schub darf aber nicht als Nutzs Schub bewertet werden, ihm kommt vielmehr nur

die Bedeutung einer inneren Kraft zu, wie auch Betz<sup>1)</sup> nachweist. Wenn man den Drucklagerschub mit der Fahrtgeschwindigkeit multiplizieren würde, so würde man eine zu große Nutzleistung und zu hohe Wirkungsgrade, selbst über 1, erhalten. Als Nutzleistung ist daher richtiger die Widerstandsleistung:  $W_0 \cdot v_0 = N_0$  anzusehen, während die Schubleistung der Schraube  $N_s$  sich aus der Multiplikation des Drucklagerschubes  $S$  mit ihrer mittleren Fortschrittgeschwindigkeit  $v_p$  ergibt.

Schiffsgeschwindigkeit  $v_0$ ,

Mitstromgeschwindigkeit  $v_n$ ,

Fortschrittgeschwindigkeit  $v_p = v_0 - v_n$ .

$$N_s = S \cdot v_p.$$

Das Verhältnis der Schubleistung zur Wellenleistung  $N_w$  ergibt den Wirkungsgrad der Schraube:

$$\frac{N_s}{N_w} = \eta_p.$$

Das Verhältnis der Schleppwiderstandsleistung zur Wellenleistung ergibt den Vortriebsgütegrad (quasi propulsion efficiency):

$$\frac{N_0}{N_w} = \xi$$

Das Verhältnis der Schleppwiderstandsleistung zur Schubleistung ergibt den Schiffsgütegrad:

$$\frac{N_0}{N_s} = \xi_0.$$

### 1. Mitstrom (Nachstrom, Vorstrom), Sog.

Der Schiffsgütegrad kann den Wert 1 erreichen, wenn Mitstrom- und Sogwirkung sich gegenseitig aufheben, was der Fall ist, solange es sich um reinen

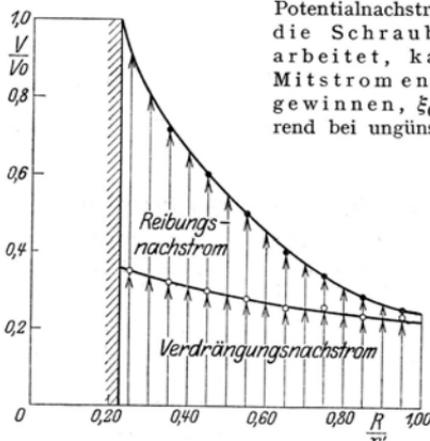


Abb. 150. Reibungs- und Verdrängungsnachstrom.

Potentialnachstrom handelt. Sobald indessen die Schraube im Reibungsnachstrom arbeitet, kann sie einen Teil der im Mitstrom enthaltenen Energie zurückgewinnen,  $\xi_0$  kann über 1 hinauswachsen, während bei ungünstigen Sogverhältnissen, namentlich wenn infolge des Sogs ein steuerelastiges Vertrimmen des Schiffes eintritt, der Wert kleiner als 1 wird <sup>2)</sup>.

Die experimentelle Teilung des Mitstromes in Potential- oder Verdrängungs- und Reibungsmitstrom kann man nach Vorschlag von Helmbold derart vornehmen, daß man den Mitstrom durch Pitotrohre oder Flügelräder im Bereiche der Schraube mißt, und zwar sowohl bei vorausfahrendem wie bei rückwärtsfahrendem Schiff, wobei letzterer dem Potentialvorstrom entspricht und dem Verdrängungsnachstrom

<sup>1)</sup> Betz, A.: Handbuch der Physik Bd. VII, Kapitel 4, S. 283.

<sup>2)</sup> Grundsätzliches hierüber findet sich bei: Fresenius, F.: Schiffbau 1921/22, S. 257. — Thoma, D.: Z. f. Flugtechnik und Motorluftschiffahrt 1925, S. 206. — Betz, A.: Z. f. angew. Mathem. u. Mech. 1927 (Bd. 7), S. 431. — Helmbold: Wert Reederei Hafen 1927, S. 528.

gleichgesetzt wenden kann. Der Unterschied beider Messungen ergibt den Reibungsmittstrom. Abb. 150 zeigt ein Beispiel für ein Einschraubenschiff.

a) Einschrauber.

Der Mitstromzustand im Bereiche des Schraubenkreises, der für den Antrieb allein wichtig ist, hängt außer vom Gesamtwiderstand von der Form der Heckspanten ab. Der Mitstrom ist bei Einschraubern um so regelmäßiger, je steiler die Heckspanten stehen; symmetrisch ist seine Verteilung nur bei untergetauchten Rotationskörpern, wie z. B. bei Torpedos, welche daher den größten Vortriebsgütegrad aufweisen. Bei Schiffen ist der Mitstrom in den oberen Teilen des Schraubenkreises größer als unten, und bei Doppelschraubern erfährt er in der Nähe der Schiffswand eine Vergrößerung.

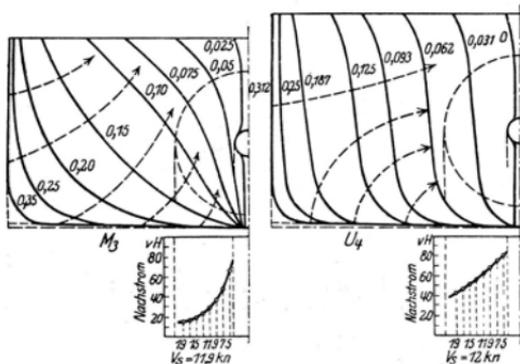


Abb. 151. V- und U-Spantsschiffe-Nachstrom.

Im Mittel beträgt der Mitstrom für Einschrauber 20 bis 40 vH, wachsend mit zunehmender Völligkeit, wobei indessen auch für gleiche Völligkeit die Form der Hinterschiffspanten erhebliche Unter-

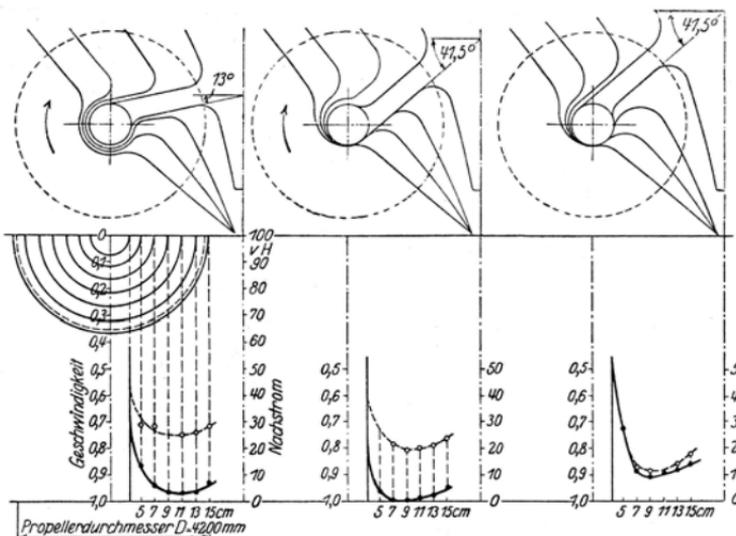


Abb. 152. Einfluß der Wellenhosen auf die Strömung.

- — mit rechtsgehendem Flügelrad gemessen
- - - - „ linksgehendem „ „

schiede erzeugt, dahingehend, daß bei V-förmigen Spanten der Mitstrom kleiner ist als bei U-förmigen, wie auch das Beispiel in Abb. 151 zeigt. Die zahl-

reichen Nachstromformeln<sup>1)</sup> ergeben daher nur angenäherte Werte bei möglichen Abweichungen von  $\pm 25$  vH.

b) Doppelschrauber.

Bei Doppelschraubern entfällt auch noch die Symmetrieebene, welche bei Einschraubern vorhanden ist, und die Wellenhosen beeinflussen ihrerseits entscheidend den Mitstromzustand und begünstigen die Entstehung einer Drall-

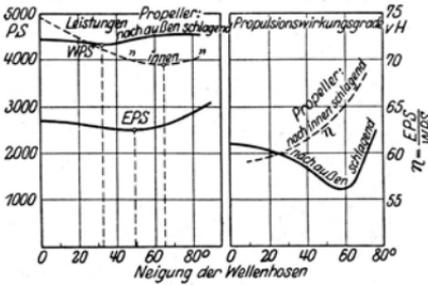


Abb. 153. Einfluß des Propellerdrehsinns bei verschiedenen Wellenhosen.

strömung derart, daß bei flachliegenden Wellenhosen ein über oben nach innen gerichteter Drall entsteht, während bei steilen Wellenhosen ein über oben nach außen gerichteter Drall erzeugt wird, welcher vorteilhaft durch nach außen bzw. nach innen schlagende Schrauben auszunutzen ist, um die Tangentialverluste der Schrauben zu vermindern.

Über den mittleren Strömungszustand und Drall in den einzelnen Ringquerschnitten, abhängig von verschiedenen Wellenhosenlagen und -formen, gibt Abb. 152 ein typisches Beispiel.

Inwieweit diese Verhältnisse durch die Schrauben ausgenutzt werden können, zeigt Abb. 153, aus welcher der Leistungsbedarf für nach außen und nach innen drehende Schrauben für verschiedene Neigungen der Wellenhosen am gleichen Schiff hervorgeht.

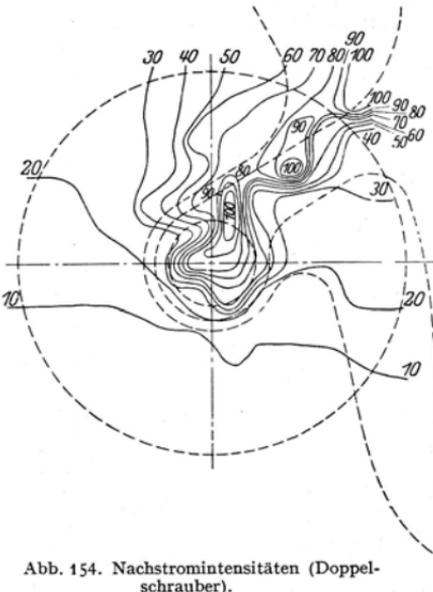


Abb. 154. Nachstromintensitäten (Doppelschrauber).

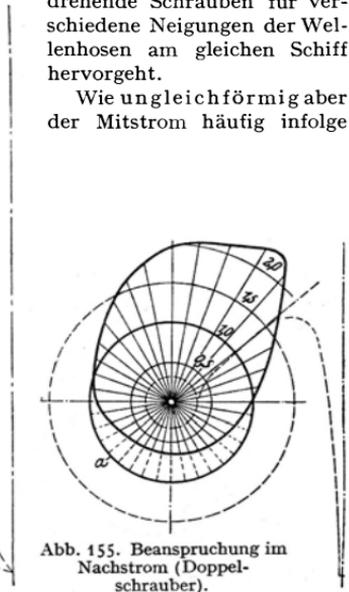


Abb. 155. Beanspruchung im Nachstrom (Doppelschrauber).

der Wellenhosen verteilt ist, zeigt Abb. 154 mit den Mitstromintensitäten. Es ist erklärlich, wenn dadurch erhebliche Energieverluste für die

<sup>1)</sup> Die neuesten Formeln für Nachstromkoeffizienten stammen von D.W. Taylor: Transact. Inst. of Nav. Arch. 1925.

Schraubenwirkung und starke Vibrationen des Schiffskörpers sowie hohe wechselnde Beanspruchungen der Schraubenflügel bis zum Mehrfachen der mittleren Beanspruchungen, welche in der Abb. 155 gleich 1 gesetzt ist, bei jeder Umdrehung auftreten.

Der mittlere Mitstrom kann bei Doppelschraubern mit 15 bis 20 vH angenommen werden.

Weil der Reibungsmitstrom die Propulsion fördert, ist anzustreben, entweder den Propeller möglichst hineinzuverlegen oder diesen dem Propeller durch geeignete Formung des Hinterschiffes möglichst vollkommen zuzuführen, ohne andererseits die Sogwirkung zu erhöhen. Der Schraubensog beschleunigt das dem Propeller zuströmende Wasser, und es ist zu vermeiden, daß diese vom Propeller ausgehende Beschleunigung ungünstig mit den durch Schiffsförm und Wellensystem hervorgerufenen Druckverhältnissen zusammenfällt.

## 2. Leitvorrichtungen.

Zur Regelung der Zu- und Abströmung des Propellers erweisen sich besondere Leitvorrichtungen als zweckmäßig, indem sie den Leistungsbedarf bei bestimmter Geschwindigkeit vermindern oder bei gleichbleibender Wellenleistung eine Geschwindigkeitsvermehrung erbringen. Solche Leitapparate werden sowohl nach den Patenten Dr. Wagners hinter der Schraube wie nach Professor Hass vor der Schraube erfolgreich angewandt, wie u. a. die Beispiele nach Abb. 156 a bis c zeigen.

Die Entwicklung der Leitvorrichtungen für Einschrauber für Einbeziehung auch des Ruders in die Maßnahmen zur Entwirbelung und Leitung des Abstromes geführt. Die Behandlung des Ruderstevens allein (s. auch Abb. 157 f) hat sich aus dem sechsflügeligen bzw. vierflügeligen Kontrapropeller 157 d und e vereinfachend entwickelt und 1920 zu Konstruktionsvorschlägen geführt, welche

in Abb. 156 a gekennzeichnet sind. Die Verwindungen im oberen und unteren Teil des Leitflächenstevens sind einander entgegengesetzt, während außerhalb des Schraubendrehkreises die Verwindungen in Symmetrie übergehen können. Außer der erzielbaren Leistungsersparnis (s. S. 204) erhöhen Leitvorrichtungen die Kursbeständigkeit und vermindern den Kraftbedarf fürs Ruderlegen.

Weil Ruderstevens und Ruder im Schraubenstrahl mit seiner erhöhten Austrittsgeschwindigkeit liegen, so ist es besonders wichtig, diese Teile gut zu profilieren, und daher erbringen auch einfache symmetrische Profilierungen, wie sie das Flettneruder und das Oertzuder (s. S. 251 u. 252) dar-

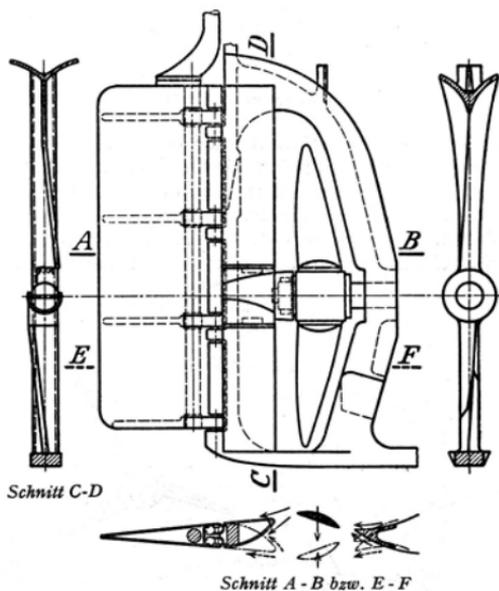


Abb. 156 a. Star Contra-Ruder (Wagner) mit Leitflächenstevens und vorderer Leitfläche (Haß).

stellen, beträchtliche Leistungsgewinne gegenüber dem vierkantgeformten Ruderstegen und dem Plattenruder.

Die Abb. 156 b und c kennzeichnen Anwendungen von Leitflächen vor Propellern bei Mehrschraubenschiffen nach den Konstruktionen des Professors Haß. Abb. 156 b ist die einfachste Ausführung, wobei lediglich die Abstromkante der Wellenhosenträger verwunden ausgeführt wird,

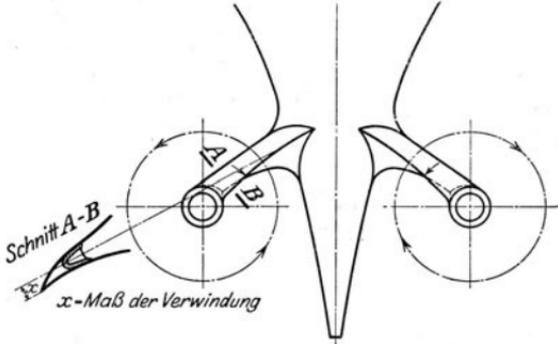


Abb. 156 b. Innenpropellerleitfläche bei Wellenhosen.

um das von dieser Kante aus dem Propeller zuströmende Wasser möglichst stoßfrei in den Propeller hineinzuleiten. Abb. 156 c zeigt die Ausführung von Leitflügeln vor Propellern bei der Anordnung offener Wellenböcke, jedoch wird die gleiche Konstruktion nach außen stehender Leitflügel auch bei Wellenhosen angewendet, wie z. B. „Monte Sarmiento“, „Monte Oliva“ u. a. Die Leistungersparnisse mit solchen Leitflächen vor den Propellern sind im

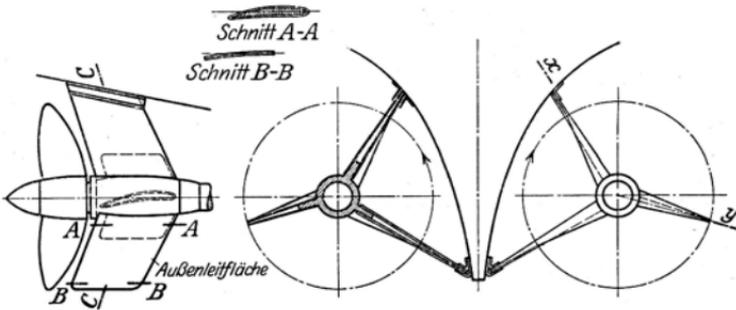


Abb. 156 c. Propellerleitflächen bei offenen Wellenböcken.

Betriebe von Einschraubenschiffen mit 5 bis 14 vH festgestellt, während bei Mehrschraubenschiffen zwischen 4 und 9 vH, je nach Lage der Abstromverhältnisse und der Propellercharakteristik, erzielt worden sind.

Der naheliegende Gedanke der Wasserführung vor und hinter dem Propeller, an sich nichts anderes, als was im Pumpen- und Turbinenbau längst Gemeingut ist, hat sich bezüglich des Schiffspropellers unter größeren Schwierigkeiten verwirklicht, als bei den sonstigen Anwendungen von Leitvorrichtungen in der Technik, weil es sich in höherem Maße um individuelle Verhältnisse und nicht erchenbare Wassergeschwindigkeiten, Zustromrichtungen usw. handelt. Eine typische Versuchsreihe ist hinsichtlich ihrer Ergebnisse in Abb. 157 wiedergegeben.

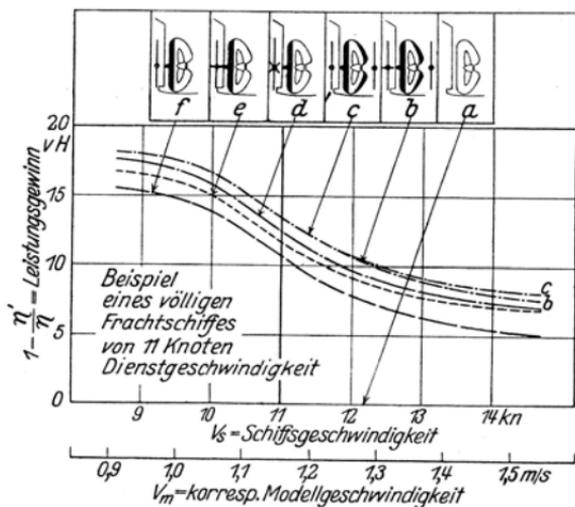


Abb. 157. Leitapparate vor und hinter der Schraube.

Die Ergebniskurven der Abb. 157 sind an dem Modell eines amerikanischen Frachtschiffes 1924 in der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt gewonnen und durch die Ergebnisse einer Reihe dementsprechend ausgerüsteter Schiffe bestätigt worden. Es wurden hier gegenübergestellt und verglichen:

- Schrauben- und Rudersteven ohne Leitvorrichtung,
- Schrauben- und Rudersteven mit vertikalen, verwundenen Leitkörpern und kurzen Seitenflügeln am Rudersteven,
- das gleiche unter Weglassung der Seitenarme.
- sechsflügeliger ursprünglicher Kontrapropeller,
- vertikaler verwundener Leitkörper am Rudersteven mit kurzen horizontalen Seitenflügeln ohne Leitvorrichtung vor dem Propeller,
- wie e) ohne Seitenflügel.

### 3. Modellversuche.

Die Versuche mit Schiffmodellen in Verbindung mit Propellermodellen haben den Zweck, die Wellenpferdestärken zu bestimmen, welche für das Schiff erforderlich sind, um ihm die verlangte Geschwindigkeit zu erteilen. Das Verhältnis aus den vorher erschleppten effektiven Schlepppferdestärken und den an der Schraubewelle gemessenen Wellen-Pferdestärken ergibt dann den Vortriebsgütegrad oder den sog. Gesamtwirkungsgrad der Propulsion. Zudem erteilen die Versuche Aufschluß über den scheinbaren und wirklichen, sog. nominellen Slip, wie auch über die Sog- und Mitstromverhältnisse für die arbeitenden Propeller und geben dadurch die notwendige Handhabe für die Beurteilung und Verbesserung der Antriebsverhältnisse.

Vorstehende Versuche werden in der Art einer Modellprogressivfahrt ähnlich der Progressivprobefahrt des Schiffes ausgeführt. Eine Schwierigkeit besteht darin, daß bei einem Modellmaßstab  $\alpha$  die Schraubenschübe mit  $\alpha^3$ , die Modellwiderstände dagegen infolge der erforderlichen Reibungskorrektur nur mit etwa  $\alpha^{2,885}$  auf das Schiff umzuwerten sind, daß also die am Modell gemessenen Schübe um  $S'(\alpha^3 - \alpha^{2,885})$  zu groß sein würden. Dieser Schwierigkeit begegnet man, indem man den Modellwiderstand mechanisch durch ein zugeführtes Zuggewicht um den Betrag dieser sog. Reibungskorrektur  $R_a$  verkleinert und die Drehzahl des Propellers so regelt, daß der Propellerschub  $S'$  gleich dem um  $R_a$  verminderten Modellwiderstand  $W'$  wird. Die Berechnung dieses Reibungsabzuges  $R_a$  erfolgt z. B. nach der Froudeschen Methode, die indessen für lange und

schnelle Schiffe einen übertriebenen Reibungsabzug und daher zu kleine Schübe und zu kleine Wellenleistungen liefert.

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \cdot (W' - \gamma \cdot \lambda_m \cdot f \cdot v_m^{1,825}) + \gamma_1 \cdot \lambda_s \cdot F \cdot V_m^{1,825}.$$

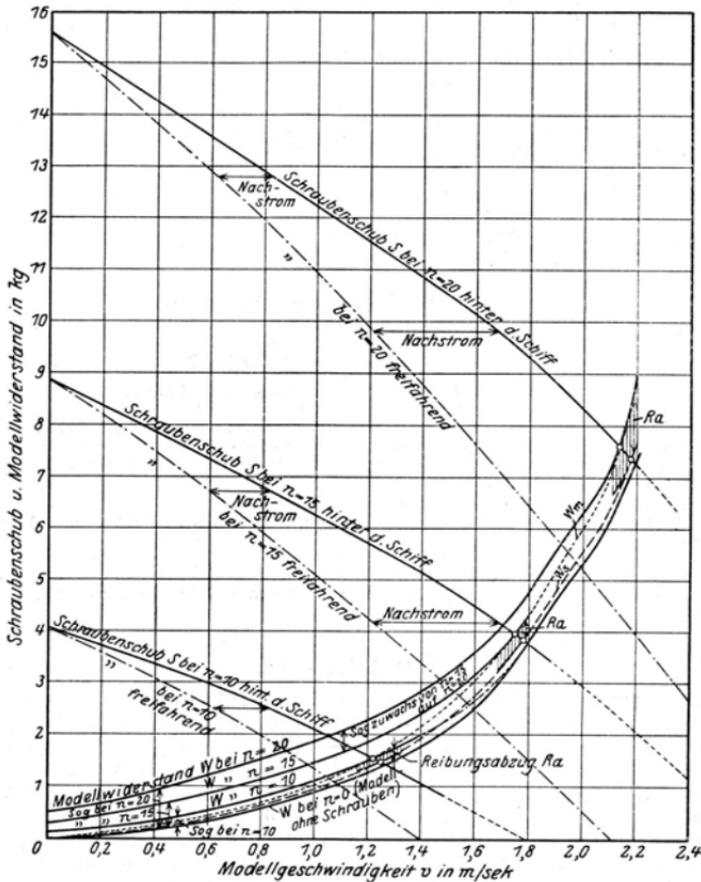


Abb. 158. Vollständiger Modellversuch.

Durch Umformen ergibt sich:

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \left[ W' - \gamma \cdot f \cdot v_m^{1,825} \left( \lambda_m - \frac{\lambda_s}{\alpha^{0,0875}} \right) \right].$$

Der Reibungsabzug  $R_a$  für jede Geschwindigkeit  $v_m$  beträgt:

$$R_a = \gamma \cdot f \cdot v_m^{1,825} \left( \lambda_m - \frac{\lambda_s}{\alpha^{0,0875}} \right).$$

Somit ist der Gesamtmodellwiderstand:

$$W = \alpha^3 \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma} \cdot (W' - R_a).$$

Weil nun die anzuwendende Größe des Reibungsabzuges mangels genügender Kenntnis der Reibung großer Schiffe vorläufig noch als umstrittenes Problem gilt, ist es technisch richtiger und mechanisch einwandfrei, wenn man die Modellversuche ohne Rücksicht auf die Reibung für mehrere konstante Drehzahlen der Propeller durchführt, wodurch man in die Lage versetzt wird, nachträglich für jede gewünschte Schraubenbelastung und Geschwindigkeit und jeden gewünschten Reibungsabzug die aufzuwendende Leistung zu interpolieren. Das Schema der Versuchsergebnisse eines solchen vollständig durchgeführten Modellversuches ist in Abb. 158 an einem Beispiel erläutert, und die Auswertung für einen Schlepper zur Ermittlung seiner Schleppleistungen bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Drehzahlen ist in Abb. 159 dargestellt.

Auf diese Weise lassen sich auch Belastungen, wie sie später im Betrieb der Schiffe aus verschiedenen Gründen entstehen, wie durch Winddruck, Seegang, Anwuchs, Schleppen von Kähnen usw. zuverlässig hinsichtlich ihres

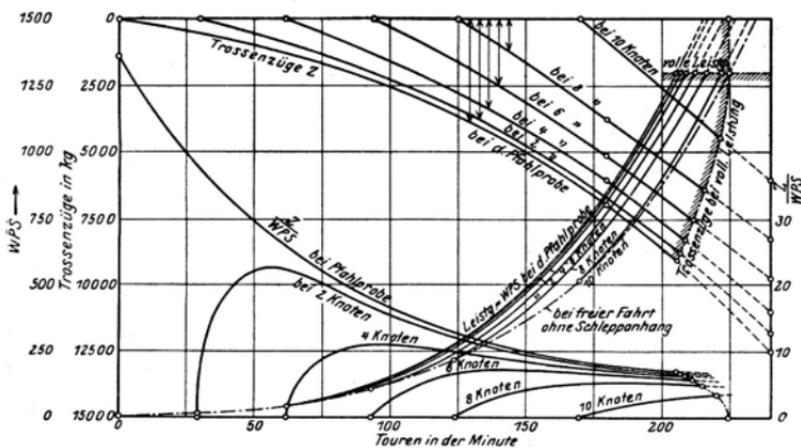


Abb. 159. Schlepperleistungsblatt.

Leistungsbedarfes errechnen, und die Frage des Reibungsabzuges wird dem Ermessen des Auswertenden überlassen. Für die Untersuchung von Schleppermodellen ist diese vollständige Versuchsmethode ohne weiteres notwendig, um ihre Schleppfähigkeit unter verschiedenen Verhältnissen beurteilen zu können (Abb. 159).

Technisch wurden diese Messungen früher derart durchgeführt, daß das Modell am Hebel des Schleppwagens befestigt war, und die Propeller auf Wellen liefen, welche hinter dem Modell angebracht waren und durch einen besonderen Meßapparat nachgeführt und während der Fahrt in richtige Lage zum Schiff gebracht wurden. Abgesehen davon, daß diese Meßmethode die jedesmalige Untersuchung des Einflusses erfordert, den das im Wasser nachgeführte Gestänge ausübt, ist es überhaupt nicht möglich, diesen Einfluß einwandfrei auszuschalten, weil die Schraubenwellen den Propellerabfluß und die Wirkung von Ruder und Leitapparaten stören.

Man ist daher heute zur Methode des selbstangetriebenen Modellbootes übergegangen, welches frei unter dem Meßwagen mit Hilfe seiner eigenen Propeller mitfährt und in welchem Drucklagerschub, Drehmoment und Drehzahl gemessen werden. Die ersten vollständigen Meßapparate für Eigenantrieb von Modellbooten wurden 1913 von Kempf in Hamburg und 1915 von Gebers in Wien ausgeführt.

Ein vollständiger Modellversuch umfaßt folgende Teilversuche:

1. Widerstandsmessung am geschleppten Schiffsmodell ohne Schrauben.

Man ermittelt: den Schleppwiderstand  $W_0$  und die effektive Schleppleistung  $N_0 = W_0 \cdot v_0$ .

2. Nachstrommessung am geschleppten Schiffsmodell ohne Schrauben.

Man ermittelt:  $v_n = v_0 - v$ .

3. Messung des alleinfahenden Propellers.

Man ermittelt: Drehzahl  $n$ , Drehmoment  $M$ , Schub  $S$ , daraus die Beiwerte:

$$\frac{S}{\rho n^2 D^4} \text{ und } \frac{M}{\rho n^2 D^5}.$$

4. Messung von Schiffsmodell mit Schrauben.

Man ermittelt: Drehzahl  $n$ , Drucklagerschub  $S$ , Drehmoment  $M$ , daraus die Schubleistung  $N_s = S \cdot v$  und die Wellenleistung  $N_w = 2\pi n M$ , sowie die Nachstromziffer  $v_0/v$ , die Sogziffer  $W_0/S$ , den Schiffsformgütegrad  $\frac{W_0 v_0}{S \cdot v} = \frac{N_0}{N_s}$  und den Vortriebsgütegrad  $\frac{W_0 \cdot v_0}{S \cdot v} \cdot \eta = \frac{N_0}{N_w}$ .

Die Ermittlung des mittleren Nachstromes erfolgt verschieden, sei es durch direkte Messung des Nachstromzustandes mittels Pitot-Rohre oder Flügelräder, sei es durch Vergleich der Schub- und Momentenbeiwerte, die hinter dem Schiff und freifahrend gemessen sind.

#### 4. Rechenbeispiel eines Modellversuchs mit Schrauben.

a) Gesamtwiderstand.

Die Berechnung des Gesamtwiderstandes nach den Lehren der Ähnlichkeitsmechanik sei an Hand eines Zahlenbeisepies erläutert.

Die Abmessungen, Eigenschaften und Leistungen des Schiffes und seines Modelles im Maßstab  $\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{25}$  seien folgende (s. Tabelle auf nächster Seite).

Bei Anwesenheit der Schrauben ist der Gesamtwiderstand  $W = W_0 - W_s$ , wo  $W_s$  den Schraubensog bedeutet. Dieser wird bei der Umrechnung mit dem Formwiderstand zusammengefaßt, d. h. die Sogzahl  $\sigma = \frac{W_s}{W_F}$  wird als konstant behandelt. Die Sogzahl ist von der Hinterschiffsform abhängig.

Bezeichnungen	Schiff	Modell	Abmes- sung	Maßstab
Gemessener Gesamt- widerstand (bei lau- fenden Schrauben) .	—	$W' = 2,395$	[kg]	
Berechneter Formwider- stand plus Sog:				
$W'_F + W'_S = W' - W'_R$	—	$W'_F + W'_S = 1,068$	[kg]	$\left. \begin{aligned} \frac{W_F + W_S}{W'_F + W'_S} &= \frac{\rho}{\rho} \alpha \\ &= \frac{104}{101,9} 15\,625 \end{aligned} \right\}$
$W_F + W_S$	$W_F + W_S = 17\,050$	—	[kg]	
$= \frac{\rho}{\rho'} \alpha^3 (W'_F + W'_S)$				
Berechneter Gesamt- widerstand (bei lau- fenden Schrauben) .	$W = 31\,980$	—	[kg]	

Bezeichnungen	Schiff	Modell	Abmessung	Maßstab
Länge in der Wasserlinie . . . . .	$L_{WL} = 90,2$	$L'_{WL} = 3,61$	[m]	$\frac{L}{L'} = \alpha = 25$
Benetzte Oberfläche . . . . .	$\Omega = 1240$	$\Omega' = 1,984$	[m <sup>2</sup> ]	$\frac{\Omega}{\Omega'} = \alpha^2 = 625$
Gewichtsverdrängung . . . . .	$G = 2.265.000$	—	[kg]	
Raumgewicht . . . . .	$\gamma = 1020$ (Süßwasser)	$(\gamma' = 1000)$ (Süßwasser)	[kg/m <sup>3</sup> ]	
Raumverdrängung . . . . .	$V = 2220$	$V' = 0,142$	[m <sup>3</sup> ]	$\frac{V}{V'} = \alpha^3 = 15.625$
Dienstgeschwindigkeit (in Sm/st) . . . . .	$(v = 19,64)$	—	[Sm/st]	
Degl. (in m/sek) . . . . .	$v_0 = 10,1$	$v'_0 = 2,02$	[m/sek]	$\frac{v_0}{v'_0} = \alpha^{0,5} = 5$
Froudesche Zahl . . . . .	$\mathfrak{F} = \mathfrak{F}' = 0,340$	—	[Zahl]	
Kinematische Zähigkeit (10° C) . . . . .	$\nu = \nu' = 1,3 \cdot 10^{-6}$	—	[m <sup>2</sup> /sek]	
Reynoldssche Zahl . . . . .	$\Re = 7,01 \cdot 10^8$	$\Re' = 5,61 \cdot 10^6$	[Zahl]	$\frac{\Re}{\Re'} = \alpha^{1,5} = 125$
Bereich der Formel für die Oberflächenreibung . . . . .	( $\gamma$ )	( $\beta$ )		(allgemein: $\frac{\Re}{\Re'} = \frac{\nu}{\nu'} \alpha^{1,5}$ )
Gemeinsener Schleppwiderstand (bei Abwesenheit der Schrauben) . . . . .	—	$W'_0 = 2,137$	[kg]	
Dichte . . . . .	$\varrho = 104$ (Seewasser)	$\varrho = 101,9$ (Süßwasser)	[kgsek <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> ]	
Berechnete Oberflächenreibung ( $\beta$ ) . . . . .	—	$W'_R = 1,327$	[kg]	
Berechneter Formwiderstand: $W'_F = W'_0 - W'_R$	—	$W'_F = 0,810$	[kg]	$\frac{W'_F}{W'_R} = \frac{\varrho}{\varrho'} \alpha^3$
$W_F = \frac{\varrho}{\varrho'} \alpha^3 W'_F$	$W_F = 12910$	—	[kg]	$\frac{104}{101,9} \cdot 15.625$
Berechnete Oberflächenreibung ( $\gamma$ ) . . . . .	$W_R = 14930$	—	[kg]	
Berechneter Schleppwiderstand (bei Abwesenheit der Schrauben) . . . . .	$W_0 = 27.840$	—	[kg]	
Schleppleistung $N_0 = W_0 v_0$ . . . . .	$N_0 = 281.200$	$N'_0 = 4,32$	[kgm/sek]	

b) Nachstrom.

Über den mittleren Nachstrom ( $v_n$ ) wird die Annahme gemacht, daß er wesentlich Reibungsnachstrom und daher dem Verhältnis der Oberflächenreibung zum Formwiderstand verhältnismäßig ist, d. h. es ist:

$$\frac{v_n}{v_0} = \frac{W_R}{W_F} \frac{W'_R}{W'_F} \frac{v'_n}{v'_0} = \frac{\rho'}{\rho} \frac{1}{\alpha^3} \frac{W_R}{W'_R} \frac{v'_n}{v'_0}$$

oder

$$\frac{v}{v_0} = \frac{v_0 - v_n}{v_0} = 1 - \frac{\rho'}{\rho} \frac{1}{\alpha^3} \frac{W_R}{W'_R} \frac{v'_n}{v'_0}$$

Bezeichnungen	Schiff	Modell	Abmessung
Gemessene Nachstromziffer . . . . .	—	$\frac{v'_n}{v'_0} = 0,15$	[Zahl]
Verhältniszahlen der Widerstände . . . . .	$\frac{W_R}{W_F} = 1,157$	$\frac{W'_R}{W'_F} = 1,636$	[Zahl]
Geschätzte Nachstromziffer . . . . .	$\frac{v_n}{v_0} = 0,106$	—	[Zahl]
Nachstromgrad . . . . .	$\frac{v_0}{v} = 0,894$	$\frac{v'_0}{v'} = 0,85$	[Zahl]

c) Wellenleistung.

Bedeutet  $v = v_0 - v_n$  die (relative) Fortschrittsgeschwindigkeit der Schraube, so ist wegen der erforderlichen Gleichheit von Schraubenschub  $S$  und Gesamtwiderstand  $W$  die Schubleistung  $N_s = Sv = Wv$ ; die Sogziffer beträgt  $\frac{S - W_0}{S}$  und der Soggrad  $\frac{W_0}{S}$ .

Bezeichnet  $\eta = \frac{Sv}{N_w}$  den Wirkungsgrad der Schraube, so ergibt sich die erforderliche Wellenleistung zu  $N_w = \frac{Wv}{\eta}$ . Das Verhältnis  $\zeta = \frac{W_0 v_0}{Wv} \eta = \frac{N_0}{N_w}$  heißt der Vortriebsgütegrad, und das Produkt aus Nachstromgrad und Soggrad: das Verhältnis  $\zeta_0 = \frac{W_0 v_0}{Sv} = \frac{N_0}{N_s}$  heißt der Schiffsformgütegrad, der übrigens auch den Wert „Eins“ überschreiten kann. Dies ist dadurch möglich, daß die Schraube einen Teil ihrer Verlustleistung aus dem Nachstrom, d. h. aus der Schubleistung, zurückgewinnt.

Bezeichnungen	Schiff	Modell	Abmessung
Relative Fortschrittsgeschwindigkeit der Schraube	$v = 9,02$	$v' = 1,715$	[m/sek]
Erforderliche Schubleistung	$N_s = 288\ 600$	$N'_s = 4,11$	[kgm/sek]
Wirkungsgrad der Schraube <sup>1)</sup>	$\eta = 0,650$	$\eta' = 0,650$	[Zahl]
Erforderliche Wellenleistung (in mkg/sek) . . . . .	$N_w = 444\ 000$	$N'_w = 6,33$	[kgm/sek]
Desgl. (in PS) . . . . .	$WP S = 5920$		[PS]
Schleppleistung . . . . .	$N_0 = 281\ 200$	$N'_0 = 4,32$	[kgm/sek]
Vortriebsgütegrad . . . . .	$\frac{N_0}{N_w} = \zeta = 0,633$	$\zeta' = 0,682$	[Zahl]
Schiffsformgütegrad . . . . .	$\frac{N_0}{N_s} = \zeta_0 = 0,982$	$\zeta'_0 = 1,050$	[Zahl]

<sup>1)</sup> S. „Die Schraube im Nachstrom“. — Hier ist nicht berücksichtigt, daß der Wirkungsgrad der Schiffsschraube tatsächlich besser ist, erstens wegen des günstigen Einflusses größerer Reynoldsscher Zahlen auf die Schraubenflügel, zweitens, weil beim Schiff die Zustromgeschwindigkeit zur Schraube größer ist (größerer Nachstromgrad!).

## H. Fahrtmessungen.

### I. Allgemeines.

Probefahrten zur Ermittlung der Schiffsgeschwindigkeit sollten eigentlich mit jedem neugebauten Schiff auf dem seiner Gebrauchsladung entsprechenden Tiefgang vorgenommen werden. Bei Kriegsschiffen und großen Handelsdampfern (Schnelldampfern) geschieht dies auch vielfach in eingehender Weise mit mehreren (kleinen, mittleren und größten) Geschwindigkeiten sowie über verschiedene Zeitdauer (3, 6, 12, 24 Stunden), um über die günstigste Maschinenleistung und den Brennstoffverbrauch ein Urteil zu gewinnen; bei kleineren Dampfern begnügt man sich hingegen meist damit, diese Werte nur für die größte erreichbare oder für eine dauernd einzuhaltende Schiffsgeschwindigkeit zu bestimmen, beschränkt sich aber auch oft darauf, lediglich die Gangbarkeit der Maschine ohne Rücksicht auf den Tiefgang und die Lage des Schiffes festzustellen.

Wissenschaftlichen Wert für Neubauten und zum Vergleich mit Modellschleppversuchen haben hauptsächlich jene erstgenannten Probefahrten mit gesteigerter Geschwindigkeit, die sogenannten Progressiv-Probefahrten, aber auch nur dann, wenn sie in gleichen Lade- und guten Wetterverhältnissen zustande gekommen sind. Zum Zwecke der Probefahrt muß zunächst im Dock der Schiffsboden gereinigt und mit neuem Anstrich versehen werden, wobei auch die Tiefgangsmarken auf ihre richtige Lage zu prüfen sind.

Vor dem Beginn der Probefahrt ist sodann der Tiefgang des Schiffes vorn und hinten mit dem zur Probefahrt nötigen Brennstoff an Bord genau festzustellen, um hiernach die Verdrängung, die eingetauchte Hauptspantfläche und die benetzte Oberfläche bestimmen zu können. Diese drei Werte müssen, wenn irgend möglich, beim Beginn jeder der verschiedenen Fahrten gleich groß sein.

Die Eintauchung des Propellers ist zu beobachten; auch muß vorher Steigung und Durchmesser der Schraube, sowie Fläche und Projektion der Flügel ermittelt sein. Hieraus ist später der Slip der Schraube zu bestimmen. Die zur Verbrennung kommende Brennstoffmenge ist genau festzustellen, um die Berechnung des Brennstoffverbrauches zu erleichtern.

Während der Fahrt sind so oft als möglich Indikatordiagramme zu nehmen, sowie Torsions- und Schubmessungen auszuführen.

Wenn möglich, ist auch der Wasserverbrauch der Maschinenanlage zu beobachten; dies geschieht am besten, wenn das Speisewasser aus einem bestimmten Behälter oder von den vorher ausgemessenen Speisewasserzellen des Doppelbodens entnommen wird.

Bei Beurteilung der Probefahrtsergebnisse sind Windverhältnisse, Wasserströmung, Wassertiefe und Wassertemperatur genau zu berücksichtigen. Die Windgeschwindigkeiten sollen nicht über 6 m/sek betragen, Wasserströmungen sind möglichst ganz zu vermeiden. Die Wassertiefe muß wenigstens den 20fachen Betrag des Schiffstiefgangs ausmachen. Durch die Wassertemperatur wird die Zähigkeit des Wassers beeinflusst, und zwar bewirkt eine Temperaturerhöhung von 1° C im Mittel eine Widerstandsabnahme von 0,25 vH.

### 2. Ermittlung der Geschwindigkeit.

Die Geschwindigkeit des Schiffes wird entweder aus der Zeit, welche das Schiff zum Durchlaufen einer bestimmten Strecke gebraucht, berechnet, oder mit Hilfe von mechanischen Vorrichtungen, welche die Relativbewegung zum Wasser anzeigen, gemessen.

**Meilenfahrten.** Ersteres geschieht durch Meilenfahrten, wobei das Schiff auf einer abgesteckten Strecke von einer, zwei oder mehr Seemeilen Länge, deren Endpunkte durch Marken (Baken oder weithin sichtbare Punkte an Land, Kirchtürme u. dgl.) gut gekennzeichnet sind, in möglichst stromfreiem Wasser hin und her fährt.

Die auf einer genauen Sekundenuhr beobachtete Zeit, welche das Schiff zum Durchlaufen einer Meile gebraucht, liefert die Schiffsgeschwindigkeit in Knoten.

Es werden gewöhnlich vier oder sechs Fahrten an der gemessenen Meile (also zwei- oder dreimal hin und zurück) unter möglichst gleichmäßigem Gange der Maschine gemacht und aus den erhaltenen Schiffsgeschwindigkeiten das arithmetische Mittel genommen. Weichen diese aber infolge vorhandener Strömungen sehr voneinander ab, so kann man das Mittel aus denselben auch auf folgende Weise bestimmen:

Fahrt-Nr.	Knoten	2. Mittel	3. Mittel	4. Mittel	5. Mittel	6. Mittel
1	15,4	} 12,75 } 12,20 } 12,65 } 12,10 } 12,50	} 12,475 } 12,425 } 12,375 } 12,300	} 12,45 } 12,40 } 12,3375	} 12425 } 12,36875	} 12,396875
2	10,1					
3	14,3					
4	11,0					
5	13,2					
6	11,8					
gewöhnl. Mittel = 12,63		bericht. Mittel = 12,394		wahres Mittel = 12,396875		

Der mittlere Wert aus den dritten Mitteln wird gewöhnlich als ausreichend angenommen, ist es jedoch nicht, wenn die Strömung sich während der Probefahrt, wie z. B. durch die Tide, zeitlich verändert. In diesem Falle muß eine besondere, von Weingart<sup>1)</sup> näher beschriebene Auswertungsmethode angewandt werden, bei welcher die Änderung der Strömung in der Zeit berücksichtigt wird.

**Geschwindigkeitsmesser.** Zum Messen der Schiffs- (oder Strom-) Geschwindigkeit bedient man sich entweder schwimmender Gegenstände, deren Fortbewegung vom Schiff (oder im strömenden Wasser) man mißt, wie z. B. beim gewöhnlichen Log, oder man läßt die relative Geschwindigkeit des Wassers zum Schiff auf ein Rad oder eine Schraube wirken, deren Umdrehungen, mittels Zählwerkes auf einen Zeiger übertragen, die Geschwindigkeit in einer bestimmten Zeit angeben. Solche mechanische Vorrichtungen sind der Woltmannsche Flügel, der hydrometrische Flügel von Amsler-Laffon, der Stromgeschwindigkeitsmesser von Arwidson und die Patentlogs von Haecke, Massey, Walker u. a. m.

Unter letzteren sind wiederum diejenigen zu unterscheiden, bei denen das Zählwerk nicht an dem Apparat, sondern am Schiff selbst, gewöhnlich am Heck, angebracht ist. Hierbei werden die Umdrehungen einer kleinen nachgeschleppten Schraube mittels der Schlepplaine auf das Zählwerk übertragen. Es sind dies die sogenannten Decklogs. Der Ort, an dem das nachgeschleppte Log gefahren wird, ist deswegen von Bedeutung, weil hinter und neben dem Schiff Wassergeschwindigkeiten herrschen, welche vom Schiff selbst beeinflusst sind durch den Mitstrom, sowie durch die orbitalen Wassergeschwindigkeiten des vom Schiff erzeugten mitlaufenden Wellensystems, welche iu Wellenberg entgegengesetzt gerichtet sind wie im Wellental.

Unter den Fahrtmessern, welche den Strömungsdruck zur Messung der Geschwindigkeit benutzen, verdient Erwähnung der Schiffsgeschwindig-

<sup>1)</sup> Weingart: Werft Reederei Hafen 1926.

keitsmesser (Fahrtmesser) von Strangmeyer, weil er nicht nur von dem Tiefgang des Schiffes, sondern auch von dessen Bewegungen im Seegang vollkommen unbeeinflusst bleibt und, einmal eingestellt, mit gleichmäßiger Genauigkeit die Fahrtgeschwindigkeit des Schiffes anzeigt.

Nachstehend folgt eine kurze Beschreibung dieses Fahrtmessers:

Der Fahrtmesser von Strangmeyer zeigt die Geschwindigkeit des Schiffes zum Wasser (nicht über den Grund), welche in der Regel mit dem Log gemessen wird, fortdauernd an. Der Apparat besteht aus folgenden Teilen:

1. den vorn am Schiff unter Wasser angebrachten Mundstücken *M* (Abb. 160),
2. dem im Schiff unter dem Wasserspiegel aufgestellten Doppelwindkessel (*S* und *D*) und
3. den auf der Kommandobrücke und im Maschinenraume usw. angebrachten Manometern.

Die Mundstücke *M* enthalten zweierlei Rohrmündungen *d* und *s*, nämlich solche, die nach vorn, und solche, die nach hinten gerichtet sind. Erstere sind durch eine Druckrohrleitung *d* mit der Kammer *D*, letztere durch eine zweite gesonderte Saugerrohrleitung *s* mit der Kammer *S* des Windkessels verbunden.

Der Doppelwindkessel ist mit Wasserstandsgläsern, Ablaßhähnen und Verbindungsrohren für Luft und Wasser versehen, welche die Einstellung des Wasserstandes auf gleiche Höhe in beiden Kammern ermöglichen.

Der Unterschied der Drucke, welcher von der Fahrt des Schiffes abhängt, wird durch Manometer angezeigt, welche vermittels zweier gesonderter Luftleitungen auf der einen Seite der Feder der Manometer mit dem Druckraum *D* des Windkessels und auf der anderen Seite mit dem Saugeraum *S* in Verbindung stehen.

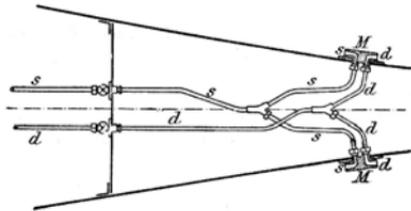


Abb. 160.

Der hydraulische Fahrtmesser von Siemens & Halske wird ebenfalls durch Wasserdrücke betätigt, die von einer oder besser mehreren,

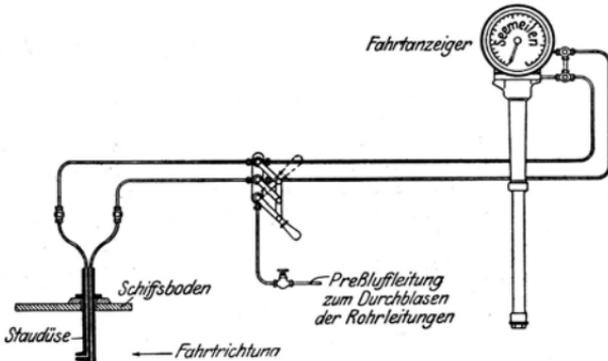


Abb. 161.

außen am Schiffskörper angebrachten Staudüsen durch Rohrleitungen auf den Anzeigeapparat übertragen werden. Das Staurohr hat an seinem unteren Ende eine Staudüse, die je nach der Größe des auszurüstenden Schiffes 15 bis 25 cm aus dem Schiffsboden herausragt und schwertförmig durchgebildet ist. An der untersten Stelle derselben befindet sich ein nach der Fahrtrichtung zu geöffneter Kanal, in welchen sich das Wasser während der Fahrt des Schiffes hineindrückt. Ein zweiter Kanal führt genau lotrecht in das Wasser, so daß hierin ein durch die Fahrt des Schiffes entstehender Druck nicht ausgeübt wird. Als zusätzliche Druckwirkung tritt für beide Kanäle in gleicher Weise der statische Wasserdruck, entsprechend der Tiefe des Staurohres unter dem Wasserspiegel, auf. In dem gegen die Fahrtrichtung geöffneten Kanal herrscht somit ein der Schiffsgeschwindigkeit

entsprechender dynamischer Druck, vermehrt um den statischen Druck bis zur Wasseroberfläche, während in dem lotrecht nach unten geöffneten Kanal nur der statische Druck herrscht. Dünne Rohrleitungen stellen die Verbindung der Düsen mit einem Anzeigeapparat her, der seiner Wirkungsweise nach ein Quecksilber-Differenzdruckmanometer ist. Die Geschwindigkeitsaufzeichnung erfolgt selbsttätig und fortlaufend durch den Protos-Fahrtanzeiger (Abb. 161).

Die Skala des Manometers ist durch Abhalten von Geschwindigkeitsfahrten über der gemessenen Meile zu bestimmen.

Es ist keineswegs gleichgültig, in welcher Lage am Schiff die erwähnten Fahrtmesser angebracht werden, da ihre Angaben von den an der betreffenden Stelle herrschenden Druck- und Strömungsverhältnissen abhängig sind.

### 3. Aufzeichnung der Geschwindigkeitskurven.

Die Ergebnisse der Probefahrten, nämlich Maschinenleistung, Umdrehungen und Drucklagerschub der Schrauben, Brennstoffverbrauch usw. können als Ordinaten von Kurven aufgetragen werden, deren Abszissen die Anzahl Knoten bis zur größten erreichten Geschwindigkeit darstellen.

Die Kurve, welche man auf diese Weise für die indizierte Leistung der Maschine erhält, fängt nicht bei dem Nullpunkt an, sondern hat bei diesem bereits eine Ordinate, welche die zur Überwindung aller in der Maschine auftretenden Reibungswiderstände notwendige Leistung angibt. Von hier aus steigt die Kurve mit zunehmender Geschwindigkeit des Schiffes.

Bleibt bei allen Geschwindigkeiten der Slip des Propellers derselbe, so wird die Kurve der Umdrehungen eine gerade Linie.

Zur leichteren Beurteilung der erforderlichen indizierten Leistung ist es von Vorteil, als Ordinaten über den Geschwindigkeiten den Wert  $\frac{N_i}{D^{2,3} \cdot v^3}$  aufzutragen.

Die auf diese Weise abgetragene Kurve läuft solange parallel zur Abszissenachse, wie die indizierte Leistung mit der dritten Potenz der Geschwindigkeit wächst. Die Kurve läßt jene Geschwindigkeit erkennen, welche ohne übermäßige Steigerung der Maschinenkraft dauernd innegehalten werden kann, d. h. die sogenannte ökonomische Geschwindigkeit.

Bei Angabe der indizierten Leistung einer Schiffsmaschine ist es zur Erlangung richtiger Vergleichswerte von großer Wichtigkeit, zu wissen, ob die Hilfsmaschinen von der Hauptmaschine unmittelbar angetrieben werden oder nicht. Im ersteren Falle sind die Leistungen der Hilfsmaschinen in der indizierten Leistung der Hauptmaschine mit enthalten und müssen daher besonders ermittelt und von dieser abgezogen werden, wenn die gefundene Gesamtleistung ein richtiges Wertmaß für den Schiffswiderstand bei dem Vergleich mit anderen Schiffen bilden soll.

Dasselbe gilt bei der Bestimmung des Brennstoffverbrauchs, dessen Höhe für 1 PS<sub>i</sub> bzw. WPS und Stunde ermittelt werden muß, um danach die für eine bestimmte Dampfstrecke erforderliche Brennstoffmenge zu errechnen.

## I. Einfluß des Schiffsantriebes auf den Entwurf der Handelsschiffe.

Gewicht, Brennstoff- und Raumbedarf der Antriebsanlagen sind mitbestimmende Elemente bei der Festlegung der Hauptmaße und der Raumanordnung der Schiffe.

Die bei einer geforderten Zuladefähigkeit erreichbare Geschwindigkeit richtet sich nach dem Gewicht der Antriebsanlagen und, entsprechend der Länge der Fahrtstrecke ohne Brennstoffergänzung, nach dem erforderlichen Brennstoff-

gewicht, welche beiden Hauptfaktoren die mindestnotwendige Wasserverdrängung mit den übrigen Hauptfaktoren zusammen ausmachen.

Eine geforderte Geschwindigkeit bestimmt wiederum die Grenze der erreichbaren Zuladefähigkeit je nach den Ansprüchen der erforderlichen Maschinenanlage. Sind sowohl Geschwindigkeit wie Tragfähigkeit gefordert, so setzen die Gewichtsbedürfnisse dieser beiden Hauptgruppen mit den übrigen Gruppen des Schiffsgewichts die mindesterforderliche Wasserverdrängung zusammen.

Die Abstimmung der richtigen Maschinenleistung zur Gewichtsermittlung dieser Hauptgruppe erfolgt in der Regel durch probeweise Zusammenstellung der einzelnen Gruppen, weil erst aus der angenäherten Größe der Wasserverdrängung eine Schlußfolgerung auf die erforderliche Maschinenkraft möglich ist.

Die Bestrebungen der Schifffahrt im Interesse wirtschaftlicher Ausführung und Arbeitsweise des Antriebs sind naturgemäß in erster Linie auf die Verringerung des unausnutzbaren Gesamtgewichts, in zweiter Linie auf möglichste Vergrößerung des nutzbaren Raumes gerichtet. Die unmittelbaren Ziele des Konstrukteurs hierbei — soweit sie die Antriebsanlage betreffen — sind im einzelnen:

1. Leichtere Ausführung der Maschinen- und Kesselanlagen bei gleicher Leistung und Dauerhaftigkeit, oder Erhöhung der Leistung bei verringertem Gewicht pro PS.

2. Erhöhung der Wirtschaftlichkeit des Brennstoffverbrauchs nicht nur zwecks Ersparung von Betriebsausgaben, sondern auch zur Verringerung des Brennstoffgewichts und -raumbedarfs pro PS.

3. Ausbildung von Maschinen- und Kesselarten möglichst geringen Raumbedarfs pro PS.

4. Einführung von Brennstoffen geringen Gewichts und Raumbedarfs pro PS zur Erhöhung der Nutzbarkeit des Schiffes in beiden Richtungen.

Innerhalb dieser Entwicklung gibt es heute folgende Haupttypen von Maschinenanlagen:

1. Zwei- und dreizylindrige Verbundmaschinen mit Sattldampf und Zylinderkesseln,

2. Dreifach-Expansionsmaschinen mit 3 und 4 Zylindern } mit Sattldampf und

3. Vierfach-Expansionsmaschinen mit 4 und 5 Zylindern } Zylinderkesseln,

4. Die vorstehenden Typen mit Heißdampf,

5. Mehrfach-Expansionsmaschinen mit Zwischenschaltung einer Abdampfturbine zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator,

6. Dampfturbinen mit direktem Antrieb,

7. Dampfturbinen mit einfacher oder mehrfacher Zahnradübersetzung auf geringere Umdrehungszahlen der Propellerwellen,

8. Dampfturbinen mit hydraulischer Übersetzung auf geringere Umdrehungszahlen,

9. Dampfturbinen mit elektrischer Übertragung auf geringere Umdrehungszahlen (turboelektrischer Antrieb),

10. Gleichdruck-Verbrennungsmotoren mit direktem Antrieb,

11. Gleichdruck-Verbrennungsmotoren mit elektrischer Übersetzung vermittelt direkt gekuppelter Generatoren und gesondert aufgestellter elektrischer Antriebsmotoren geringer Drehzahlen.

An Hand der auf Seite 226 bis 229 gebrachten Gebrauchstabellen kann der Gewichtsbedarf der verschiedenen Antriebsarten, nach Maschinen- und Kesselanlagen getrennt, bestimmt werden. Ebenso die Brennstoffverbräuche, in welchen jedoch die nötigen, jeweils verschiedenen Zuschläge für Schiffsbetrieb- und Hafenerbräuche nicht enthalten sind.

## Gewichte und Brennstoffverbräuche in kg/PS.

Tabelle I. Kolben-  
Seegehende Frachtschiffe von

	Dreifach-Expansions-					
	Naßdampf				Heiß-	
	Einschrauber		Doppelschrauber		Einschrauber	
	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel
Wellenumdrehungen in der Minute . . . . .	65—80	65—80	65—80	65—80	65—80	65—80
a) Maschinenanlage . . . . .	122—92	122—92	145—110	145—110	122—92	122—92
b) Kesselanlage . . . . .	203—162	128—107	203—162	128—107	185—155	119—101
Summe von a) u. b) . . . . .	325—254	250—199	348—272	273—217	307—247	241—193
Brennstoffverbrauch <sup>3)</sup> im Dauerbetriebe	0,75—0,73	0,78—0,76	0,77—0,75	0,80—0,78	0,69—0,67	0,73—0,71

Tabelle II. Turbinen-  
Seegehende Frachtschiffe von

	Mit Zahnrad-		
	Einschrauber		Naß-
	Doppel-		
	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel
Wellenumdrehungen in der Minute . . . . .	65—80	65—80	65—80
a) Maschinenanlage . . . . .	107—70	107—70	130—88
b) Kesselanlage . . . . .	182—145	118—98	182—145
Summe von a) und b) . . . . .	289—315	225—168	312—233
Brennstoffverbrauch <sup>3)</sup> im Dauerbetriebe . . . . .	0,64—0,62	0,68—0,66	0,65—0,63

Tabelle III. Kolben-  
Seegehende Fracht- und Fahrgastschiffe von

	Dreifach-Expansionsmaschinen			
	Naßdampf		Heißdampf	
	Doppelschrauber		Doppelschrauber	
	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel
Wellenumdrehungen in der Minute . . . . .	80—85	80—85	80—85	80—85
a) Maschinenanlage . . . . .	110—102	110—102	110—102	110—102
b) Kesselanlage . . . . .	162—131	107—92	155—123	104—86
Summe von a) u. b) . . . . .	272—233	217—194	265—225	211—188
Brennstoffverbrauch <sup>3)</sup> im Dauerbetriebe . . . . .	0,76—0,74	0,79—0,77	0,70—0,68	0,74—0,72

Bemerkungen: Zu a) gehören: Hauptmaschinen, Kondensator, Hilfsmaschinen und Rohrleitungen in den Maschinenräumen, Wellenleitung und Schraube, Ersatzteile, Wasser in Kondensator und Rohrleitungen. Zu b) gehören: Kessel mit Zugehör, Rauchfang und Schornstein, Rohrleitungen und Hilfsmaschinen in den Kesselräumen, Wasser in Kessel und Rohrleitungen.

1) Bei Gewichtsausrechnungen nach gegebenen PS<sub>1</sub>-Werten sind also 7 vH abzuziehen.

2) Einfach wirkende Zweitaktanlagen sind 10 bis 15 vH leichter.

**bei angegebenen Umdrehungszahlen [PS<sub>i</sub> = 1,07 PS<sub>e</sub><sup>1)</sup>].**

maschinenanlagen.

8 bis 13 Sm/std und 2000 bis 5000 PS<sub>e</sub>.

maschinen		Vierfach-Expansionsmaschinen				Gleichdruck-Verbrennungsmotoren*)	
dampf		Naßdampf					
Doppelschrauber		Einschrauber		Doppelschrauber		Ein-schrauber	Doppel-schrauber
Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel		
65—80	65—80	65—80	65—80	65—80	65—80	115—125	90—100
145—110	145—110	134—100	134—100	156—118	156—118	280—250	310—290
185—155	119—101	203—162	128—107	203—162	128—107	—	—
330—265	264—211	337—262	262—207	359—280	284—225	280—250	310—290
0,71—0,69	0,75—0,73	0,71—0,69	0,75—0,73	0,74—0,72	0,78—0,76	0,200—0,185	Viertakt.
						0,230—0,215	Zweitakt.

anlagen.

8 bis 13 Sm/std und 2000 bis 5000 PS<sub>e</sub>.

getriebe				
dampf	Heißdampf			
schrauber	Einschrauber		Doppelschrauber	
Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel
65—80	65—60	65—80	65—80	65—80
130—88	107—70	107—70	130—88	130—88
118—98	166—139	109—93	166—139	109—93
248—186	273—209	216—163	296—227	239—181
0,69—0,67	0,60—0,58	0,64—0,62	0,61—0,59	0,65—0,63

maschinenanlagen.

13 bis 17,5 Sm/std und 5000 bis 15000 PS<sub>e</sub>.

Vierfach-Expansionsmaschinen		Kolbenmaschinen mit Abdampfturbine			
Naßdampf		Naßdampf		Heißdampf	
Doppelschrauber		Dreischrauber		Dreischrauber	
Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel
80—85	80—85	85 bzw. 190		85 bzw. 190	
118—110	118—110	108—100	108—100	103—95	108—100
162—131	107—92	127—119	82—71	119—111	76—84
280—241	225—202	235—107	190—170	227—200	184—164
0,70—0,68	0,74—0,72	0,63	0,67	0,59	0,63

Bei ölgefeuerten Kesseln kann das Gewicht kleinerer Kesselanlagen um 25 bis 30 vH, größerer Anlagen um 30 bis 35 vH geringer, das Brennstoffgewicht um 26 bis 30 vH, je nach dem vergleichswisen Heizwert des Öles, geringer als bei Kohlenfeuerung angenommen werden.

<sup>1)</sup> Für Hauptmaschinen mit zugehörigen Hilfsmaschinen kg/PS<sub>e</sub> für Kohle von 7600 WE und Öl von 10000 WE.

Tabelle IV. Turbinen-  
Seegehende Fracht- und Fahrgastschiffe von

	Mit direktem Antrieb			
	Naßdampf		Heißdampf	
	Doppelschrauber		Doppelschrauber	
	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel
Wellenumdrehungen in der Minute . . . . .	180	180	180	180
a) Maschinenanlage . . . . .	72	72	72	72
b) Kesselanlage . . . . .	130	84	122	78
Summe von a) u. b) . . . . .	202	156	194	150
Brennstoffverbrauch <sup>3)</sup> im Dauerbetriebe . . . . .	0,64	0,71	0,63	0,67

Tabelle V. Turbinen-  
Seegehende Fracht- und Fahrgastschiffe von

	Mit direktem Antrieb				Mit Zahnrad-	
	Naßdampf		Heißdampf		Naßdampf	
	Doppel- u. Vierschrauber		Doppel- u. Vierschrauber		Doppel- u. Vierschrauber	
	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel
Wellenumdrehungen in der Minute . . . . .	180-200-220	180-200-220	180-200-220	180-200-220	85-100-120	85-100-120
a) Maschinenanlage . . . . .	72-66-49	72-66-49	72-66-49	72-66-49	40-37-30 <sup>2)</sup>	40-37-30 <sup>2)</sup>
b) Kesselanlage . . . . .	130-128-124	84-83-80	122-120-116	78-77-74	127-125-121	82-81-77
Summe von a) u. b) . . . . .	202-194-173	156-149-129	194-186-165	150-143-123	167-162-151	122-118-107
Brennstoffverbrauch <sup>3)</sup> im Dauerbetriebe . . . . .	0,67-0,65	0,71-0,69	0,63-0,61	0,67-0,65	0,62-0,59	0,65-0,63

Bemerkungen. Zu a) gehören: Hauptmaschinen, Kondensator, Hilfsmaschinen und Rohrleitungen in den Maschinenräumen, Wellenleitung und Schraube, Ersatzteile, Wasser in Kondensator und Rohrleitungen. Zu b) gehören: Kessel mit Zubehör, Rauchfang und Schornstein, Rohrleitungen und Hilfsmaschinen in den Kesselräumen, Wasser in Kessel und Rohrleitungen.

Bei ölgefeuerten Kesseln kann das Gewicht kleinerer Kesselanlagen um 25 bis 30 vH, größerer Anlagen um 30 bis 35 vH geringer, das Brennstoffgewicht um 26 bis 30 vH, je nach dem vergleichswisen Heizwert des Öles, geringer als bei Kohlenfeuerung angenommen werden.

Im Anschluß an die Tafeln für seegehende Schiffe werden nächstehend Angaben über die Gewichte usw. der Maschinenanlagen von Flußbraddampfern zusammengestellt, welche die Mittelwerte aus einer großen Zahl von neueren Ausführungen darstellen.

#### Maschinengewichte für Seitenraddampfer, einschl. Radwellen und Außenlager in kg/PS<sub>i</sub>.

Angaben für Dreifach-Expansionsmaschinen bei 14 at Überdruck, 60 vH Füllung im Hochdruckzylinder und 40 Umdr. in der Minute; für Verbundmaschinen bei 10,5 at Überdruck, 60 vH Füllung im Hochdruckzylinder und 40 Umdr. in der Minute.

<sup>1)</sup> Zahlen gelten für obere PS-Grenze.

<sup>2)</sup> Je nach veränderten Drehzahlen der Turbinen gegenüber den Angaben der oberen Zeile schwanken die Gewichte erheblich.

<sup>3)</sup> Für Hauptmaschinen mit zugehörigen Hilfsmaschinen kg/PS<sub>e</sub> für Kohle von 7600 WE und Öl von 10000 WE.

anlagen.

13 bis 17,5 Sm/std und 5000 bis 15000 PS<sub>e</sub>.

Mit Zahnradgetriebe				Mit Föttinger-Transformat.)	
Naßdampf		Heißdampf		Naßdampf	
Doppelschrauber		Doppelschrauber		Doppelschrauber	
Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel
80-85	80-85	80-85	80-85	160	160
80-40 <sup>2)</sup>	88-40 <sup>2)</sup>	88-40 <sup>2)</sup>	88-40 <sup>2)</sup>	65	65
145-127	98-82	139-119	93-76	129	82
233-167	186-122	227-159	181-110	194	147
0,63-0,62	0,67-0,66	0,59-0,58	0,63-0,62	0,65	0,69

anlagen.

17,5 bis 22 bis 24 Sm/std und 15000 bis 30000 bis 80000 PS<sub>e</sub>.

getriebe		Mit Föttinger-Transform.		Kolbenmaschinen mit Abdampfturbine			
Heißdampf		Naßdampf		Naßdampf		Heißdampf	
Doppel- u. Vierschrauber		Doppel- u. Vierschrauber		Drei- u. Vierschrauber		Drei- u. Vierschrauber	
Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel
85-100-120	85-100-120	160-180	160-180	85 bzw. 190	85 bzw. 190	85 bzw. 190	85 bzw. 190
40-37-30 <sup>2)</sup>	40-37-30 <sup>2)</sup>	65-45-40	65-45-40	108-100-80	108-100-80	108-100-80	108-100-80
119-117-113	76-75-72	129-127-123	82-81-78	127-125-121	82-81-77	119-117-113	76-75-72
159-154-143	116-112-102	194-172-163	147-126-118	235-225-201	190-181-157	227-217-193	184-175-152
0,58-0,56	0,62-0,59	0,65-0,63	0,69-0,67	0,63-0,61	0,67-0,65	0,59-0,57	0,63-0,61

Maschinenstärke	Verbundmaschine			Dreifach-Exp.- Maschine Form a
	Form a	Form b		
		leicht	schwer	
Von 100- 200 PS <sub>i</sub> . .	67,0-56,5	78,0-65,0	93,0-78,0	96,0-81,0
„ 201- 400 „ . . .	56,4-48,5	64,9-56,0	77,9-66,0	80,9-69,0
„ 401- 600 „ . . .	48,4-44,0	55,9-51,0	65,9-61,0	68,9-63,0
„ 601- 800 „ . . .	43,9-41,5	50,9-48,5	60,9-57,5	62,9-59,5
„ 801-1000 „ . . .	41,4-39,8	48,4-46,5	57,4-55,0	59,4-57,0
„ 1001-1200 „ . . .	39,7-38,6	46,4-45,0	54,9-53,5	56,9-55,5
„ 1201-1400 „ . . .	38,5-38,0	44,9-44,0	53,4-52,0	55,4-54,0

Bei Hinterrad-  
dampfern kann sich  
das Maschinenge-  
wicht etwas er-  
höhen.

Dampfver-  
brauch bei Dreifach-  
Expansionsmaschinen:

von 100 bis 1400 PS : Naßdampf 7,7 bis 6,6 kg/st.

„ 100 „ 1400 „ Heißdampf (300°) 6,5 bis 5,4 kg/st ohne Hilfsmaschinen

Rohrleitungsgewicht einschl. Hilfsmaschinen pro PS<sub>i</sub> = 7,8 bis 10,5 kg.

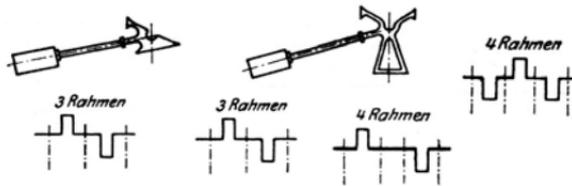


Abb. 162.

Kesselgrößen und Kesselgewichte für Raddampfer: Gewicht in Tonnen zu 1000 kg für Zweiflammrohr-Einender:

Dampfüberdruck	12 at				14 at			
Kesselheizfläche wasserberührt . . . . m <sup>2</sup>	70	105	145	180	70	105	145	180
Äußere Überhitzerheizfläche (Rauchröhrenüberhitzer) . . . m <sup>2</sup>	29,5	44	61	76	29,5	44	61	76
Kesseldurchmesser . mm	2500	3000	3500	3900	2500	3000	3500	3900
Kessellänge . . . . mm	2700	2850	3000	3250	2700	2850	3000	3250
Gewicht Kessel ohne Armatur . . . . . t	13,9	19,5	26,3	32,5	15,5	21,5	28,6	35,3
Gewicht Kesselarmatur einschl. Isolierung und Schornstein . . . . .	3,8	5,0	6,2	7,0	3,8	5,0	6,2	7,0
Gewicht Kesselwasser . .	6,8	9,8	13,0	15,5	6,8	9,8	13,0	15,5
Gewicht Rauchröhrenüberhitzer mit Armatur	1,3	1,9	2,5	3,0	1,3	1,9	2,5	3,0
Gewicht betriebsfertig t	25,8	36,2	48,0	58,0	27,4	38,2	50,3	60,8

Normale Kesselbelastung pro m<sup>2</sup> Heizfläche 17 kg.

Schaufelradgewicht für Raddampfer:

Gewicht in Tonnen zu 1000 kg zweier Räder ohne Radschaukeln auf Grundlage des Ausdrucks  $G = 2 \cdot a \cdot z \cdot D \cdot \sqrt{PS_i - 550}$ , worin

$a$  = Anzahl der Radkränze eines Rades,

$z$  = Anzahl der Radarme eines Rades,

$D$  = Druckkreisdurchmesser in Meter,

$PS_i$  = Ind. Pferdestärken,

550 = Konstante.

$2 \cdot a \cdot z \cdot D \cdot \sqrt{PS_i - 550}$	400	600	800	1000	2000	4000	6000
Freihängendes Rad . . t	3,3	4,5	5,5	6,5	11,0	18,0	24,0
Rad mit Außenlager (Donau) . . . . . t	3,2	4,2	5,0	6,0	9,5	15,5	20,0
Rad mit Außenlager (Elbe) . . . . . t	2,6	3,5	4,5	5,0	8,0	12,5	17,0

Das schwerere Rad mit Außenlager wird gewöhnlich für Verbundmaschinen und das leichtere für Dreifach-Expansionsmaschinen gewählt.

Schaufelgewicht zweier Räder (nur angenähert, da für gleiche Leistungen verschiedene Ausführungsarten gewählt werden können).

$PS_i$	bis 200	bis 400	bis 600	bis 800	bis 1000	bis 1200	bis 1400
Gewicht/ $PS_i$ kg	10	9,9—9	8,9—7,5	7,4—6,3	6,2—5,3	5,2—4,6	4,5—4,3

Heizwerte verschiedener Kohlensorten.

Die Kohlenverbrauchsahlen der Tabellen I bis V (S. 226 bis 229) beziehen sich auf Kohle von 7600 WE Heizwert. Für die Bunkerbemessung oder die Errechnung der reinen Nutzladefähigkeit ausschließlich Kohlen usw. auf bestimmten Fahrtstrecken sind nachstehend Heizwerte für verschiedene Kohlensorten zusammengestellt:

Gute Wales-Kohle . . . . .	7800	WE
Englischer Anthrazit . . . . .	7600—8000	„
Kardiff-Kohle . . . . .	7600—8100	„
Yorkshire-Kohle . . . . .	6800—7400	„
Durham-Kohle . . . . .	7300—7800	„
Schottischer Anthrazit . . . . .	6800—7600	„
Schottische Steinkohle . . . . .	6800—7500	„
Lancashire-Kohle . . . . .	6800—7200	„
Norfolk (U.S.A.)-Kohle . . . . .	6900—7100	„
Pennsylvania-Kohle . . . . .	7700—8000	„
Westfälische Fettnußkohle IV . . . . .	6300—6400	„
Oberschlesische Stückförderkohle . . . . .	6700—6800	„
Rheinisch-Westfälische Fettkohle . . . . .	7400—7800	„
Rheinisch-Westfälische Magerkohle . . . . .	7600—8100	„
Deutsche Braunkohle (Durchschn. v. 13 Sorten) . . . . .	4800—4900	„
Beste russische Donez-Kohle . . . . .	8000—8200	„
Durban-Kohle (Eland Laagde, Südafrika) . . . . .	6500—6600	„
Holländische Kohle (Oranje-Nassau) . . . . .	7700—7800	„
Belgische Kohle (Monceau Fontaine) . . . . .	7500—7600	„
Australische Kohle . . . . .	6200—6500	„
Poca Hountas . . . . .	7600—7800	„
Singapore-Kohle (Milke, Moji) . . . . .	∞ 7600	„
Pingchiang-Kohle (Hankan) . . . . .	∞ 7200	„
Desherghen-Kohle (Colombo) . . . . .	∞ 6800	„
Akaikae-Kohle (Kobe, Japan) . . . . .	∞ 6550	„
Iherriah-Kohle (Sabang) . . . . .	∞ 6200	„

Der Raumbedarf mittelstückiger Kohle ist hinreichend genau für Entwurfszwecke mit 1,27 m<sup>3</sup> für die Tonne anzunehmen.

Der Prozentsatz an Reserveraum in den festen Bunkern ist von der Fahrtlänge abhängig und wird von der Reederei vorgeschrieben.

Für die Anordnung und Bemessung von Reservebunkern ist der Fahrbetrieb der betreffenden Linie maßgebend.

Zweckdienlich erscheinen noch folgende Angaben über Motorbrennstoffe und deren Raumbedarf. Den Brennstoffverbrauchsziffern der Gewichtstafeln der Antriebsanlagen liegt ein Öl von 10000 WE zugrunde, und zwar sowohl für die Ersparnisangaben bei Heizölföuerung als auch für die Verbrauchsangaben der Motoren.

Treiböle für Verbrennungsmotoren.

Sorte	Spez. Gew.	Flammpunkt	Heizwert WE
Rumänisches Treiböl . . . . .	0,95	118°	9900
Motorentreiböl . . . . .	0,85	67°	10100
Amerikanisches Treiböl . . . . .	0,85	70°	10300
„ „ (Texas)	0,90	78°	10040
„Blauöl“ . . . . .	0,88	89°	10000
„Kraftonöl“ . . . . .	0,88	93°	10080

Auf S. 232 u. 233 sind zwei Reihen von maßstäblichen Skizzen zusammengestellt, welche den vergleichswisen Raumbedarf verschiedener Arten von Antriebsanlagen kennzeichnen. Diese Unterlagen, welche für die angegebenen Maschinenstärken und Umdrehungszahlen durchgeführt sind, können einen allgemeinen Anhalt für den Entwurf auch bei veränderten Maschinenkräften geben. Die erste Reihe entspricht einem Dampfer des auf dem Nordatlantik üblichen großen Typs der Fracht- und Fahrgastdampfer, die zweite einem Frachtdampfer beliebigen Verwendungsbereichs.

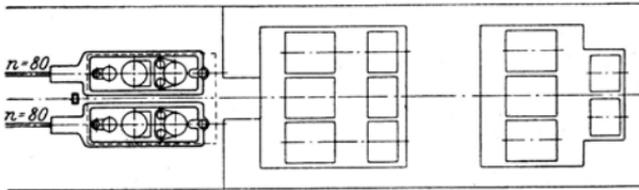


Abb. 163.

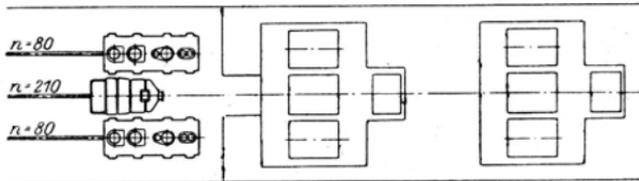


Abb. 164.

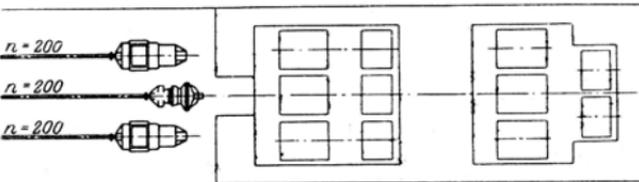


Abb. 165.

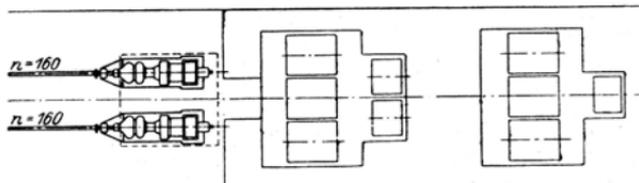


Abb. 166.

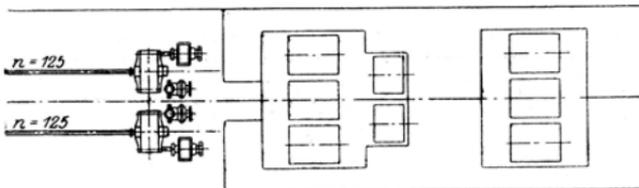


Abb. 167.

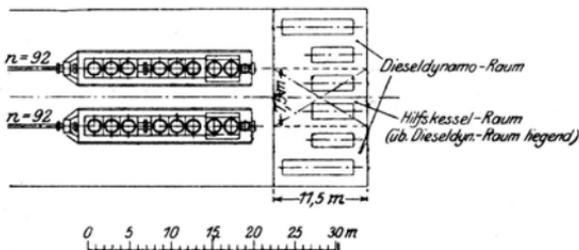


Abb. 168.

Bezüglich des Raumbedarfs der Motorenanlagen ist zu bemerken, daß der Vorteil gegenüber Maschinen- und Kesselanlagen nur insoweit wirtschaftlich zum Ausdruck zu bringen ist, als der Raumbedarf nicht 13 vH des Brutto-Raumvermessungsbetrages unterschreitet. Denn diese Zahl muß erreicht werden, um nach den heutigen Vermessungsvorschriften zur Bestimmung des abgabepflichtigen Nettoraumgehalts einen Abzug von 32 vH von dem Bruttoreumgehalt für die Antriebsanlagen machen zu dürfen (Vermessungsvorschriften, die der neuen Entwicklung noch nicht angepaßt sind).

Hinsichtlich der Wahl einer bestimmten Antriebsart können folgende Erfahrungen von Wert sein:

Niedrige Schiffsgeschwindigkeiten verlangen niedrige Umdrehungszahlen, wenn nicht die Wirtschaftlichkeit des Antriebes durch sinkenden Propellerwirkungsgrad leiden soll. Es ist daher unter allen Umständen der größte, langsamst drehende Propeller der wirtschaftlichste — begrenzt durch die Nähe der Flügelspitzen zur Wasseroberfläche. Unter die Kielsohle schlagende Flügelspitzen sind bei Schleppdampfern in Flußläufen mit steinfreier Sohle, oder auch bei Fahrtbereichen durchweg größerer Wassertiefe anwendbar.

Beim Entwurf eines Frachtdampfers kann die Trimmlage des Leerzustandes einen gewissen Einfluß auf Lage und Größe des Propellers erhalten. Beim Fahrgasdampfer besteht zweckmäßig die Grenze, daß die Flügelspitze der Schraube nicht näher der Wasseroberfläche beim Haupttiefgang schlagen soll, als 20 vH des Schraubendurchmessers beim Einschrauber und 40 vH des Schraubendurchmessers beim Mehrschrauber. Bei Doppelschraubern ist ein Ineinanderschlagen der Schrauben, unter Versetzung der Schrauben der Länge nach, un- zweckmäßig, da die gegenseitig überdeckten Räume nutzlos sind und die Schraubenwasserstrahlen sich gegenseitig stören.

Die Auseinanderstellung und der größtmögliche Schraubendurchmesser werden nach außen durch die Mittschiffsbreite des Schiffskörpers annähernd festgelegt, wodurch im allgemeinen eine engere Grenze gezogen wird, als durch die Rück-

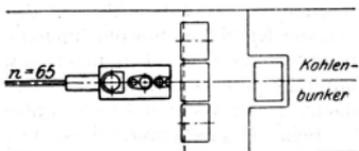


Abb. 169.

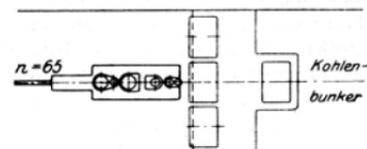


Abb. 170.

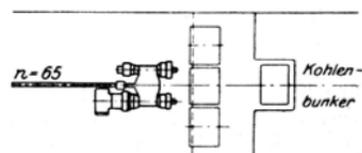


Abb. 171.

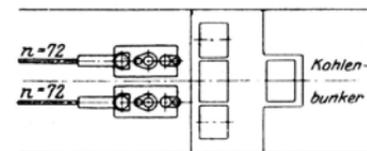


Abb. 172.

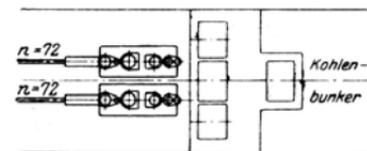


Abb. 173.

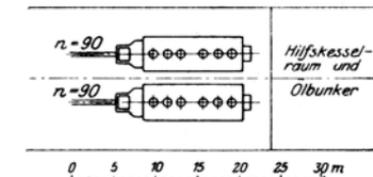


Abb. 174.

sichtnahme auf guten Abstand der Flügelspitzen von der Wasseroberfläche und von der Kielsohle. Sowohl im Falle des Ein- wie des Mehrschraubers ist Zweckregel, daß die Schrauben um ein gewisses Maß — bei seegehenden Dampfern nicht unter 250 mm — mit ihren unteren Flügelspitzen über der durch die Kiellinie gedachten wagerechten Ebene schlagen.

Beim Doppelschrauber ist mit einer gewissen Einbuße an Wirkungsgrad gegenüber dem Einschrauber bei niederen und mittleren Schiffsgeschwindigkeiten zu rechnen.

Je größer die Geschwindigkeit, desto größer darf die noch wirtschaftliche, ohne relative Einbuße an Wirkungsgrad tunliche Umdrehungszahl sein. Jeder Fall ist für sich gesondert zu betrachten, doch lassen sich erfahrungsgemäß im großen und ganzen folgende Grundsätze für wirtschaftlichste Umdrehungszahlen seegehender Schraubenschiffe aufstellen:

Einschrauber bis 10 kn	Geschwindigkeit:	bis	65—70	Umdr./min.
Einschrauber „ 12 „	„	„	70—80	„
Zweischrauber „ 12 „	„	„	75—90	„
Einschrauber „ 16 „	„	„	85—95	„
Zweischrauber „ 18 „	„	„	90—100	„
Zweischrauber „ 22 „	„	„	100—120	„
Mehrschrauber „ 24 „	„	„	120—140	„
Mehrschrauber „ 28 „	„	„	140—180	„

Ist man durch die Anwendung direkten Motoren- oder direkten Turbinenantriebes zu höheren Umdrehungszahlen gezwungen, so kann man den erforderlichen Zuschlag an Maschinenkraft gegenüber den oben genannten Umdrehungszahlen mit hinreichender Genauigkeit für den Entwurf etwa nachfolgender Tabelle annehmen, wobei als Ausgangspunkte die oben genannten Werte „normaler“, d. h. erfahrungsgemäß und durch Versuche festgestellter wirtschaftlichster Umdrehungszahlen gelten.

	vH	vH	vH	vH	vH	vH
Umdrehungszahl vergrößert um . .	25	50	75	100	125	150
Erhöhung der Maschinenkraft bei gleicher Geschwindigkeit . . . .	5	9	13	17	23	30

Bei Schiffen mit völligen Formen ist erfahrungsgemäß die Einbuße an Fahrtleistung gegen See, Wind und in Treibeis erheblich größer mit kleineren, schnelllaufenden Schrauben als mit größeren, langsam laufenden.

Bei der Ausbildung der Hinterschiffsformen für schnellaufende Schrauben ist besonders sorgsam auf guten Wasserzufluß zu achten; die Schrauben sind so tief wie möglich zu legen, um ein Freischlagen beim Stampfen im Seegang so weit als möglich zu vermeiden.

## II. Steuern.

### A. Theorie des Steuerns.

#### 1. Herleitung des theoretischen Steuermoments.

Bei der Vorwärtsbewegung eines Schiffes mit mittschiffs stehendem Ruder üben die an beiden Schiffseiten entlangströmenden Wasserteilchen im allgemeinen eine beiderseits gleichmäßig hemmende Wirkung aus. Die Mittelkraft des Schiffswiderstandes fällt also in die Richtung der Schiffslängsachse, d. h. in die Bewegungsrichtung.

Diese Gleichmäßigkeit hört auf, sobald das Ruder aus seiner Mittschiffslage nach Back- oder Steuerbord gelegt wird.

Es sei (Abb. 175)  $AB$  die Mittellinie des Schiffes,  $AC$  die Projektion der Fläche  $F$  des Ruders, welches um den Winkel  $\alpha$  aus der Längsachse nach StB gelegt ist.

Das am Schiff entlangströmende Wasser wird am Hinterende des Schiffes abgelenkt. Die Strömung bei der Lage des Ruders nach Steuerbord wird auf Backbordseite beschleunigt, auf Steuerbordseite des Ruders verzögert. Hierdurch entstehen Druckdifferenzen, die eine resultierende Kraft  $R$  am Ruder ergeben (Abb. 175). Diese läßt sich in eine senkrecht zur Ruderfläche gerichtete Normalkraft  $N$  und in eine in Richtung des Ruders gerichtete Tangentialkraft  $T$  zerlegen. Der Punkt  $D$ , in welchem die Kraft  $N$  angreift, ist jedoch nicht, wie häufig angenommen wird, der Schwerpunkt der Ruderfläche, sondern ein rechnermäßig

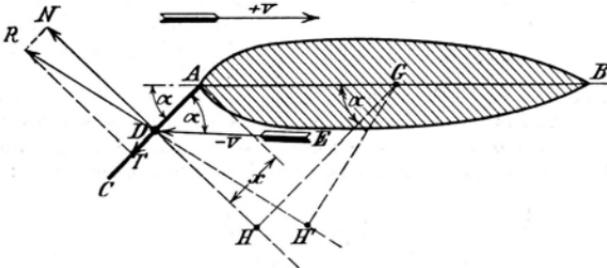


Abb. 175.

schwer zu bestimmender Punkt, der stets näher an der Drehachse des Ruders liegt als jener.

Während die in der Richtung der Ruderfläche wirkende Kraftkomponente neben einem geringen linksdrehenden Moment hauptsächlich eine Schubkraft auf die Ruderfingerlinge ausübt, ist  $N$  die überwiegende rechtsdrehende Kraft. Sie wirkt an dem Hebelarm  $\overline{GH}$ , wobei  $H$  der Schnittpunkt der Senkrechten aus dem Drehpunkt  $G$  des Schiffes auf die Krafrichtung von  $N$  ist.

Das auf das Schiff wirkende Steuermoment  $M_e$  ist eigentlich das Drehmoment  $R \cdot \overline{GH'}$ , welches die Mittelkraft  $R$  mit ihrem Hebel  $\overline{GH'}$  bildet. Da aber die Tangentialkraft klein ist gegenüber der Normalkraft (bei voller Fahrt und größtem Ruderausschlag kleiner als  $1 \text{ vH}$  von  $N$ ), so wird sie praktisch vernachlässigt, und man legt der Drehbewegung des Schiffes stets das Steuermoment  $M_e = N \cdot \overline{GH}$  zugrunde.

Da  $\overline{GH} = \overline{AG} \cos \alpha + x$  ist ( $x =$  Entfernung des Ruderdruckmittelpunktes  $D$  von der Ruderachse), so ist  $N \cdot \overline{GH} = N \cdot (\overline{AG} \cos \alpha + x)$ , oder, da  $x$  gegenüber  $\overline{AG}$  vernachlässigt werden kann:

$$N \cdot \overline{GH} = N \cdot \overline{AG} \cdot \cos \alpha.$$

Als Bezugsachse ist hierbei der Gewichtsschwerpunkt des Schiffes angenommen.

Die Drehachse des Schiffes liegt im allgemeinen vor dem Gewichtsschwerpunkt des Schiffes.

## 2. Der Derivationswinkel.

Bei der Fortbewegung mit gelegtem Ruder ist das Schiff drei verschiedenen Kraftwirkungen ausgesetzt, welche alle in anderen Punkten angreifen, nämlich:

1. der vorwärtstreibenden Kraft der Schraube  $K$ ,
2. dem Ruderdruck, bestehend aus dem direkten Druck  $N$  und dem Reibungswiderstand  $T$  des Wassers an der Ruderfläche,
3. dem Wasserwiderstand  $W$  auf das Schiff selbst, welcher infolge der drehenden Wirkung des Ruders nicht mehr in die Richtung der Längsachse des Schiffes fällt, sondern mit ihr einen Winkel bildet.

$K$  wirkt in der Längsrichtung des Schiffes,  $N$ ,  $T$  und  $W$  (in ihre Teilkräfte längs- und querschiffs zerlegt) hemmen die Vorwärtsbewegung und drehen das

Schiff um eine durch seinen Gewichtsschwerpunkt gehende senkrechte Achse (Abb. 176).

Der Gewichtsschwerpunkt des Schiffes selbst beschreibt eine Kurve, deren Tangente mit der Längsachse stets einen Winkel, den Derivationswinkel bildet, und zwar zeigt hierbei der Bug des Schiffes nach innen, das Heck nach außen, wenn das Steuerruder hinten angebracht ist, und umgekehrt, wenn es sich vorn befindet. Das Heck legt also gewöhnlich bei der Drehung einen größeren Weg zurück als der Bug (Abb. 177).

Die Größe des Derivationswinkels  $\delta$  ist abhängig von dem Verhältnis des Kopfwiderstandes (Widerstand in der Längsrichtung des Schiffes) zum Seitenwiderstand und kann praktisch ermittelt werden, indem man das Schiff in schräger Richtung zu seiner Längsachse mit mittschiffs gelegtem Ruder schleppt.

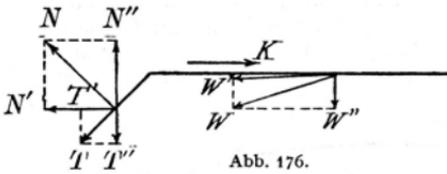


Abb. 176.

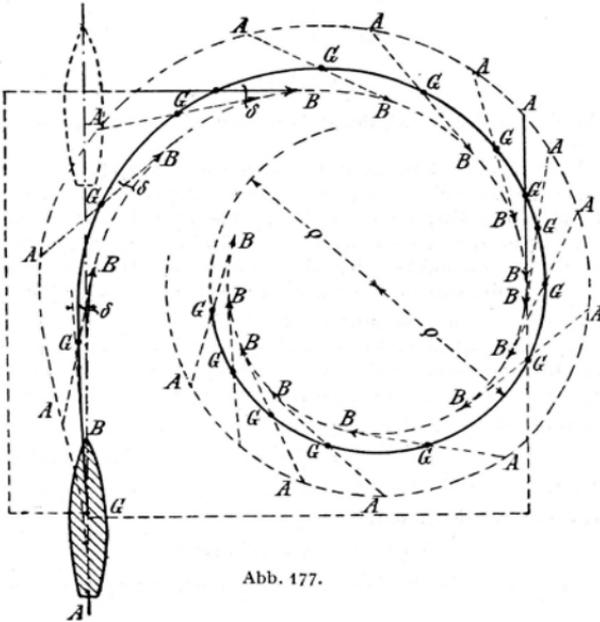


Abb. 177.

Nach einiger Zeit nimmt das Schiff eine nahezu kreisläufige Bewegung an, welche ungefähr nach Vollendung einer Wendung um  $90^\circ$  als gleichförmig betrachtet werden kann. Hierbei bewegen sich sämtliche Punkte des Schiffes in konzentrischen Kreisbahnen. Die Kenntnis des Derivationswinkels und des Durchmessers der Drehkreise bei verschiedenen Geschwindigkeiten ist wichtig für das Manövrieren mit dem Schiffe, besonders beim Einlaufen in Häfen, Anlegen an Kais u. dgl.

Wenn  $M$  die Masse des Schiffes,  $K$  die fortbewegende Kraft,  $W$  der Widerstand, ferner  $v$  die Geschwindigkeit und  $\rho$  der Halbmesser des Drehkreises ist, so gelten für die Bewegung folgende Gleichungen [Abb. 178<sup>1)</sup>]:

<sup>1)</sup> Die dynamischen Verhältnisse sind mathematisch behandelt von N. Minorsky: Directional Stability of automatically steered bodies. Journ. of the American Soc. of Nav. Eng. Mai 1922.

1.  $M \frac{dv}{dt} \cos \delta + M \frac{v^2}{\rho} \sin \delta = K - W' - (P' + R')$ , (Längsbewegung)
2.  $M \frac{v^2}{\rho} \cos \delta + M \frac{dv}{dt} \sin \delta = W'' - (P'' - R'')$ , (Querbewegung)
3.  $J_G \frac{d^2 \eta}{dt^2} = M_e - M$ . (Drehung um  $G$ )

In der dritten Gleichung ist  $J_G$  das polare Trägheitsmoment des Schiffes in bezug auf die senkrechte Achse durch  $G$ ,  $\eta$  der Drehwinkel nach der Zeit  $t$ ,  $M_e$  das Steuermoment,  $M$  das Moment des Widerstandes, welches das Wasser der Drehung des Schiffes entgegensetzt. Daraus folgt, daß ein großes Trägheitsmoment von ungünstigem Einfluß auf die Drehfähigkeit der Schiffe ist; schwere Gewichte, Geschütze, Panzerung, Anker, Ketten oder Ballast an den Enden der Schiffe vermindern also die Manövrierfähigkeit und sollten daher, soweit als möglich, nach der Schiffsmittle hin verlegt werden.

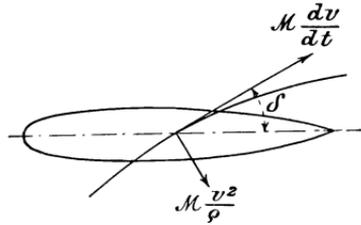


Abb. 178.

### 3. Bestimmung des Drehkreisdurchmessers.

Den Durchmesser des Drehkreises bestimmt man auf trigonometrischem Wege, indem man auf dem Schiff von den beiden Endpunkten einer zur Längsachse parallelen Grundlinie mittels Diopterlineals einen auf dem Drehkreis befindlichen Punkt (Boot oder Stange) einvisiert und die zu gleicher Zeit beobachteten Winkel (deren einer ein rechter sein kann) notiert. Aus Grundlinie und den beiden anliegenden Winkeln erhält man die Höhe des Dreiecks und damit den Durchmesser des Drehkreises. Mißt man den Winkel ( $\epsilon$ ) zwischen der Visierlinie und dem Horizont von beträchtlicher Höhe ( $h$ ) über Wasser, etwa von einem Maste aus, in senkrechter Richtung, so ergibt sich der Durchmesser des Drehkreises  $2\rho = h \cdot \text{ctg } \epsilon$ .

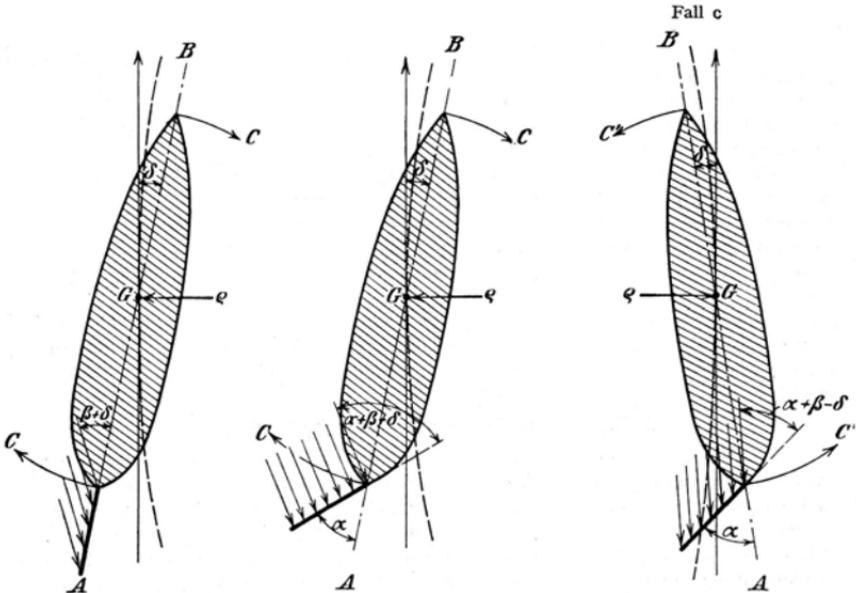
### 4. Vergrößerung des Ruderdrucks durch den Derivationswinkel.

Einen weiteren Einfluß auf die Größe des wirksamsten Ruderwinkels und des Ruderdrucks übt die schon bestehende Drehbewegung des Schiffes aus, wenn das Ruder von Hartbord zu Hartbord gelegt wird. Liegt das Ruder z. B. hart StB, so beschreibt der Gewichtsschwerpunkt  $G$  des Schiffes die in Abb. 177 gezeichnete Kurve, während die Lage des Schiffes jeweils durch die gestrichelten Linien  $A-B$  gekennzeichnet ist. Das Schiff besitzt also ein durch die Ruderlage hart StB hervorgerufenes rechtsdrehendes Moment. Wenn nun das Ruder schnell von hart StB nach hart BB gelegt wird, so wird das Schiff auch dann, wenn das Ruder bereits seine Mittellage überschritten hat und nach BB übergeht, noch eine Zeitlang sein rechtsdrehendes Moment beibehalten, bis die „stützende“ Wirkung der neuen Ruderlage dieses aufhebt. Erst dann wird das Schiff in die Mittellage zurückkehren und allmählich die neue linksdrehende Bewegung aufnehmen. Das Schiff eilt also in seiner Bewegung nach BB der Bewegung des Ruders nach. Durch dieses Nacheilen des Schiffes treten die in der Abb. 179a bis c angedeuteten Fälle ein:

- a) Das Schiff hat ein Drehmoment im Sinne  $C-C$ . Das Ruder liegt mittschiffs. Der Wasserstrom trifft das Ruder in dem Winkel  $\beta + \delta$ .
- b) Das Schiff hat noch dasselbe Drehmoment  $C-C$ , aber das Ruder liegt jetzt schon um den Winkel  $\alpha$  nach BB. Der Wasserstrom trifft das Ruder in dem Winkel  $\alpha + \beta + \delta$  (größtes vorkommendes Rudermoment).

c) Das Schiff hat die neue Drehrichtung im Sinne  $C'-C'$  aufgenommen. Das Ruder liegt hart BB. Der Wasserstrom trifft das Ruder in dem Winkel  $\alpha + \beta - \delta$ .

In diesem besonderen Falle der schnellen Lageveränderung des Ruders von hart StB nach hart BB treten also Ruderdrücke



Die gegen das Ruder gerichteten Pfeile bezeichnen die Richtung des Wasserstroms.

Abb. 179 a bis c.

auf, welche die normalen (beim Legen des Ruders von mittschiffs nach hartbord) weit übertreffen, da der Winkel zwischen Ruder und Wasserstrom um den Derivationswinkel  $\delta$  wächst.

## 5. Einfluß des Ruderdrucks auf Trimm und Krängung.

### a) Trimmänderung.

Liegt der Angriffspunkt von  $N$  um die Strecke  $h$  unter der Schwimmebene, so wird ein das Hinterschiff hebendes Moment  $= (N \cos \alpha) h$  entstehen, wenn die Drehachse für die Trimmänderung in der Schwimmebene liegend angenommen wird.

Bei langen Schiffen ist dieses Moment gegenüber dem großen Trägheitsmoment der Oberwasserlinie von untergeordneter Bedeutung. Bei kurzen Schiffen vermindert man seine Wirkung, indem man dem Hinterstevan und der Ruderachse eine solche Neigung gibt, daß bei gelegtem Ruder die Richtung der Kraft  $N \cos \alpha$  ungefähr durch die Trimmachse geht, so daß kein Moment entstehen kann.

Dies ist besonders bei Segelfahrzeugen wichtig, weil diese sich fast immer in geneigter Lage befinden; dadurch entsteht eine nach oben gerichtete Seitenkraft des Ruderdrucks  $N \cdot \sin \varphi$ , wenn  $\varphi$  der Neigungswinkel des Schiffes ist, welche ein Heben des Hinterschiffes bewirkt, während durch die schräge Lage der Ruderachse zugleich eine nach unten gerichtete Seitenkraft erzeugt wird; beide heben sich auf, wenn der Neigungswinkel der Ruderachse zur Senkrechten  $\vartheta = \varphi$  ist.

Je größer also der vermutliche Neigungswinkel des Schiffes ist, um so mehr Fall kann der Hintersteven und damit die Ruderachse erhalten (Segeljachten).

### b) Krängung.

Wenn die eben besprochenen Trimmänderungen auch wegen ihrer Kleinheit vernachlässigt werden können, so ist die durch die gleiche Ursache veranlaßte Krängung des Schiffes unter Umständen beträchtlich und verdient deshalb besondere Beachtung.

Im ersten Augenblick des Ruderlegens wird durch den etwa im halben Tiefgang ( $T$ ) des Schiffes wirkenden Ruderdruck (Abb. 180) ein Drehmoment erzeugt, welches vermindert und vermehrt wird durch das Moment des Kräftepaars, welches der Wasserwiderstand gegen die oben und unten befindlichen Teile der Schraubenflügel bildet. Dieses Schraubenwiderstandsmoment ( $S_r$ ) ist ebenso groß wie das Maschinendrehmoment, vermindert um das Moment der Reibung in den Wellen- und Drucklagern, und ist der Schraubendrehung entgegengerichtet. Beiden Momenten hält das Stabilitätsmoment das Gleichgewicht, so daß im Falle eines Einschraubenschiffes mit Rechtsschraube, also linksdrehendem Schraubenwiderstande:

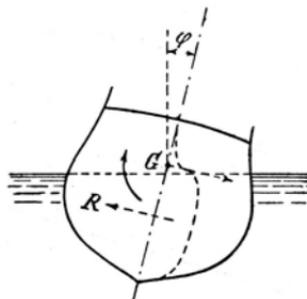


Abb. 180.

$$\text{bei Steuerbordrudder: } N \cdot \overline{MG} \sin \varphi'_1 = R \frac{T}{2} - S_r$$

$$\text{,, Backbordrudder: } N \cdot \overline{MG} \sin \varphi''_1 = R \frac{T}{2} + S_r$$

ist, woraus sich für den mittleren Neigungswinkel  $\varphi_1 = \frac{\varphi'_1 + \varphi''_1}{2}$  ergibt:  $N \cdot \overline{MG} \sin \varphi_1 = RT/2$ , wenn  $R$  die querschiffs gerichtete Seitenkraft des Ruderdrucks bedeutet.

Das Schiff krängt also im Augenblick des Ruderlegens nach der Seite, wohin das Ruder gelegt wird, und diese Krängung wird durch das Schraubenwiderstandsmoment verkleinert oder vergrößert, je nachdem der Drehungssinn der Schraube nach derselben oder nach der entgegengesetzten Seite gerichtet ist wie das Ruder.

Es handelt sich hierbei zunächst um Einschraubenschiffe; bei Zweischraubenschiffen, deren Schrauben gegeneinander arbeiten, heben sich die Widerstandsmomente auf, so lange beide Schrauben in derselben Richtung (voraus oder zurück) und mit gleicher Geschwindigkeit umlaufen. Schlägt aber die eine Schraube vorwärts, die andere rückwärts, so entscheidet die algebraische Summe der beiden Schraubenwiderstandsmomente; ebenso ist es bei Dreischraubenschiffen.

Hat das Schiff die gleichförmige Kreisbewegung angenommen, so tritt ein neues Kräftepaar auf, gebildet aus der Querschiffseitenkraft, der Flihkraft, einerseits und der Summe der Querschiffseitenkräfte von Seitenwiderstand ( $W'$ ) und Ruderdruck ( $R'$ ) andererseits, erstere im Gewichtsschwerpunkt des Schiffes, also ungefähr in der Schwimmebene, letztere ungefähr im halben Schiffstiefgang angreifend. Dieses Kräftepaar bewirkt ein Krängen des Schiffes nach der Außenseite des Drehkreises, das vermehrt oder vermindert wird durch das Widerstandsmoment der Schrauben ( $S'_r$ ), je nach deren Umlaufrichtung.

Es ist also bei dem Einschraubenschiff mit Rechtsschraube:

$$\text{für Steuerbordruder: } N \cdot \overline{MG} \sin \varphi'_2 = \frac{N}{g} \frac{v^2}{\varrho} \cos \delta \frac{T}{2} + S'_r$$

( $S'_r$  = Schraubenwiderstandsmoment in der Kreisbewegung),

$$\text{für Backbordruder: } N \cdot \overline{MG} \sin \varphi''_2 = \frac{N}{g} \frac{v^2}{\varrho} \cos \delta \frac{T}{2} - S'_r,$$

woraus sich für den mittleren Neigungswinkel  $\varphi_2 = \frac{\varphi'_2 + \varphi''_2}{2}$  ergibt:

$$N \cdot \overline{MG} \sin \varphi_2 = \frac{N}{g} \frac{v^2}{\varrho} \cos \delta \frac{T}{2} \quad (\text{Abb. 181 u. 182}).$$

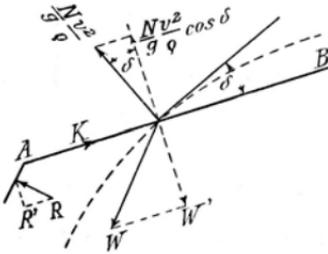


Abb. 181.

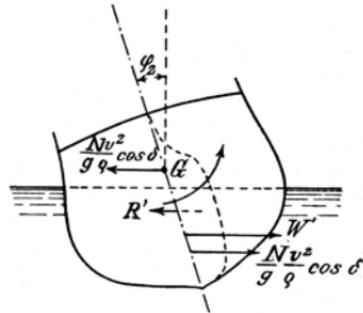


Abb. 182.

Wenn die Angriffspunkte von  $R'$  und  $W'$  um die Strecken  $h$  und  $t$  unter  $G$  (oder unter Wasser) liegen, so ergibt sich der Hebelarm  $m$  des Kräftepaars aus:

$$W' \cdot t - R' \cdot h = \frac{N}{g} \cdot \frac{v^2}{\varrho} \cos \delta \cdot m.$$

Hieraus folgt, da  $W' - R' = \frac{N}{g} \frac{v^2}{\varrho} \cos \delta$  sein soll, daß  $m = \frac{T}{2}$  wird, wenn auch  $t$  und  $h = \frac{T}{2}$  sind, d. h. wenn der Ruderschwerpunkt etwa im halben Schiffstiefgang liegt; und daß  $m$  um so größer, die Neigung des Schiffes also um so beträchtlicher wird, je kleiner  $h$  ist, d. h. je höher der Ruderschwerpunkt rückt.

Liegt der Gewichtsschwerpunkt des Schiffes sehr tief, und zwar mehr als  $T/2$  unter Wasser, so kann es vorkommen, daß das entstehende Kräftepaar ein Krängen des Schiffes nach der Innenseite des Drehkreises bewirkt, und zwar um so stärker, je tiefer der Ruderschwerpunkt liegt.

Dies ist ein weiterer Grund, weshalb man bei großen Schiffen mit hochgelegenen Gewichten die größte Breite der Ruderfläche häufig unten, bei kleinen, niedrigen Schiffen dagegen oben anordnet.

Das Schraubenwiderstandsmoment läßt sich mit Hilfe der vorstehenden Gleichungen aus den beobachteten Krängungen ermitteln; es ist, wenn man statt der sinus die Winkel selbst setzt:

für den Beginn der Drehung:

$$S_r = (\varphi'_1 - \varphi''_1) \frac{1}{2} \sqrt{N^2 \cdot \overline{MG}^2 - R^2 \frac{T^2}{4}},$$

und für die kreisförmige Bewegung:

$$S'_r = (\varphi'_2 - \varphi''_2) \frac{1}{2} \sqrt{N^2 \cdot \overline{MG}^2 - \frac{v^2 \cos^2 \delta T^2}{\varrho^2}}.$$

Von der Größe dieses Momentes und der dadurch bewirkten Krängung  $\varphi$  kann man sich einen Begriff machen, wenn man von der Maschinenleistung  $N$  (in Pferdestärken) ausgeht und — ohne Berücksichtigung der Reibungsverluste — bei einem Wirkungsgrade  $\eta$  und  $n$  Umdrehungen der Maschine berechnet:

$$S_r = \frac{60 \cdot 75 \cdot \eta \cdot N}{2\pi \cdot n} \quad \text{und} \quad \sin \varphi = \frac{S_r}{N \cdot \overline{MG}}.$$

Die folgende Zusammenstellung gibt eine Übersicht über die Krängungserscheinungen bei Einschraubenschiffen während des Ruderlegens und Kreiselauflaufs. Bei Zweischraubenschiffen üben die Schraubenwiderstandsmomente in der Regel nur dann einen Einfluß auf die Krängung aus, wenn die Schrauben in verschiedenem Drehungssinn umlaufen, und zwar verursachen sie bei der Vorwärtsbewegung eine Krängung nach dem Kreisinnern, wenn die innere Schraube — was meist der Fall ist — rückwärts schlägt. Dreischraubenschiffe verhalten sich wieder ähnlich wie Einschraubenschiffe.

Bei Segelschiffen tritt an die Stelle des Schraubenwiderstandsmomentes das Segelmoment, welches stets eine Krängung nach Lee bewirkt, nach welcher Seite auch das Ruder gelegt sein mag.

### 6. Krängen des Schiffs bei Drehung.

Ruder backbord | Ruder steuerbord

I. Beginn des Ruderlegens auf geradem Kurs.

a) Rechtsschraube.

Starke Krängung nach Backbord | Krängung nach Steuerbord

b) Linksschraube.

Krängung nach Backbord | Starke Krängung nach Steuerbord

II. Gleichförmige Vorwärtsbewegung auf dem Drehkreis.

a) Rechtsschraube.

Krängung nach Steuerbord | Starke Krängung nach Backbord

b) Linksschraube.

Starke Krängung nach Steuerbord | Krängung nach Backbord

III. Gleichförmige Rückwärtsbewegung auf dem Drehkreis.

a) Rechtsschraube.

Starke Krängung nach Steuerbord | Krängung nach Backbord

b) Linksschraube.

Krängung nach Steuerbord | Starke Krängung nach Backbord

IV. Gleichförmige Vorwärtsbewegung auf dem Drehkreis bei Rückwärtsgang der Schraube.

Krängungen wie zu III.

### 7. Einfluß der Schrauben auf die Steuerfähigkeit.

Bei Schraubenschiffen hat die ganz in der Nähe des Ruders das Wasser peitschende Schraube großen Einfluß auf die Steuerfähigkeit; viele Unglücksfälle und Zusammenstöße von Schiffen sind auf die Unkenntnis der Bewegungsverhältnisse bei rückwärts arbeitender Schraube zurückzuführen.

a) Ein- und Dreischraubenschiffe.

Im Anfang der Vorwärtsbewegung wirkt nur der Widerstand des Wassers gegen die Schraubenflügel, welcher bei der von rechts nach links, d. h. von hinten gesehen, im Sinne des Uhrzeigers drehenden Schraube entgegengesetzt, also von links nach rechts gerichtet ist, somit ein Ausweichen des Hecks nach Steuerbord und des Bugs nach Backbord hervorruft.

Befindet sich das Schiff bereits in Fahrt, so wirft die rechts um laufende Schraube mit ihren Flügeln das Wasser schräg nach hinten gegen das Steuerruder, und zwar von links nach rechts in dem oberen, von rechts nach links in dem unteren Viertel ihres Kreislaufes. Da die Wirkung des unteren Schraubenwassers die

größere ist, so erfährt das Ruder, falls seine obere und untere Fläche ungefähr gleich groß sind, bei Steuerbordausschlag unten einen größeren Druck als bei Backbordausschlag oben, so daß es, wenn es frei beweglich wäre, sich etwas nach Backbord überlegen würde; da es aber festgehalten ist, wird das Heck des Schiffes etwas nach Backbord, der Bug also nach Steuerbord hinüber gedrückt.

Um das Schiff während der Fahrt auf geradem Kurs zu halten, muß daher das Ruder etwas nach Backbord übergelegt sein. Wegen des Verlustes an Geschwindigkeit, der hierdurch entsteht, sollten die Ruder derart geformt werden, daß ihre obere Fläche größer ist als die untere. Schiffe, bei denen dies nicht der Fall ist, gehorchen in der Regel dem Steuerbordruder besser als dem Backbordruder, d. h. sie beschreiben über Steuerbordbug einen kleineren Kreis als über Backbordbug.

Aus demselben Grunde ist das Rudermoment, wie durch die Versuche von Praetorius<sup>1)</sup> nachgewiesen wurde, beim Legen des Ruders von hart BB nach hart StB bedeutend größer als beim Legen des Ruders von hart StB nach hart BB. Ebenso ist das Rudermoment beim Legen des Ruders von mittschiffs nach StB größer als dasjenige von mittschiffs nach BB.

Gerade umgekehrt sind die Verhältnisse bei linksam laufender Schraube.

Ebenso tritt beim Schweberruder eine Umkehrung und bedeutende Verschärfung der zuletzt genannten Erscheinungen ein. Denn hier wird die schon an sich größere Wirksamkeit des Schraubenwassers der unteren Halbkreisfläche noch vermehrt aus folgenden Gründen:

1. Das vordere Ruderblatt, welches der Schraube besonders nahe und daher dem durch das Schraubenwasser erzeugten Druck mehr ausgesetzt ist als das hintere Ruderblatt, liegt im Bereich des Schraubenwassers der unteren Halbkreisfläche.

2. Das von der Schraube in der oberen Hälfte zurückgeworfene Wasser wird durch den Ruderträger in seiner Wirksamkeit gestört.

Hieraus folgt für das Rudermanöver:

1. Bei StB-Lage des Ruders wird das Wasser der unteren Schraubenkreisfläche den vorderen unteren Teil des Schweberruders besonders stark treffen und hier den Druck auf die Ruderfläche erhöhen. Der Druckmittelpunkt rückt also tiefer und näher an die Drehachse und vermindert das Rudermoment.

2. Bei BB-Lage des Ruders wird der Wasserstrom der unteren Halbkreisfläche der Schraube mehr parallel zur Ruderfläche zurückgeworfen, und es treten die umgekehrten Verhältnisse ein: der Druckmittelpunkt rückt höher und weiter von der Drehachse ab, das Rudermoment wächst.

3. Das Rudermoment muß beim Legen des Ruders nach BB größer sein als beim Legen nach StB.

Beim Rückwärtsgang des Schiffes kehren sich die Erscheinungen nur insofern um, als im Anfange der Bewegung (vom Vorwärtsgange oder aus der Ruhe) bei mittschiffs liegendem Ruder der von rechts nach links gerichtete Wasserwiderstand gegen die Schraubenflügel (der Rechtsschraube) das Heck des Schiffes nach Backbord, den Bug also nach Steuerbord dreht; dagegen behält das Schiff in Fahrt über den Achtersteven diese Drehungsrichtung bei, weil die Schraube immer von neuem in ruhendes, durch die Bewegung des Schiffes nicht beeinflusstes Wasser eintritt. Auch der von der Schraube nach vorn geworfene Wasserstrom trifft die oberen volleren Teile des Hecks senkrechter und mit größerer Gewalt als die unteren schärferen und trägt somit ebenfalls zu der Drehung nach Steuerbord bei.

Bei gelegtem Ruder tritt die Wirkung des Wasserdrucks auf die nach hinten zeigende Fläche des Ruders in die Erscheinung und ist bei Ruder hart

<sup>1)</sup> Siehe S. 245/246.

Backbord am größten, weil sie die schon vorher bestehende Neigung des Schiffes, nach Steuerbord zu drehen, vergrößert. Im allgemeinen ist jedoch die Steuerfähigkeit beim Rückwärtsgang geringer als bei der Fahrt voraus.

Diese Verhältnisse sind auch beim Schweberruder dieselben wie beim gewöhnlichen Ruder.

Bei Dreischraubenschiffen treten dieselben Erscheinungen wie bei Einschraubenschiffen auf, weil die Wirkung der mittleren Schraube auf das Ruder eine einseitige ist. Die Steuerfähigkeit kann hier noch vergrößert werden, wenn man von den beiden Seitenschrauben die eine vorwärts, die andere rückwärts schlagen läßt und zugleich mit der Mittelschraube langsam die Fahrt des Schiffes vermindert.

#### b) Zweischraubenschiffe.

Um die ungleichmäßige Wirkung der Schrauben auf das Ruder aufzuheben, läßt man bei Zweischraubenschiffen gewöhnlich die Schrauben in entgegengesetztem Sinne umlaufen, und zwar die an Steuerbord rechts-, die an Backbord linksherum.

Die Steuerwirkung des Ruders kann unterstützt werden, indem man eine Schraube vorwärts, die andere rückwärts gehen läßt; zweckmäßig ist dies jedoch nur im Anfange der Vorwärtsbewegung und bei geringer Geschwindigkeit, weil bei großer Fahrt das Umsteuern zu viel Zeit erfordert, und doch das Ruder dabei die Hauptarbeit verrichtet.

## B. Ruderformen<sup>1)</sup>.

Die Formen, welche man dem Steuerruder zu geben pflegt, sind bei den verschiedenen Schiffarten sehr verschieden; vom einfachen Rechteck mit abgerundeten Ecken bis zur Kreis- oder Ellipsenform sind alle möglichen Formen vertreten. Über die Frage, an welcher Stelle man dem Ruder die größte Breite geben müsse, waren zeitweise die Meinungen geteilt. Während einzelne behaupten, daß die Wirkung des Wasserdrucks in der Nähe der Wasseroberfläche am größten sei, weil dort die am Schiff entlang gleitenden Stromfäden wegen der volleren Form der Wasserlinien nahezu senkrecht auf die Ruderfläche treffen, und daß deshalb das Ruder oben breit sein müsse, um wirksam zu sein, wies Froude durch Versuche nach, daß gerade das Umgekehrte der Fall ist, weil oben die relative Geschwindigkeit der Stromfäden gegen die Ruderfläche infolge der stärkeren Ablenkung durch die Schiffsförm und somit auch der Wasserdruck erheblich geringer ist als unten. Er fand mittels eines in halber Höhe geteilten Ruders, daß die untere Hälfte schon bei 10° Ruderwinkel dieselbe Wirkung ausübte wie die obere Hälfte bei 20°.

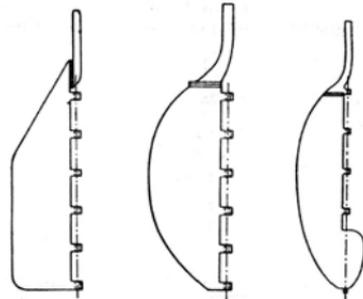


Abb. 183. Fracht- und Fahrgastschiffe.

<sup>1)</sup> Betreffs Literatur über das Ruder vgl. u. a.: Praetorius: Indikatorische Untersuchung von Rudermaschinen. Zeitschr. Schiffbau 1908, S. 669. — Dick, C.: Leitfaden der Seemannschaft, 1909. Kap. Dampffahrkunde. — Scholz, W.: Die experimentelle Bestimmung des Druckmittelpunktes und Formwiderstandes von Ruderflächen. Schiffbau 1910, S. 347. — Schwarz, T.: Über Rudermomentmessungen und Drehkreisbestimmungen von Schiffen. Schiffbautechn. Ges. 1910, S. 694. — Hanson, R. T. u. J. C. Hunsaker: Rudermomentmessungen von U. S. S. „Sterett“. Society of naval architects and Marine Engineers. Nov. 1912. (Auszug Schiffbau 1913, S. 301.)

Als besondere Ruderformen sind zu erwähnen:

Das Doppelblatt- und das Dreiblattruder von Joëssel, welches, um seine Wirksamkeit zu erhöhen, zwei oder drei parallelgestellte Ruderflächen hat; ferner das Lumleysche Gelenkruder, welches der Breite nach aus zwei durch Gelenke miteinander verbundenen Teilen besteht, deren hinterer mit Hilfe von Stangen um einen größeren Winkel gelegt wird als der vordere, und so durch Schaffung einer Wölbung größere Querkräfte erzielen wollte. Beide Arten sind nicht mehr im Gebrauch.

Dagegen finden sich als Hilfsruder an Stelle des weggelassenen hinteren Totholzes eingesetzte Ruder zur Verstärkung der Steuerwirkung des eigentlichen Ruders, ferner, ebenfalls zur Verstärkung der Steuerwirkung und zur Vergrößerung der Drehfähigkeit am Vorschiff sog. Bugruder. Letztere sind Schweberruder von nahezu rechteckiger Form, deren Drehachse nur wenig vor der Mittellinie der Ruderfläche liegt.

### Fläche und Breite des Ruders.

Die Größe der Ruderfläche ist abhängig von der verlangten Steuerfähigkeit des Schiffes und beträgt:

für transatlantische Dampfer . . . . .	$\frac{1}{50}$ bis $\frac{1}{70}$ LT,
„ „ „ Schnelldampfer . . . . .	$\frac{1}{85}$ LT,
„ „ „ Kanaldampfer . . . . .	$\frac{1}{50}$ LT,
„ „ „ Frachtdampfer für lange Fahrt . . . . .	$\frac{1}{50}$ bis $\frac{1}{65}$ LT,
„ „ „ für kleinere Dampfer und Segelschiffe . . . . .	$\frac{1}{40}$ „ $\frac{1}{50}$ LT,
„ „ „ Schlepper und Fähren . . . . .	$\frac{1}{30}$ „ $\frac{1}{40}$ LT,
„ „ „ Kriegsschiffe . . . . .	$\frac{1}{30}$ „ $\frac{1}{50}$ LT,

wobei für Linienschiffe die untere, für schnelle Kreuzer die obere Grenze maßgebend ist.

Im allgemeinen wird seit Einführung der Dampfsteuerapparate die Ruderfläche größer gemacht als früher; doch darf hierin nicht zu weit gegangen

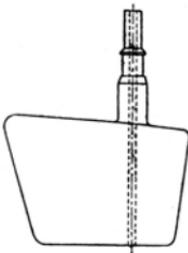


Abb. 186. Schweberruder oder Steckruder (Kriegsschiffe).

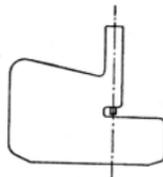


Abb. 187. Halbschweberruder (Kriegsschiffe und Handelsschiffe mit Kreuzerheck).

werden, da sich in gleichem Maße die Stöße, welche das Ruder durch die bewegte See zu erleiden hat, erhöhen.

Um trotz großer Ruderfläche die Kraft zum Legen des Ruders und diese Stöße möglichst herabzusetzen, sind namentlich für Kriegsschiffe sog. Schweberruder und Halbschweberruder eingeführt, bei

denen infolge Anordnung der Ruderfläche zu beiden Seiten der Drehachse der Schwerpunkt näher an diese herangerückt wird. Während bei den reinen Schweberrudern der vor der Drehachse liegende Flächenteil sich über die ganze Höhe des Ruders erstreckt und etwa  $\frac{1}{3}$  der Ruderfläche beträgt (Abb. 186), ist bei den Halbschweberrudern (Abb. 187) die vordere Fläche nur etwa halb so hoch wie die hintere und hat selten mehr als  $\frac{1}{4}$  der ganzen Ruderfläche an Inhalt.

Für den Fall, daß die Ruderfläche zu groß wird, um in einem einzelnen Ruder untergebracht werden zu können, ist man zur Doppelerudernanordnung genötigt. Die beste und wirksamste Anordnung ist hierbei die Ausführung von zwei Schweberrudern oder Halbschweberrudern hinter den Seitenschrauben, symmetrisch zur Schiffsmitte. Gestatten die örtlichen Konstruktions-

verhältnisse dieses nicht, wie etwa bei sehr schlanken und schnellfahrenden Schiffen, so ist man gezwungen, die Ruder hintereinander anzuordnen, wobei das vordere, infolge der Lage kleinere Ruder lediglich zur Unterstützung des Hauptruders dient.

## C. Ruderdruck.

### 1. Berechnung des Ruderdruckes.

#### a) Ruderdruckformeln.

Es war bisher üblich, den Ruderdruck nach Formeln zu berechnen, die noch auf den klassischen Anschauungen der Hydrodynamik beruhend, den Druck proportional  $v^2 \cdot \sin^2 \alpha$  setzten. So ist z. B. nach **Rankine**:

$$N = 11 \cdot F \cdot \mathfrak{B}^2 \cdot \sin^2 \alpha \text{ für } F \text{ in m}^2 \text{ und } \mathfrak{B} \text{ in kn.}$$

**Weisbach** setzte den Ruderdruck:

$$N = \zeta \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot v^2 \cdot \sin \alpha (1 - \cos \alpha), \text{ für } v \text{ in m/sek,}$$

und mit

$$\zeta = 1,25, \quad \gamma = 1025, \quad g = 9,81,$$

$$N = 34,5 \cdot F \cdot \mathfrak{B}^2 \cdot \sin \alpha (1 - \cos \alpha), \text{ für } \mathfrak{B} \text{ in kn.}$$

**Middendorf** empfahl bei Anwendung der Rankineschen Formel nur bei Segelschiffen mit der wirklichen Geschwindigkeit, bei Dampfern aber mit einer etwas größeren zu rechnen, und zwar

bei Raddampfern . . . . . mit 1,1  $\mathfrak{B}$ ,

bei Schraubendampfern . . . . . mit 1,2  $\mathfrak{B}$ .

In der Kriegsmarine wurde vielfach die auf Grund von Versuchen ermittelte Formel von **Joëssel** für den Wasserdruck auf eine ebene rechteckige Fläche:

$$N = \frac{41,35 \cdot F \cdot v^2 \cdot \sin \alpha}{0,195 + 0,305 \sin \alpha},$$

und für das Drehmoment:

$$N \cdot x = 41,35 \cdot F \cdot v^2 \cdot \sin \alpha \cdot b$$

angewendet, worin  $b$  die Breite der Ruderfläche ist. Für Geschwindigkeiten über 20 kn und Ruderwinkel über 25° setzte man jedoch hierin statt 41,35 den Wert 20 ein, so daß die Formel vereinfacht lautete:

$$N = \frac{20 \sin \alpha}{0,2 + 0,3 \sin \alpha} F v^2, \text{ für } v \text{ in m/sek}$$

und

$$N = \frac{20 \cdot 0,5144^2 \sin \alpha}{0,2 + 0,3 \sin \alpha} F \mathfrak{B}^2 = \frac{5,293 \sin \alpha}{0,2 + 0,3 \sin \alpha} F \mathfrak{B}^2, \text{ für } \mathfrak{B} \text{ in kn.}$$

Der Abstand des Druckpunktes von der Drehachse war hiernach:

$$x = (0,2 + 0,3 \sin \alpha) b$$

für eine genau rechteckige Fläche, also bei:

$\alpha = 0^\circ$	$10^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$40^\circ$	$50^\circ$	$60^\circ$	$70^\circ$	$80^\circ$	$90^\circ$
$x = 0,200$	0,252	0,303	0,350	0,393	0,430	0,460	0,482	0,495	0,500b

#### b) Ruderdruckmessungen.

Ergebnisse der Ruderdruckmessungen von **Praetorius** an der Rudermaschine eines Linienschiffes von 11 800 t.

Ruderfläche  $F = 21,93 \text{ m}^2$ ;

Abstand des Ruderschwerpunktes von der Drehachse = 1,20 m;  $\mathfrak{B} = 16,1 \text{ kn}$ .

Das Ruder wurde zuerst 38° BB gelegt und dann von 38° BB nach 38° StB.

Ruderlage	Backbord						
Ruderausschlag $\alpha$ . .	15°	20°	25°	30°	35°	<b>38°</b>	35°
Rudermoment m/kg . .	8040	13440	22800	24840	34200	<b>34680</b>	3060

Ruderlage	Backbord			Steuerbord			
Ruderausschlag $\alpha$ . .	25°	15°	5°	0°	5°	10°	15°
Rudermoment m/kg . .	3360	3600	8880	10440	16200	24480	37440

Ruderlage	Steuerbord				
Ruderausschlag $\alpha$ . .	20°	25°	<b>30°</b>	35°	38°
Rudermoment m/kg . .	51960	61200	<b>82500</b>	72000	56760

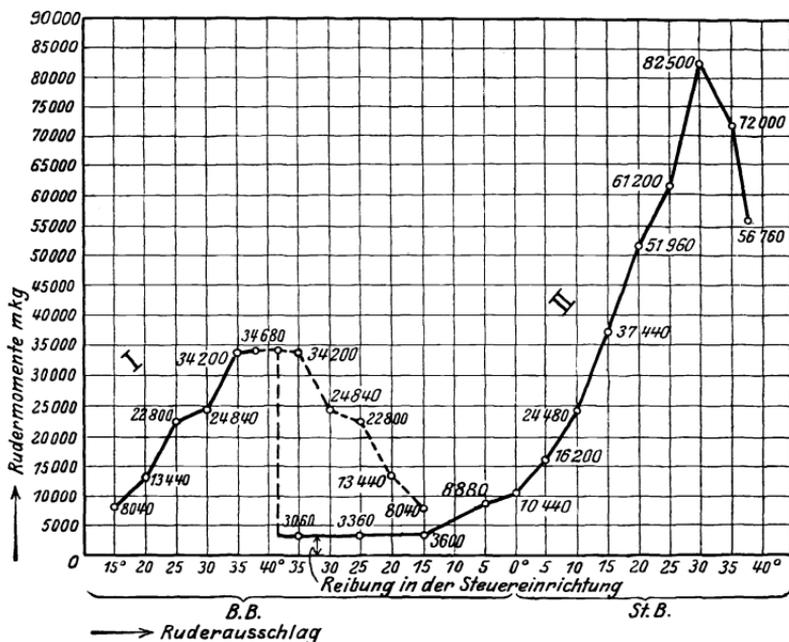


Abb. 188. Linienschiff von 11 800 t.

Versuch an der Rudermaschine zur Ermittlung des Rudermomentes. Schiffsgeschwindigkeit 16,1 kn. Das Ruder wurde zuerst von mittschiffs nach 38° BB gelegt; dann von 38° BB nach 38° StB. Das hierbei auftretende Rudermoment ist als Funktion des Ruderausschlags durch die Kurven I und II dargestellt.

Dieser Versuch zeigt den Einfluß des Derivationswinkels (vgl. S. 235) beim raschen Übergang von BB zu StB-Ausschlag mit großer Deutlichkeit.

Rudermoment in m/kg . . .	8040	13 440	22 800	24 840	34 200
Backbordausschlag $\alpha_B$ . . .	15°	20°	25°	30°	35°
Steuerbordausschlag $\alpha_S$ . . .	-7°	3°	9°	10°	14°
Unterschied $\alpha_B - \alpha_S$ . . . .	22°	17°	16°	20°	21°

Wie die vorstehende Zusammenstellung zeigt, treten die gleichen Rudermomente an Steuerbord schon bei etwa 16 bis 22° kleinerem Ruderausschlag

ein als an Backbord. Der Grund dafür ist neben der druckerhöhenden Wirkung der linksgängigen Mittelschraube vor allem in dem (um den Derivationswinkel) steileren Auftreffen des Wasserstromes auf die Ruderfläche zu suchen, so daß an Steuerbord ein erheblich höheres Rudermoment von 85 200 m/kg bei 30° StB gegenüber nur 34 680 m/kg bei 38° BB auftritt.

Nach den Forschungen der neueren Ärodynamik sind die vorstehend erwähnten Ruderdruckformeln jedoch mit Vorsicht zu verwenden. Die Größe des Ruderdrucks ist außer vom Anstellwinkel in komplizierter Weise abhängig vom Seitenverhältnis der Ruderfläche, Profilgebung und Anordnung am Schiff. Hiernach errechnet sich der Ruderdruck zu:

$$R = c_R \cdot F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = c_R \cdot F \cdot q,$$

$$q = \text{„Staudruck“} = \frac{\rho}{2} \cdot v^2,$$

$$\frac{\rho}{2} = \frac{\gamma}{2g} = \frac{1025}{2 \cdot 9,81} \frac{\text{kg/m}^3}{\text{m/sek}^2} = 52 \approx 50,$$

wobei  $F$  in  $\text{m}^2$ ,  $v$  in  $\text{m/sek}$  und  $c_R$  ein dimensionsloser, aus Modellversuchen her-zuleitender Beiwert ist. Wir zerlegen diese Kraft in eine senkrecht auf der Ruderfläche stehende Normalkraft  $N = c_N \cdot F \cdot q$  und eine in Richtung der Ruderfläche liegende Tangentialkraft  $T = c_T \cdot F \cdot q$  (vgl. Abb. 189), wobei  $c_N$  und  $c_T$  entsprechende dimensionslose Beiwerte darstellen.

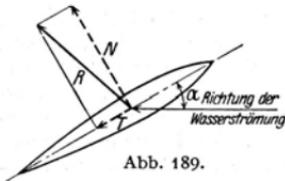
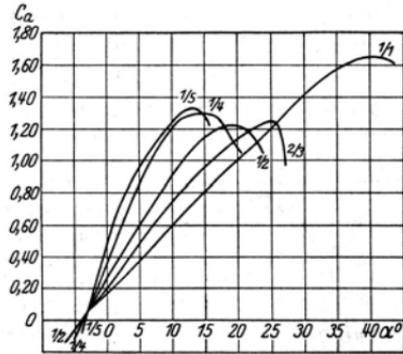


Abb. 189.

Abb. 190. Auftrieb bei Rechtecken mit verschiedenem Seitenverhältnis<sup>1)</sup>.

Zur Erzielung eines großen Steuermoments ist es wichtig, den Zuwachs von  $N$  bzw.  $c_N$  mit zunehmendem Anstellwinkel möglichst groß zu erhalten,

d. h. den Differentialquotienten  $\frac{dc_N}{d\alpha}$  mit wachsendem Ruderschlag groß, den

Widerstand aber klein zu bekommen. — So treffen viele Überlegungen für den Entwurf von Segelflächen auch hier zu. Besonders das Seitenverhältnis spielt hier eine ähnliche Rolle. Vergleichen wir die Kurven der Abb. 190, in denen nach Messungen von Foeppel die Auftriebszahlen von Rechtecken verschiedenen Seitenverhältnisses in Abhängigkeit vom Anstellwinkel gezeichnet sind, so sieht man, daß ein schmales tiefes Ruder im Bereiche der kleinen Anstellwinkel durchaus überlegen ist. Demgegenüber haben quadratische Formen den Vorteil, absolut größere Kräfte zu erzielen, wenn auch erst bei größeren Anstellwinkeln.

Bei normaler Kursfahrt auf See, wo es darauf ankommt, mit kleinen Ruderausschlägen unter möglichst geringer Widerstandsvermehrung das Schiff nur auf Kurs zu halten, dürften deshalb schmale Ruder am Platze sein. Für

<sup>1)</sup> Fuchs & Hopf: Ärodynamik. VI. Kap., S. 207.

Schiffe, bei denen die Manövrierfähigkeit in engen Häfen oder Flußläufen ausschlaggebend ist, ohne Rücksicht auf Fahrtverminderung bei starken Ruderausschlägen, dürften quadratische Flächen mehr die gegebenen sein. Das Maximum des Ruderdrucks liegt je nach Wahl des Seitenverhältnisses zwischen 12 bis 14°. Die Umrißform ist demgegenüber von weit geringerer Bedeutung.

Eine besondere Frage ist jedoch noch die Auswahl des Profils (Horizontalquerschnitts), um mit möglichst geringer Fläche, die demzufolge geringen Widerstand besitzt, möglichst große Seitenkräfte zu erzielen.

Messungsergebnisse des Göttinger Profils Nr. 410<sup>1)</sup>.

Anstellwinkel Grad	$C_a$	$C_w$	$C_m$	Anstellwinkel Grad	$C_a$	$C_w$	$C_m$
-8,8	-66,5	4,47	-15,5	4,4	26,5	1,62	6,8
-5,8	-46,7	2,72	-10,5	5,9	37,7	1,95	9,4
-4,4	-36,0	2,03	- 8,1	8,8	57,0	3,58	13,9
-2,9	-25,3	1,53	- 5,6	11,7	76,0	5,57	18,6
-1,4	-15,4	1,24	- 3,1	<b>14,7</b>	<b>94,6</b>	8,45	23,2
0,0	- 4,8	1,09	- 0,8	17,7	79,2	17,1	24,8
1,5	5,9	1,12	- 1,8	20,7	74,9	25,2	28,1
2,9	17,0	1,32	4,7				

Das Göttinger Profil Nr. 410 (Abb. 191) erzielt für ein symmetrisches Profil relativ hohe Auftriebswerte und hat außerdem bis zum Auftriebsmaximum bei 14,7° den Druck nahezu konstant auf 24,5 vH der Flächentiefe liegen, kann also fast vollkommen ausgeglichen werden, wenn es als Balanceruder gebaut wird, wie z. B. das 1917 erfundene Flettneruder (s. Abb. 196). Dieses ist in der Schifffahrt als das zeitlich erste „Stromlinienruder“ anzusehen, d. h. als ein Ruderkörper, welcher sich in der fischformähnlichen Ausbildung seines Horizontalquerschnitts auf modernen strömungstechnischen Erkenntnissen aufbaut.

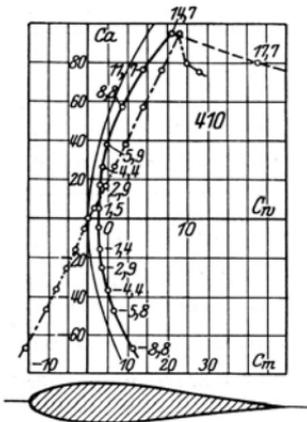


Abb. 191. Polarkurve des Göttinger Profils Nr. 410<sup>1)</sup>.

Von Wichtigkeit ist die Kenntnis des sog. Rudermomentes, d. h. des Momentes der Wasserkraft um die Ruderachse, welches für die von der Rudermaschine aufzuwendende Arbeit maßgebend ist. Die Rudermomentzahl  $c_m$  wird dabei in der Weise berechnet, daß man das Moment  $M$  durch  $F \cdot q \cdot t$  dividiert, wobei als Momentenachse der Schnittpunkt zwischen Vorderkante und Mittellinie des Profils gilt. Die Entfernung des Druckpunktes von der Momentenachse beträgt hierbei:

$$x = t \cdot \frac{c_m}{c_n}$$

oder, da in dem gemessenen Anstellwinkelbereich  $c_n \approx c_a$ :

$$x = t \cdot \frac{c_a}{c_n^2},$$

<sup>1)</sup> Ergebnisse der Aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen. I. Lehrg. S. 94/107.

<sup>2)</sup> Vgl. Kap. III Segeln, S. 253 ff.

wonach sich ergibt, daß bei dem Göttinger Profil Nr. 410 der Druckpunkt sehr wenig wandert. In den Messungsergebnissen sind die Momentenbeiwerte für ein Rechteck mit dem Seitenverhältnis 1 : 5 angegeben; bei Übertragung auf beliebige Rechtecke errechnet sich das Moment zu:

$$M = c_m \cdot b \cdot t^2 \cdot \sqrt{5} \cdot q,$$

wenn  $b$  die Höhe des Ruders und  $t$  die Tiefe bedeuten, wobei allerdings der Einfluß des Seitenverhältnisses außer acht gelassen wurde.

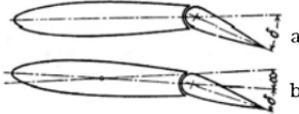


Abb. 192. Schematische Darstellung eines Seiten-Leitwerkes<sup>1)</sup>.

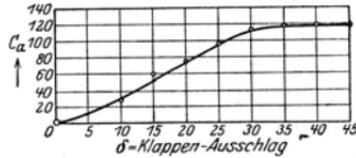


Abb. 193. Verlauf von  $c_a$  bei feststehender Kieflosse<sup>1)</sup>.

Ruderausführungen mit vorgesetztem festem Kopf, ähnlich den Leitwerken der Flugzeuge, sind dadurch wirksam, daß sie nicht nur durch Anstellwinkeländerung, sondern auch durch Wölbungsvergrößerung wirken und somit eine weitere Wirkungssteigerung erzielen. Das vorerwähnte Göttinger Profil Nr. 410 erlangt einen Auftriebsbeiwert von maximal 94,6, wegen die Anordnung Abb. 192 a ein  $c_a$  max von  $\approx 120$  erreicht (s. Abb. 193). Bei größeren Ruderausschlägen entsteht jedoch ein scharfer Knick im Profil, an dem die Strömung abreißt, so daß die Ruderwirkung über einen bestimmten Wert nicht mehr gesteigert werden kann. Außerdem tritt bei diesem großen Anstellwinkel eine starke Widerstandsvermehrung ein. Mit Erfolg hat man neuerdings (im Flugzeugbau) eine Ausführung angewandt, bei der außer dem an die feste Flosse angelenkten Ruder erstere auch noch für sich um eine vertikale Achse drehbar ist, so daß Ruder und Flosse (s. Abb. 192 b) mit zunehmendem Ruderausschlag korrespondierende Bewegungen machen.

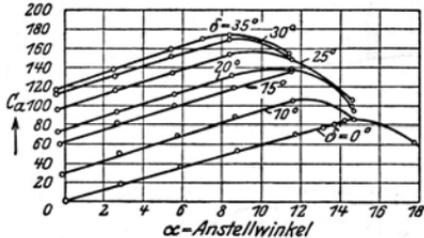


Abb. 194. Verlauf von  $c_a$  bei beweglicher Kieflosse<sup>1)</sup>.

Hierdurch wird der Anstellwinkel des gesamten Systems vergrößert, ohne durch allzu große Ruderausschläge eine hohe Widerstandsvermehrung an der Ecke des festen und des beweglichen Teils zu bewirken. Nach den Versuchsergebnissen Abb. 194 läßt sich so bei gleichem Ruderausschlag von beispielsweise  $30^\circ$  eine um etwa 40 vH größere Wirkung erzielen, wodurch die gesamte Leitwerkfläche dementsprechend kleiner gehalten werden kann. Weitere Messungen mit Leitwerken unter Variation des Verhältnisses Flosse-tiefe zu Rudertiefe zur Feststellung des günstigsten Wertes zur Erzielung großer  $c_n$ -Werte bei kleinen  $c_m$ -Werten vgl. Fuchs & Hopf, Aerodynamik, S. 206 f.

## 2. Arbeit des Ruderlegens.

Die Arbeit, welche — ohne Berücksichtigung der Reibung am Ruder und sonstiger Verluste — zu verrichten ist, um das Ruder von der einen äußersten Bordlage bis zur anderen zu bewegen, besteht in der ersten Hälfte des Weges

<sup>1)</sup> Zeitschr. f. Flugtechnik und Motorluftschiffahrt 1926. 10. Heft, S. 201 u. 202.

nur aus der Überwindung der Reibungswiderstände in den einzelnen Getrieben, weil hier das Ruder fortwährend unter Druck steht. Erst nach dem Überschreiten der Mittschiffslage muß bis zur anderen Hartbordlage von der Rudermaschine eine bestimmte Arbeit  $A$  geleistet werden. Diese ist:

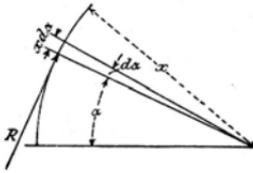


Abb. 195.

$$A = \int_{\alpha=0}^{\alpha_{\max}} R \cdot x \cdot d\alpha;$$

also nach Rankine:

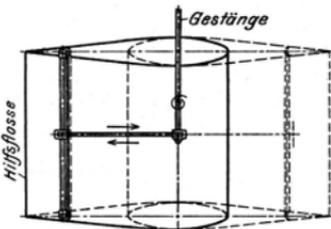
$$A = 11 \cdot F \cdot \mathfrak{B}^2 \cdot x \int_0^{\alpha} \sin^2 \alpha d\alpha \quad (1)$$

$$= 11 \cdot F \cdot \mathfrak{B}^2 \cdot x^{1/2} [\alpha - \sin \alpha \cos \alpha];$$

nach Weisbach:

$$A = 34,5 \cdot F \cdot \mathfrak{B}^2 \cdot x \int_0^{\alpha} \sin \alpha (1 - \cos \alpha) d\alpha \quad (2)$$

$$= 34,5 \cdot F \cdot \mathfrak{B}^2 \cdot x [1 - \cos \alpha - 1/2 \sin^2 \alpha];$$



nach Joëssel:

$$A = 5,293 \cdot F \cdot \mathfrak{B}^2 \cdot b \int_0^{\alpha} \sin \alpha d\alpha$$

$$= 5,293 \cdot F \cdot \mathfrak{B}^2 \cdot b [1 - \cos \alpha].$$

In den ersten beiden Formeln setze man für  $x$  den Schwerpunktsabstand der Ruderfläche von der Drehachse.

Mittel zur Verringerung der Arbeit des Ruderlegens.

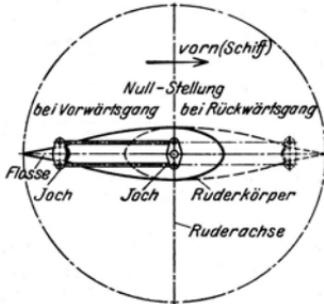


Abb. 196.

Nach den vorstehenden Formeln ist die Arbeit des Ruderlegens abhängig von  $R$  und der Entfernung des Druckpunktes von der Ruderachse. Bei verschiedenen Ruderausführungen muß  $R$ , um dieselbe Steuerwirkung zu erzielen, annähernd gleiche Größe haben. Es kommt nun darauf an, diese Kraft mit einer möglichst geringen, d. h. wirksamen Ruderfläche zu erzielen, wobei die kleinere Fläche geringeren Widerstand hat und die Größe  $x$  so klein als möglich zu halten ist. Das Nächstliegende wird sein, die Drehachse hierbei möglichst

in die Nähe des Druckschwerpunktes zu legen und die Wanderung des letzteren zu verringern, also Profile von der Art des Göttinger Profils Nr. 410 (s. Abb. 191) zu verwenden, welches eine äußerst geringe Druckpunktswanderung aufweist; ferner letztere ebenfalls durch Verwendung schmaler Ruder zu begrenzen. Diese Voraussetzungen erfüllt das Balanceruder in vergleichsweise höchstem Maße. Insofern steht das

$$1) \int_0^{\alpha} \sin^2 \alpha d\alpha = -1/4 \sin 2\alpha + 1/2 \alpha + C.$$

$$2) \int \sin \alpha d\alpha = -\cos \alpha + C; \quad \int \sin 2\alpha d\alpha = -\frac{\cos 2\alpha}{2} + C.$$

Flettner-Ruder<sup>1)</sup> an erster Stelle. Die Ruderform selbst ist dabei eigentlich Nebenprodukt, weil das „Flettnerprinzip“ durch eine Hilfsflosse an Hinterkante—Ruder gekennzeichnet ist, welche den Ruderkörper am großen Hebelarm steuert, und welche durch Joche und Gestänge auf dem Wege durch die hohle Ruderachse betätigt wird (Abb. 196/197). Das Flettner-Ruder hat

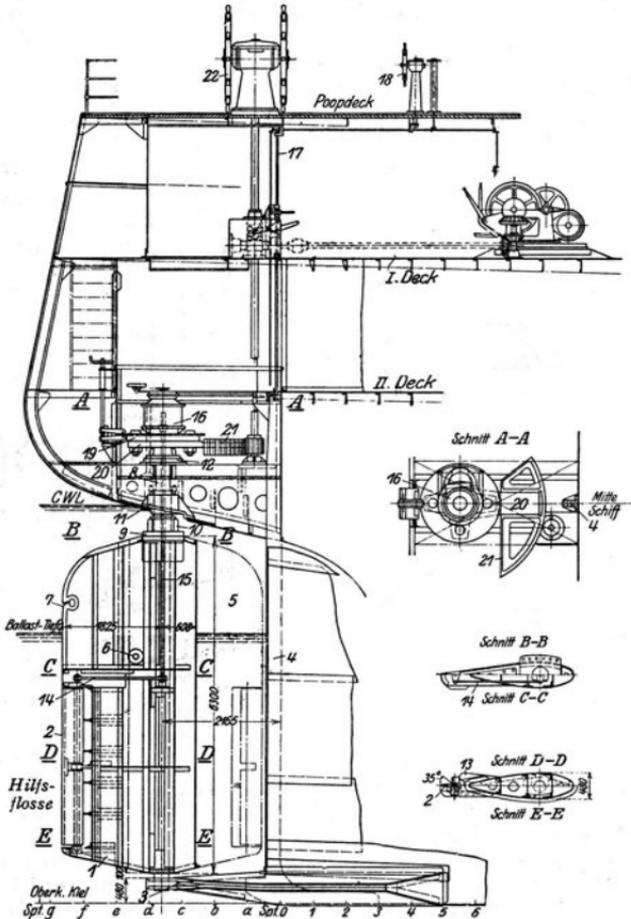


Abb. 197. Flettner-Ruder-Anordnung.

dementsprechend den vergleichsweise geringsten Kraftbedarf aller bisher angewendeten Ruder gleicher Ausbalancierung. Es dreht sich frei um  $360^\circ$  wie eine Wetterfahne und wird in seiner Anstellung be-

<sup>1)</sup> Das Flettner-Patent-Ruder. Schiffbau 7. IX. 1921, 12. Jahrg., S. 1277. — Die Erprobung der Flettner-Ruder-Anlage auf dem Doppelschrauben-Motorschiff „Odenwald“ der H.A.L. Werft, Reederei, Hafen. 22. VI. 1923, S. 343. — Neues vom Flettner-Ruder. Werft, Reederei, Hafen. 22. XI. 1923, S. 579. — Das Flettner-Ruder auf dem Rhein. Werft, Reederei, Hafen. 7. IV. 1924, S. 138. — Das erste Flettner-Ruder auf der Donau. Werft, Reederei, Hafen. 7. IX. 1924, S. 449. — Das Einschrauben-Motorschiff „Therese Horn“ und seine Versuchsfahrten mit dem Flettner-Dreiflächenruder. Werft, Reederei, Hafen 1925.

stimmt durch die Anstellung der Hilfsflosse gegen den Hauptruderkörper (s. a. Abb. 197). Bei Rückwärtsfahrt nimmt das Ruder die in Abb. 196 gekennzeichnete Lage von selbst ein.

Mit festem Kopf vor strömungsgerecht durchgebildetem beweglichen Ruderkörper arbeiten das 1920 in Wagners Leitflächenstevnpatent beschriebene Ruder (Abb. 198) und das 1923 erfundene Oertzruder (Abb. 199 a und b). Die beiden letzteren unterscheiden sich dadurch, daß die Wagnerkonstruktion Verwindungen des festen Kopfes nach den Grundsätzen der Schraubenleitvorrichtungen zeigt, die den Propellerabstrom stoßfrei auffangen und den Wirkungsgrad des Antriebs erhöhen sollen, während das

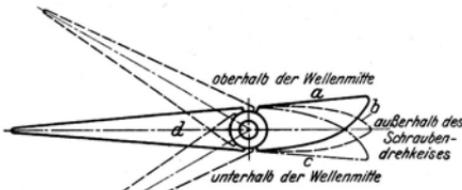


Abb. 198.

*a, b, c* fester verwundener Leitkörper,  
*d* beweglicher Ruderkörper.

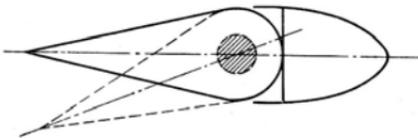


Abb. 199 a.

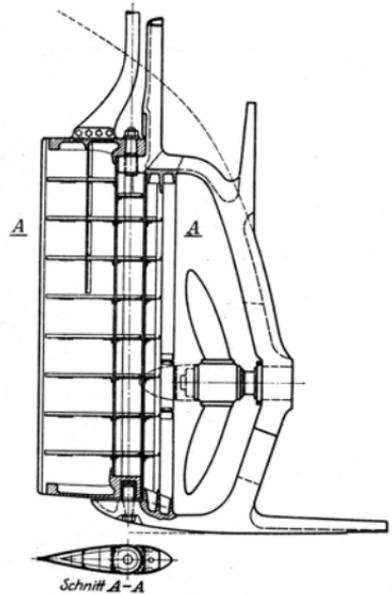


Abb. 199 b. Oertzruder-Anordnung.

Oertzruder bei einem dem Göttinger Profil bzw. dem Flettner ruder ähnlichen Horizontalquerschnitt, jedoch festem symmetrischen Ruderkopf, seinem Wesen und den Patentansprüchen nach die Verbesserung des Ruders selbst anstrebt.

Alle die genannten Ruderkonstruktionen verbessern die Steuerwirkung und Kursbeständigkeit und beeinflussen die Propellerwirkung günstig infolge der Entwirbelung des Propellerabstroms.

Das von Dr. Wagner angegebene Leitflächenruder gehört seinem Wesen nach in das Kapitel über Propellerleitvorrichtungen beim Schiffsantrieb (s. S. 213).

Die Wirkung derartiger Ruder pflegt neuerdings noch durch Verlängerung der Propellernabe bis an den Ruderkopf bzw. Anbau von gleichgeformten Fortsätzen der Nabe auf dem Ruderkörper selbst verbessert zu werden.

### III. Segeln.

#### A. Einleitende Bemerkungen zur Theorie der Luftkräfte.

Die bisherigen Theorien über die Luftkräfte, die beim Auftreffen des Windes auf die Segel entstehen, basierten auf den Untersuchungen Newtons über den Luftwiderstand. Hiernach wird der Luftwiderstand als reine Stoßwirkung der unabhängig voneinander auf die Vorderseite des Segels prallenden Luftteilchen angenommen und läßt sich nach den einfachen Regeln der Mechanik berechnen. Bezeichnet  $F$  die getroffene Fläche in  $m^2$ ,  $v$  die Windgeschwindigkeit in  $m/sek$ ,  $\rho = \frac{\gamma}{g}$  die Dichte des Mediums, so ist die sekundlich auftreffende Masse  $\rho \cdot F \cdot v$ . Diese verliert ihre Geschwindigkeit beim Auftreffen auf das Segel und erhält sie bei vollkommen elastischem Stoße in entgegengesetzter Richtung wieder, während bei unelastischem Stoße die Geschwindigkeit am Segel restlos vernichtet wird. Durch Multiplikation der in der Zeiteinheit verzögerten Masse mit der Geschwindigkeitsänderung ergibt sich dann der ausgeübte Druck bei senkrechtem Auftreffen zu:

$$R_{90^\circ} = c'_{90^\circ} \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot F \cdot v^2,$$

worin die Größe  $\frac{\gamma}{2g} \cdot v^2$  als „Staudruck“  $q$  bezeichnet wird. Für sämtliche

Berechnungen der Kräfte am Segel dürfte es genügen, die Veränderungen der Dichte durch Druck- und Temperaturänderungen zu vernachlässigen und ein  $\gamma$  für normale Verhältnisse zugrunde zu legen, d. h. für 760 mm Barometerstand und  $10^\circ C$  das Gewicht der Volumeneinheit der Luft =  $1,25 kg/m^3$  zu setzen,

womit  $q = \frac{1,25}{2 \cdot 9,81} v^2 \approx \frac{1}{16} v^2$  wird.

Der Beiwert  $c'_{90^\circ}$  wird nach der Newtonschen Annahme für den elastischen Stoß = 4, bzw. = 2 beim unelastischen Stoß. Die Größe des so errechneten Widerstandes stimmt jedoch durchaus nicht mit der Erfahrung überein, sondern Messungsergebnisse für die meisten ebenen Flächen lagen mit  $c' = 1,2$  bis  $1,4$  durchaus noch unter dem kleineren Werte. Außerdem zeigte es sich, daß die Form des Querschnittes durchaus nicht zu vernachlässigen war. Immerhin geben die Newtonschen Theorien eine richtige Erkenntnis über die Größen, von denen die Luftkräfte abhängen. Andererseits wäre hiernach nur die Vorderseite des Segels für die Kraftwirkung maßgebend. Es ist jedoch nicht auszudenken, daß die einzelnen kleinen Luftteilchen bei elastischem Stoße geradlinig in den Raum zurückkehren sollten, ohne mit den nachfolgenden zusammenzustoßen. In Wirklichkeit haben wir es bei den Vorgängen um das Segel ja nicht mit einem Luftstrahle zu tun, der wie ein „Wasserstrahl auf eine Wand“ auf das Segel trifft, sondern das Segel ist von allen Seiten von der Luft umgeben, so daß die stetige Raumerfüllung durch Umströmen der Segelkanten wiederhergestellt werden muß. Man hat sich also zweifellos auch über die Vorgänge hinter dem Segel klar zu werden, die bemerkenswerterweise von ausschlaggebendem Einflusse hinsichtlich der auf das Segel ausgeübten Luftkräfte sind. Nicht berücksichtigt waren bei den Newtonschen Theorien außerdem der Einfluß der später erörterten Form, Wölbung und des Seitenverhältnisses.

Weiter ändert sich nach Newtons Annahmen der Widerstand mit dem  $\sin^2$  des Anstellwinkels  $\alpha$ , so daß  $R_\alpha = c'_{90^\circ} \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot F \cdot v^2 \sin^2 \alpha$  wird, während, wie aus den späteren Versuchen ersichtlich ist, dieser bei kleinen Anstellwinkeln angenähert eine  $\sin$ -Funktion ist.

Endlich wird der Druckschwerpunkt als konstant mit dem Flächenschwerpunkt zusammenfallend angenommen, wohingegen er in Wirklichkeit in verschiedenartigster Weise mit Änderung des Neigungswinkels wandert.

In Wirklichkeit sind die einzelnen Luftteilchen gar nicht unabhängig voneinander, sondern beeinflussen sich gegenseitig und um das ganze Segel entsteht ein „Strömungsfeld“, in dem selbst noch in einiger Entfernung vom Segel strömende Teilchen einen deutlich wahrnehmbaren Einfluß erfahren.

Die auf der Bedingung stetiger Raumerfüllung aufgebauten Eulerschen Bewegungsgleichungen in Verbindung mit der sogenannten Bernoullischen Gleichung für die Druckänderung gestatten nun, die Bewegung von Flüssigkeiten, also auch der Luft, und die Druckänderung in Strömungsrichtung zu verfolgen.

Hiernach erklärt sich der „Luftwiderstand“, d. h. die Kraft in Strömungsrichtung und auch senkrecht dazu auftretende „Auftriebskräfte“ aus den Differenzen der Drucke auf Luv- und Leeseite des Segels.

Die weiterhin entwickelte Theorie der Potentialströmung, welche ein ideales, reibungsloses, inkompressibles und wirbelfreies Medium voraussetzt, ergibt jedoch dadurch, daß sie im Gegensatz mit der Erfahrung ein gleichmäßiges Zusammenschließen der „Stromlinien“ auch an der Rückseite und damit Druckgleichheit angibt, den Widerstand 0. Wenn auch die wirklichen Vorgänge in der Luft wegen der verhältnismäßig geringen inneren Reibung von der Potentialbewegung nicht sehr verschieden sind, so sind jedoch gerade diese geringen Abweichungen von der Potentialströmung ausschlaggebend für den Widerstand, denn die Vernachlässigung der Reibung besteht nur solange zu Recht, als nur kleine stetige Druck- bzw. Geschwindigkeitsänderungen auftreten. „Auftrieb“ dagegen, d. h. eine Kraft senkrecht zur Luftrichtung, erhält man auch bereits bei der reinen Potentialbewegung unter gewissen Annahmen, so daß hierfür eine umfangreiche und auch praktisch verwertbare Theorie existiert.

Die Vernachlässigung der Luftreibung ist jedoch in unmittelbarer Nähe des bewegten oder angeblasenen Segels nicht mehr statthaft, da an dessen Oberfläche, wo die Flüssigkeit haftet, ein großes Geschwindigkeitsgefälle entsteht. Die Betrachtung der Vorgänge in dieser von Prandtl als „Grenzschicht“ bezeichneten Zone gibt erst ein klares Bild von den tatsächlichen Flüssigkeitsströmungen, den Anschluß an die Wirklichkeit und eine Erklärung der mit dem Widerstand zusammenhängenden Vorgänge.

Der Einfluß der außerordentlich kleinen Luftreibung ist in dieser Zone überwiegend und macht sich bei der Umwandlung kinetischer Energie in Druck außerordentlich bemerkbar. Die an sich sehr kleine Reibung der Luft würde jedoch noch nicht die großen erreichten Widerstandswerte ergeben, sondern diese werden erst bei Ablösungserscheinungen erzielt, wenn die durch die Reibung stark verzögerte Grenzschichtenströmung nicht mehr in die von der umgebenden Potentialströmung bedingten Gebiete höheren Druckes einzudringen vermag und die Flüssigkeitsteilchen der Trennungsschicht ebenfalls in drehende Bewegung versetzt. Diese durch die Reibung indirekt erzeugten Wirbelsysteme sind es, die eine große Energiemenge nutzlos verzehren.

Für die praktischen Berechnungen kommen nun, da die Verschiedenheit der nach den einzelnen Theorien errechneten Werte immerhin noch, je nach den mehr oder weniger stichhaltigen theoretischen Voraussetzungen, zu ungenauen Werten gibt, fast nur noch Modellversuchsergebnisse in Betracht. Weil aber ein Eingehen auf all diese Theorien zu weit führen würde, wo es sich hier nur um eine Anwendung aerodynamischer Erkenntnisse auf

das Segeln handelt, sei lediglich die einschlägige Literatur<sup>1)</sup> angeführt, während die weiteren Folgerungen aus den Ergebnissen maßgeblicher Modellversuche gezogen werden sollen.

## B. Grundlagen der Modellversuche.

### I. Modellversuchsanordnungen.

Auf Grund des Relativitätsprinzips der Mechanik ist es grundsätzlich einerlei, ob der zu untersuchende Körper in ruhender Luft bewegt wird oder ob eine wirbelfreie gleichmäßige Luftströmung gegen ihn geblasen wird. Das erstere, in den Modellversuchsanstalten des Schiffbaues fast durchweg angewandte Prinzip ist in der ersten Zeit des Flugzeugbaues mehrfach bei Rotations- und Geradlaufapparaten angewandt worden, bei denen ein Modell entweder an einem langen Arm im Kreise gleichförmig bewegt oder wie im Schiffbau eine bestimmte gerade Strecke mit beschleunigter Bewegung am Anfang und Auslauf am Ende auf einem Wagen oder dergleichen bewegt wird.

Störend bei den ersteren Anordnungen ist die dauernde Durchwirbelung der Luft des Versuchsraumes und bei letzteren die unvermeidlichen Erschütterungen bei Bewegung des Versuchswagens, die noch dadurch vermehrt werden, daß die Versuchskörper in ziemlicher Entfernung vom Wagen angeordnet werden müssen, um eine Störung der Luftkräfte durch ihn zu vermeiden, während bei Wasserversuchen die Verhältnisse wesentlich günstiger liegen.

Erwähnt seien hier nur die Rundlaufanordnungen von Lilienthal, Langley und Dines, während die beste Schleppanordnung wohl von Eiffel an dem 300 m hohen Turm in Paris ausgeführt wurde.

Heute sind durchweg Kanalstromanordnungen im Gebrauch und zwar in zwei Typen, eine, bei denen der Luftstrom zwischen festen Wänden geführt wird, und eine zweite, wo Freistrahlen in den offenen Raum hinausblasen, wieweil letztere Anordnung den Vorteil hat, daß die Versuchseinrichtungen besser zugänglich sind. Es sei hier nur eins der erfolgreichsten Laboratorien: die Göttinger Aerodynamische Versuchsanstalt in Abb. 200 gezeigt (vgl. Ergebnisse I. Lieferung, S. 8ff.).

Die Luft wird in einem ringförmigen viereckigen Kanal geführt, wobei die Durchwirbelung der bewegten Luft durch Leitschaukeln und Gleichrichter so weit reduziert wird, daß sie bei den Messungsergebnissen keine wesentliche Rolle spielt. Zeitliche Geschwindigkeitschwankungen werden durch den sinnreich konstruierten Prandtl'schen Druckregler aus-

<sup>1)</sup> Middendorff, F. L.: Bemastung und Takelung der Schiffe. Berlin: Julius Springer 1903. — Ahrenhold, L.: Die allmähliche Entwicklung des Segelschiffes von der Römerzeit bis zur Zeit der Dampfer. S. B. T. G. 1906. — Lamb, H.: Lehrbuch der Hydrodynamik. Deutsche Ausgabe von Friedel. Leipzig 1907. — Laas, W.: Die großen Segelschiffe. Berlin: Julius Springer 1908. — Schwarz, Tjard: Entwicklung des Kriegsschiffsbaus vom Altertum bis zur Neuzeit. Sammlung Götschen. Leipzig 1909. — Lancheater, F. W.: Aerodynamics. Deutsche Übersetzung von C. u. A. Runge. Leipzig u. Berlin: B. G. Teubner 1910. — Eiffel, G.: Der Luftwiderstand und der Flug, übersetzt von Dr. F. — Huth, Berlin: R. C. Schmidt 1912. — Dr. von Mises: Elemente der Technischen Hydromechanik. Leipzig u. Berlin: B. G. Teubner 1914. — Dr.-Ing. Pröll: Flugtechnik. München u. Berlin: R. Oldenbourg 1919. — Busley, C.: Schiffe des Altertums. S. B. T. G. 1919; Schiffe des Mittelalters und der neueren Zeit. S. B. T. G. 1920. — Ergebnisse d. Aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen, I. u. II. Lieferung. München u. Berlin: R. Oldenbourg 1921/23. — Fuchs-Hopf: Aerodynamik. Berlin: R. C. Schmidt & Co. 1922. — Flettner, A.: Die Anwendung der Erkenntnis der Aerodynamik zum Windantrieb von Schiffen. S. B. T. G. 1924/25. — Betz, A.: Der Magnusseffekt, die Grundlage der Flettnerwalze. Z. V. d. I. 3, 1. 1925. — „Hütte“, 25. Aufl. I, Bd. 2, Abschn. V. Mechanik flüssiger und luftförmiger Körper. — Schulmann, H. v.: Die Aerodynamik des Segels. Berlin: Klasing & Co. 1925. — Curry: Aerodynamik und Segel. Diessen: Jos. C. Huber 1925. — Bader, H.: Beitrag zur Theorie des Segelns. Festschrift zur Jahrhundertfeier der Technischen Hochschule Karlsruhe, 1925. — Dipl.-Ing. Croeck: Beiträge zur Theorie des Segelns. Berlin: Julius Springer 1925. — Ackeret: Das Rotorschiff und seine physikalischen Grundlagen. Göttingen: Vandenhoeck u. Rupprecht 1925. Tradt, M.: Der Umbau des Motorseglers „Buckau“ zum Flettner-Rotorschiff und seine Erprobungen. Werft Reederei Hafen 1925, Heft 6. Holst, E. v.: Die Eisyacht. Berlin: Klasing & Co. 1925.

geglichen. Der Querschnitt des Kanals vor der Düse mit  $20 \text{ m}^2$  wird vor dem Versuchsplatz auf  $4 \text{ m}^2 = 2,24 \text{ m } \varnothing$  eingengt, wodurch die Geschwindigkeit auf das 5fache steigt. Durch das Gebläse kann eine normale Höchstgeschwindigkeit von  $52 \text{ m/sek}$  erzielt werden, die bei etwa

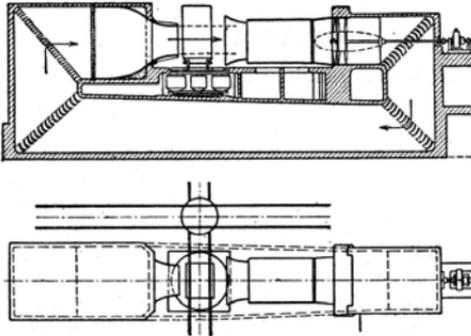


Abb. 200.

halbständiger Überlastungsmöglichkeit auf  $60 \text{ m/sek}$  gesteigert werden kann. Die meisten Messungen werden jedoch aus Ersparnisrücksichten bei  $30 \text{ m/sek}$  ausgeführt. Die Aufhängung eines Versuchsobjektes im Göttinger Kanal erfolgt durch die sog. „Dreikomponentenwaage“. Diese Anordnung wird bei rechts- und linksymmetrischen Körpern angewandt, bei denen die Resultierende der Luftkräfte in der Symmetrieebene liegt. Gemessen werden zwei vertikale, zum Wind senkrechte Komponenten  $A_1$  und  $A_2$ , die zusammen den „Auftrieb“ ergeben und eine horizontale Komponente, der „Widerstand“  $W$ , von dem der Widerstand der Aufhängeorgane durch gesonderte Messung in Abzug zu bringen ist. Durch Messung mit dieser „Dreikomponentenwaage“ ist die Luftkraft nach Größe, Richtung und Lage bestimmbar. Unter Berücksichtigung einer Korrektur, welche den Einfluß der endlichen Begrenzung des Durchmessers des Luftstrahles ausschaltet, ist es möglich, Spannweiten von Tragflächen üblichen Seitenverhältnisses (etwa  $1 : 5$ ) bis etwa  $1,3 \text{ m}$  zu verwenden. Bei Ballonkörpern, Rumpfen u. dgl. darf die Länge etwa bis  $1,5 \text{ m}$  betragen. Bei Untersuchungen mit Körpern von großem Widerstand darf die Projektionsfläche senkrecht zur Windrichtung nicht mehr als etwa  $2 \text{ m}^2$ , d. i.  $5 \text{ vH}$  des Strahlquerschnittes, ausmachen. Das Gewicht der Modellkörper ist für die Modelluntersuchungen am bequemsten mit etwa  $5$  bis  $8 \text{ kg}$  zu bemessen. Das zulässige Höchstgewicht beträgt etwa  $25 \text{ kg}$ .

## 2. Luftwiderstandsgesetze und Definition der Formelgrößen.

Wird ein Körper, also beispielsweise ein Segel, von der Luft angeblasen, so werden auf ihn Kräfte ausgeübt, die zum Teil Druckkräfte senkrecht zur Oberfläche wirkend sind, zum Teil Reibungskräfte, die tangential zur Oberfläche wirken.

Der größte Überdruck, „Staudruck“ bezeichnet, tritt an der Stelle der Vorderseite auf, wo die Strömung sich auseinanderteilt und die Luft relativ zum Segel zur Ruhe kommt. Bei Geschwindigkeiten, die klein sind gegenüber der Schallgeschwindigkeit der Luft, hat dieser „Staudruck“ einen durch Geschwindigkeit, Dichte und Zusammendrückbarkeit genau bestimmten Wert

$$q = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \frac{\gamma}{2g} v^2 = \frac{1}{16} v^2 \text{ mit genügender Genauigkeit für unsere Berechnungen der Segelkräfte.}$$

Infolge des Überwiegens der Druckkräfte hat sich das Widerstandsgesetz proportional der Dichte und dem Geschwindigkeitsquadrat im allgemeinen bewährt. Durch Division des Luftwiderstandes mit dem Staudruck und einer passend ausgewählten „Widerstandsfläche“  $F$  erhält man einen dimensionslosen Beiwert, der unter gewissen Bedingungen, nämlich geometrisch ähnliche Strömungen vorausgesetzt, konstant ist und unabhängig von der Modellgröße und Versuchsgeschwindigkeit eine bequeme Umrechnung auf andere Größen ermöglicht. Als Bezugsfläche wird zweckmäßigerweise bei Tragflächen, Segeln u. dgl. die größte Projektionsfläche, bei Luftschiffkörpern, Überwasser-Schiffsmodellen, die Fläche des Hauptspantes angenommen oder der Widerstand mit  $V^{2/3}$  auf das Volumen bezogen. Reibungswiderstände werden meist auf die Gesamtoberfläche umgerechnet. Die übliche Definition des „Anstellwinkels“  $\alpha$  und Angabe des Momentenpunktes ist aus Abb. 201 ersichtlich. Die Ansätze für die Luftkräfte geschehen dann nach folgenden Formeln:

Die Gesamterresultierende wird bezeichnet

$$R = c_r \cdot F \cdot q = c_r \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot v^2 \cdot F$$

und zerlegt in eine Kraft senkrecht zur Windrichtung, den „Auftrieb“:

$$A = c_a \cdot F \cdot q$$

und eine „Widerstandskraft“ in Luftrichtung:

$$W = c_w \cdot F \cdot q$$

oder in zum Objekt festen Richtungen in eine senkrecht zur Flügel- bzw. Segelsehne liegende Normalkraft:

$$N = c_n \cdot F \cdot q$$

und eine Tangentialkraft:

$$T = c_t \cdot F \cdot q,$$

wobei als Sehne die auf der Druckseite zweimal berührende Gerade angenommen wird. Die auf die Gesamtoberfläche  $O$  bezogene Reibungszahl  $c_f$  errechnet sich aus der Gleichung  $W_f = c_f \cdot O \cdot q$ . Um bequemere Zahlen ohne Dezimalbrüche zu erhalten, werden oft die 100fachen Werte von  $c_r$ ,  $c_a$ ,  $c_w$ ,  $c_f$  mit  $C_r$ ,  $C_a$ ,  $C_w$ ,  $C_f$  angegeben.

Zur Darstellung des Angriffspunktes der Luftkraft wird in den Berichten eine „Drehmomentzahl“  $c_m$  angegeben, indem man das Moment außer durch  $q \cdot F$  noch durch eine passend am Versuchskörper ausgewählte Länge, bei Tragflächen die Flächentiefe  $t$  (bei Segeln etwa die Großbaumlänge) dividiert, so daß das Moment

$$M = c_m \cdot F \cdot q \cdot t$$

wird.

Alle diese dimensionslosen Beiwerte hängen dann außer von der Profil- und Umrißform des Körpers nur noch vom Anstellwinkel ab. In Abb. 202 und 203 sind derartige Kurven  $c_a$

bzw.  $c_w = f(\alpha)$  dargestellt, wie sie sich in ähnlicher Weise immer wieder für Tragflächen, Ruder u. dgl. ergeben, und zwar für das Göttinger symmetrische Profil 410. Die Abb. 202 zeigt, daß der  $c_a$ -Beiwert in einem großen Anstellwinkelbereich nahezu linear ansteigt, um nach Erreichung eines Maximums plötzlich abzufallen, was mit einem Strömungsumschlag in dieser Gegend zusammenhängt.

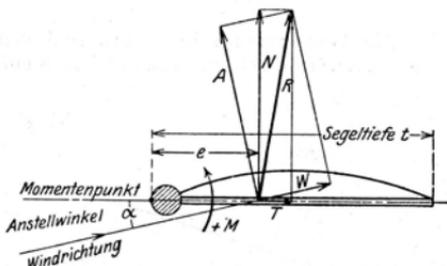


Abb. 201.

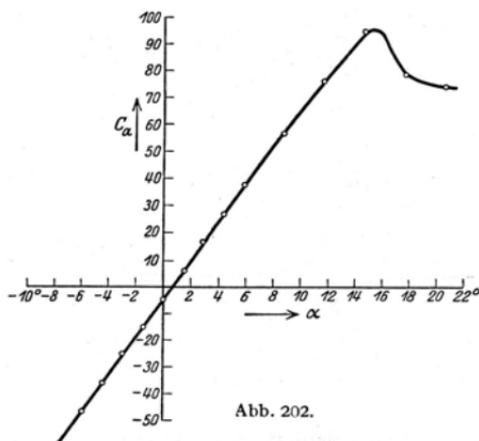


Abb. 202.

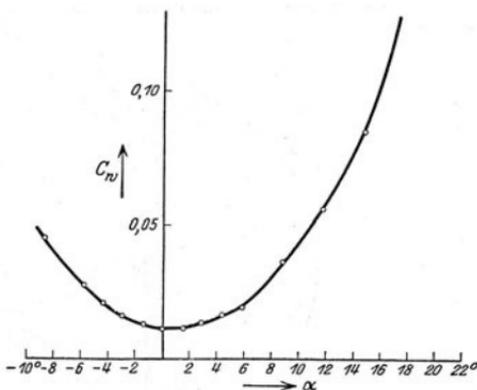


Abb. 203.

Die Widerstandsbeiwerte sind von ungleich kleinerer Größenordnung als die Auftriebsbeiwerte und haben ein Minimum bei  $\alpha = 0^\circ$ , um allmählich immer stärker anzusteigen.

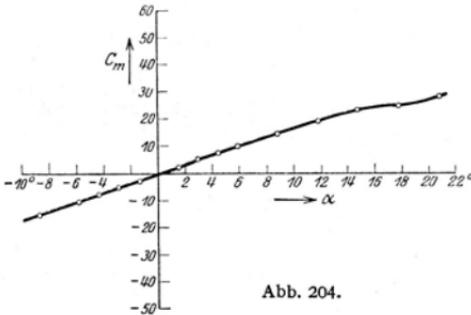


Abb. 204.

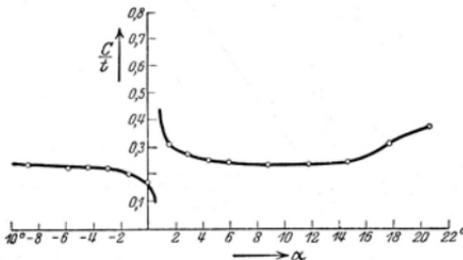


Abb. 205.

Abb. 204 gibt die Abhängigkeit des  $c_m$ -Beiwertes vom Anstellwinkel  $\alpha$  und Abb. 205 die sich daraus ergebende Lage des Druckpunktes, dessen Entfernung

$e = t \cdot \frac{c_m}{c_n}$  ist, oder in den kleinen Anstellwinkelbereichen, wo  $c_m = c_a$ ,

$$e = t \cdot \frac{c_m}{c_a}$$

Für gewisse Rechnungen des Flugzeugbaues ist es wertvoll, die  $c_a$ - und  $c_m$ -Beiwerte im sogenannten „Polardiagramm“ als Funktion des  $c_w$ -Beiwertes aufzutragen (vgl. Abb. 190), wobei die Widerstandsbeiwerte wegen ihrer Kleinheit gewöhnlich im 5fachen Maßstabe der  $c_a$ -Beiwerte angegeben werden.

Für die segeltheoretische Betrachtung ist es jedoch zweckmäßig, die  $c_a$ - und  $c_w$ -Beiwerte im gleichen Maßstabe aufzutragen, weil sich dann sofort aus dem Polardiagramm das „Crosecksche Kursdiagramm“ herleiten läßt (Abb. 206).

In dieser Abbildung ist die Polarkurve  $c_a = f(c_w)$  des Göttinger Kreisbogenprofils Nr. 5681 gegeben, wobei die Größe des Neigungswinkels des  $c_r$ -Beiwertes wegen des gleichen Koordinaten-

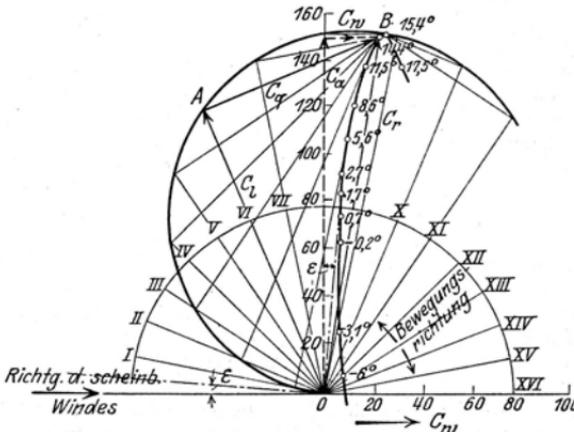


Abb. 206.

maßstabes, also der wirklichen Neigung, der Kräfte resultierenden gegen die Windrichtung entspricht. Obiges Profil sei nun als Triebfläche eines Schiffes gedacht und der Widerstand des Überwasserschiffkörpers vernachlässigbar gering. Der scheinbare Wind komme in der eingezeichneten Richtung, das Schiff fahre bei VI Strich zum scheinbaren Winde in Richtung OA, dann ergibt eine Tangente an die Polarkurve senkrecht zur Bewegungsrichtung des Fahrzeuges in der Länge OA =  $c_l$ , die im Maßstabe der  $c_a$ - und  $c_w$ -Beiwerte zu messen ist, die größtmögliche Komponente von  $c_r$  in dieser Fahrtrichtung mit  $L = c_l \cdot f \cdot q$ . Entsprechend ist die Querer Abtriefkompente

$$Q = c_q \cdot F \cdot q,$$

indem  $c_q = AB$  zu messen ist. Als günstigster Anstellwinkel des Profils auf diesem Kurse ergibt sich dabei ein Winkel von  $14,4^\circ$  zum scheinbaren Winde.

Es handelt sich nun noch darum, aus der für ein bestimmtes Segel charakteristischen Polarkurve eine Beziehung zwischen den Auftriebs- und Widerstandsbeiwerten  $c_a$  und  $c_w$  und den Vortriebs- und Quertriebsbeiwerten  $c_l$  und  $c_q$  herzuleiten, was auf Grund einfacher, trigonometrischer Beziehungen nach Abb. 207 möglich ist.

Aus den Dreiecken  $oac$  und  $owe$  ergibt sich:

$$c_l = or = oa - ar$$

oder, da  $ow = ar$  ist,

$$or = oa - ow;$$

andererseits ist:

$$oa = c_a \cdot \sin \varepsilon,$$

$$ow = c_w \cdot \cos \varepsilon,$$

also:

$$or = c_l = c_a \cdot \sin \varepsilon - c_w \cdot \cos \varepsilon. \quad (I)$$

Analog errechnet sich:

$$\left. \begin{aligned} c_q &= ac + cd = ac + we \\ &= c_a \cdot \cos \varepsilon + c_w \cdot \sin \varepsilon. \end{aligned} \right\} \quad (II)$$

Aus diesen Beziehungen ergibt sich also, daß zur Erzielung großer Vortriebskräfte  $c_a$  möglichst groß und andererseits  $c_w$  bei Fahrt am Winde, also kleinem  $\varepsilon$ , klein sein muß, während bei rauten Kurven, wenn  $\varepsilon > 90^\circ$ , also  $\varepsilon = 90^\circ + \zeta$  und  $\cos \varepsilon = -\sin \zeta$ , also  $-c_w \cos \varepsilon = +c_w \cdot \cos \zeta$ , der zweite Faktor der Gl. (I) ebenfalls  $c_l$  vergrößert.

Da großer Seitendruck einerseits die Abtrift steigert, andererseits infolge der krängenden Wirkung in beiden Fällen ebenfalls fahrtmindernd wirkt, ist er in jedem Falle so klein als möglich zu halten. Weil eine Verminderung von  $c_a$  nach Gl. (I) den Vortrieb reduzieren würde, ist es also nur möglich, das letzte Glied der Formel (II)

$$c_w \cdot \sin \varepsilon$$

aus diesem Grunde so klein als möglich zu halten.

### 3. Das Reynoldssche Ähnlichkeitsgesetz.

Auf die Grundfrage der Übertragungsmöglichkeit von Modellmessungen auf die Wirklichkeit gibt das Reynoldssche Ähnlichkeitsgesetz Antwort, welches aussagt: Für geometrisch ähnliche Körper werden auch die Luftströmungen geometrisch ähnlich, wenn das Verhältnis von Trägheits- und Zähigkeitswirkungen in beiden Fällen dasselbe ist. Dies ist, wie hier ohne Beweis angegeben werden soll, dann der Fall, wenn die dimensionslose Größe  $R = \frac{v \cdot l}{\nu}$  in den zu untersuchenden Fällen dieselbe Größe

hat. Hierin ist  $l$  eine passend ausgewählte Länge am Körper, bei Drahtseilen etwa der  $\varnothing$ , bei Segeln die Großbaumlänge, bei Tragflächen die Flächentiefe,  $v$  die Geschwindigkeit und  $\nu$  die „kinematische Zähigkeit“ (Zähigkeit: Dichte). Für gleiche Reynoldssche Zahlen ergeben sich nach den theoretischen Überlegungen gleiche Widerstandszahlen, während diese bei verschiedenen Werten durchaus andere Größen annehmen können, so daß es zweckmäßig ist, die Widerstandszahl auch noch als Funktion der Reynoldsschen Zahl aufzutragen.

Für den praktischen Gebrauch ist es manchmal zweckmäßig, statt der Reynoldsschen Zahl den sogenannten „Kennwert“ als Produkt aus „Geschwindigkeit  $\times$  Länge“ einzuführen ( $l$  in mm und  $v$  in m/sek), wobei für Luft von  $13^\circ\text{C}$  und 760 mm Barometerstand  $\nu_0 = 0,143$  wird und der Kennwert  $E$  dann den

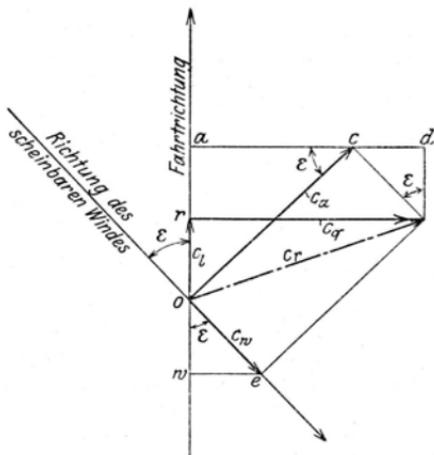


Abb. 207.

70. Teil der Reynoldsschen Zahl darstellt. Bei gewölbten Körpern oder solchen Körpern mit abgerundeten Kanten ist oft ein plötzlicher Abfall der als Funktion der Reynoldsschen Zahl aufgetragenen Zahl der Widerstandsbeiwerte festzustellen, was mit Ablösungserscheinungen zusammenhängt.

Bei dem Vergleich zwischen Modellmessungen und Wirklichkeit ist also noch darauf zu achten, daß zwischen beiden keine solchen kritischen Gebiete liegen (vgl. Abb. 219, S. 270, Widerstände von zylindrischen Körpern).

Vergleichsweise mag noch erwähnt werden, daß die Dichte von Wasser bei  $20^\circ = 101,7 \frac{\text{kg sek}^2}{\text{m}^4}$  gegenüber 0,123 für Luft ist. Die Widerstände in Wasser sind also ungefähr 827 mal so groß als in Luft. Die kinematischen Zähigkeiten von Wasser und Luft verhalten sich:  $\frac{\nu_{\text{Wasser}}}{\nu_{\text{Luft}}} = 1/14$  (vgl. Hütte Bd. I, S. 333).

Im Schiffbau, wo der nicht völlig eingetauchte Schiffskörper sich an der Oberfläche des Wassers bewegt, sind die darauf wirkenden Kräfte in erster Linie durch Wellenbildung bestimmt, auf welche fast ausschließlich die Schwerkraft Einfluß hat. Hier ist eine Übertragung vom Modell auf das große Schiff dann statthaft, wenn die Geschwindigkeit des Modells zur Schiffsgeschwindigkeit sich verhält wie die Wurzeln aus den Modellabmessungen zur großen Ausführung, d. h. also, zum kleinen Modell gehört auch geringere Geschwindigkeit. Für Modellversuche der Flugtechnik und des Segelns ist jedoch leider das Umgekehrte der Fall, und diese sind nur dadurch möglich, daß man für viele Fälle für große Bereiche der Reynoldsschen Zahlen die Beiwerte nahezu unabhängig von  $\nu$  und damit von der Reynoldsschen Zahl ansetzen kann. In besonderen Fällen kann man gleiche Kennwerte jedoch nur dadurch erreichen, daß man die Modellversuche in einem anderen Medium vornimmt. Unbedingt ist jedoch festzustellen, daß zwischen den zu vergleichenden Messungen keine kritischen Bereiche liegen.

### C. Grundlegende Messungsergebnisse für die Aerodynamik des Segels.

Die Anschauungen über Schnitt und Formgebung der Segel haben in der Entwicklung der Segelschiffahrt mannigfach gewechselt. Während zu Beginn die Segel sowohl in Quer- als auch in Höhenrichtung verhältnismäßig bauchig geschnitten waren, führte man die Erfolge neuerer Rennfahrzeuge mit flach stehenden Segeln fälschlicherweise zunächst auf diesen Umstand zurück, während man heutzutage auf Grund weiterer Erfahrungen zu verhältnismäßig bauchigeren Segeln zurückgekehrt ist. Es zeigte sich, daß Fahrzeuge mit Hochtakelung am Winde den mit Gaffelsegeln getakelten überlegen waren. Die erste Aufgabe ist es daher, über diese „Erfahrungstatsachen“ hinaus an Hand der grundlegenden Messungsergebnisse des Flugzeugbaues mit Flächen und Profilen den Kräfteverbrauch im einzelnen Segel abhängig von seiner Formgebung zu verfolgen. Hierbei zeigt sich, daß vor allem folgende Faktoren von maßgebendem Einfluß sind:

1. Das Seitenverhältnis,
2. die Wölbung,
3. die Umrißform.

#### I. Wirkung des Seitenverhältnisses.

In Abb. 208 (Crosecck: a. a. O., S. 10) ist nach Messungen Eiffels<sup>1)</sup> der Kräfteverlauf von kreisgewölbten Platten von  $1/13,5$  Pfeilhöhe, d. h. Flächen,

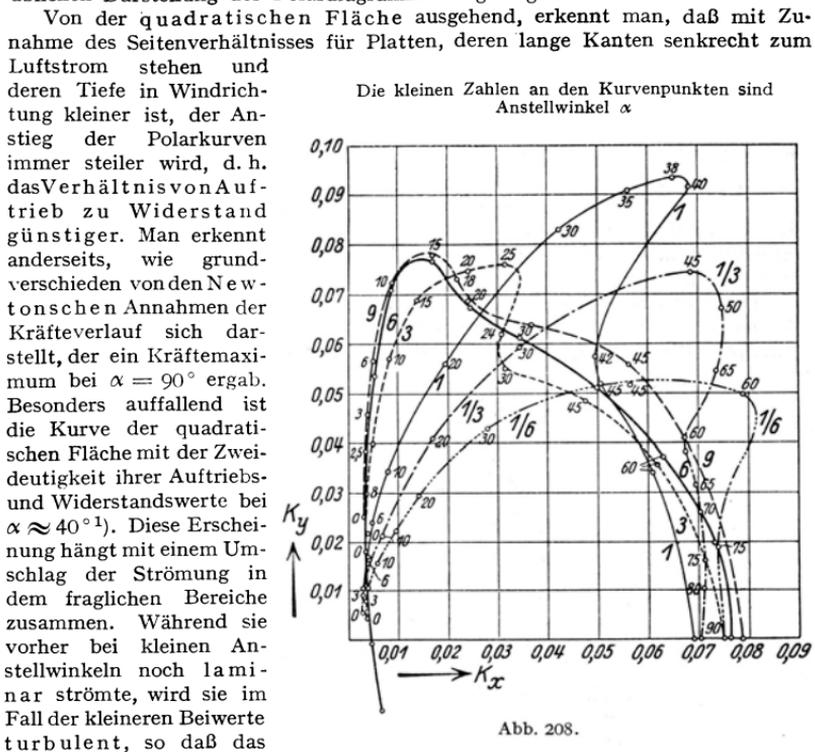
<sup>1)</sup> Eiffel bezeichnet die Resultierende der Luftkräfte  $R = K \cdot F \cdot v^2$ :

die Auftriebskomponente  $R_y = K_y \cdot F \cdot v^2$ ,

die Widerstandskomponente  $R_x = K_x \cdot F \cdot v^2$ ,

so daß für eine Normaldichte der Luft von  $1,225 \text{ kg/m}^3$  und 760 mm Barometerstand die Eiffelschen  $K$ -Beiwerte  $\frac{1}{16}$  der Göttinger  $c$ -Beiwerte betragen.

bei denen das Verhältnis der Sehnen zur Höhe der Wölbung 13,5 betrug, in der üblichen Darstellung des Polardiagramms aufgetragen.



ganze an der Leeseite der Platte befindliche Gebiet in wirbelnder Bewegung begriffen ist, wodurch der Impuls der nach unten geschleuderten Flüssigkeit hinter der Fläche größtenteils fortfällt und die Kräfteverminderung bewirkt. Von Eiffel angestellte Druckmessungen mit einer ebenen quadratischen Fläche zeigen ebenfalls, daß die Abnahme der Kräfte vor allen Dingen durch eine Änderung des Unterdrucks auf der Rückseite der Fläche im fraglichen Bereich eintritt.

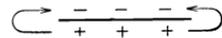


Abb. 209.

Besonders interessant sind die Druckverteilungsniveaukurven, welche den Einfluß der in der Prandtl'schen Tragflügeltheorie ausgesprochenen Randwirkung auf den Widerstand erkennen lassen<sup>2)</sup>. Prandtl zeigt nämlich, daß der Gesamtwiderstand einer Fläche oder Profils von endlicher Breite sich zusammensetzt aus dem sogenannten „induzierten oder Randwiderstand“ und dem „Profilwiderstand“. Während letzterer lediglich von der Profilgebung abhängig, jedoch praktisch unabhängig vom Seitenverhältnis ist, entsteht ersterer dadurch, daß bei endlicher Flügelbreite ein Druckausgleich um die Flügelenden von Luv- und Leeseite, d. h. Überdruck- und Unterdruckgebiet, möglich wird. Es kann also in Richtung der Flügelbreite eine Geschwindigkeitskomponente entstehen, wobei der Ausgleich der Strömung nach Art der Abb. 209 erfolgt und ein Umkreisen der Flügelenden ergibt, das sich

<sup>1)</sup> Vgl. Föpppl: Windkräfte an ebenen und gewölbten Platten. Jahrb. d. Motorluftschiff-Studentengesellschaft 1910/11.

<sup>2)</sup> Eiffel, G.: Der Luftwiderstand und der Flug. Anhang, Tafel XXIII f.

wegen des Beharrungsvermögens der Luft in einem langgestreckten Wirbelband über die ganze Flugbahn erstreckt.

Auf Grund theoretischer Überlegungen zeigt Professor Prandtl, daß bei Annahme elliptischer Auftriebsverteilung, die zugleich diejenige ist, die bei gegebener Spannweite den kleinsten induzierten Widerstand ergibt, letzterer  $W_i = \frac{A^2}{\pi \cdot q \cdot b^2}$  wird. Durch Einführung der Beziehungen  $A = c_a \cdot F \cdot q$  und  $w_i = c_{wi} \cdot F \cdot q$  ergibt sich  $c_{wi} = \frac{c_a^2 \cdot F}{\pi \cdot b^2}$ , was bei rechteckigen Flächen wegen  $F = b \cdot t$  auf  $c_{wi} = \frac{c_a^2}{\pi} \cdot \frac{t}{b}$  führt. Der induzierte Widerstand wird also im Polardiagramm, wo  $c_a$  und  $c_w$  als rechtwinklige Koordinaten wiedergegeben sind, durch eine Parabel wiedergegeben, die nur von dem Verhältnis  $F/b^2$  abhängt.

Durch den Begriff des induzierten Widerstandes ist die Zahl notwendiger Modellmessungen erheblich kleiner geworden, da auf Grund von Umrechnungsformeln der induzierte Widerstand der Messung irgend eines Profils beliebigen

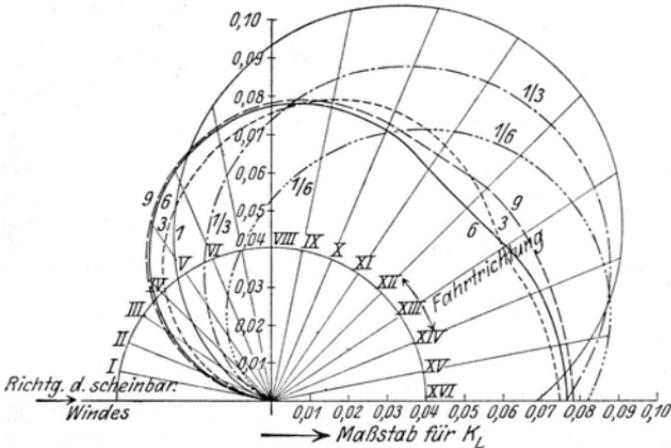


Abb. 210.

Seitenverhältnisses auf ein beliebiges anderes umgerechnet werden kann, während der vom Seitenverhältnis nahezu unabhängige Profilwiderstand ohne weiteres aus der Messung entnommen wird. Für zwei Flächen mit den Spannweiten  $b_1$  und  $b_2$  und den Flächen  $F_1$  und  $F_2$  ergibt sich für gleiche  $c_a$ -Werte:

$$C_{w_1} - \frac{C_a^2 \cdot F_1}{\pi \cdot b_1^2} = C_{w_2} - \frac{C_a^2 \cdot F_2}{\pi \cdot b_2^2},$$

ferner für zusammengehörige Anstellwinkel:

$$\alpha_1 - \frac{C_a \cdot F_1}{\pi \cdot b_1^2} = \alpha_2 - \frac{C_a \cdot F_2}{\pi \cdot b_2^2},$$

wodurch punktweise die Polarkurven umgerechnet werden können.

Ähnliche Formeln sind bereits auch für Mehrdeckersysteme aufgestellt. Neben den Ursachen des eigenartigen Verhaltens von Flächen verschiedenartigen Seitenverhältnisses, die hier nur kurz gestreift werden können, interessiert vor allen Dingen ihr Einfluß auf die Größe der auf den einzelnen Kursen zum Winde erzielten Kraftkomponenten in Fahrtrichtung.

Zu diesem Zwecke sind in Abb. 210<sup>1)</sup> analog der früheren Erklärung für die Polarkurven der Abb. 208 die Kursecke gezeichnet, aus dem die jeweils in Fahr- richtung des Schiffes zu erzielenden maximalen Vortriebskomponenten zu ersehen sind. Man erkennt die Überlegenheit schmalere Flächen mit Seitenverhältnissen größer als 1 auf den Kreuzkursen bis etwa IV bis VI Str. Einfallswinkel des scheinbaren Windes zum Kiele, wobei jedoch eine Steigerung über ein Seitenverhältnis von etwa 1 : 3 bis 1 : 4 keine wesentliche Verbesserung mehr ergibt. Von ungefähr VI Str. ab wird die quadratische Fläche — das Gaffelsegel — überlegen, während auf raumen Kursen die niedrigen Seitenverhältnisse von  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{6}$  — Raasegel — ebenfalls größere  $c_l$ -Werte als die am Winde so überlegenen schmalen Flächen ergeben. Es ist bemerkenswert, daß lediglich durch Änderung des Seitenverhältnisses die Kraftentwicklung auf den einzelnen Kursen zum Winde beeinflusst werden kann und eine Erklärung für die Überlegenheit der Hochtakelung über mit Gaffelsegeln getakelte Fahrzeuge auf den Anwindkursen gegeben, bzw. der Gaffelschoner über Raasegelschiffe, und für den Vorteil der letzteren auf den Raumschotsstrecken. Für ein Handelsschiff dürfte ein Typ ähnlich der letzthin erbauten Fünfmastschoner der Fried. Krupp-Germaniawerft A.-G. die beste Kompromißlösung für alle Kurse darstellen, da die Kombination von Gaffelsegeln mit Breitfock bzw. Raasegeln an ein oder zwei Masten die wechselnden Bedingungen auf den einzelnen Kursen auszunutzen gestattet.

### 2. Wirkung der Wölbung.

In der Entwicklung der Segelformgebung hat sich heute das bauchige Segel endgültig als das bessere erwiesen. Dies wird auch bestätigt durch die Kurven der Abb. 211, wo die Messungsergebnisse der Versuche Eiffels mit Platten verschiedener Wölbung bei gleichen Seitenverhältnissen dargestellt sind. Man erkennt hieraus, daß mit Zunahme der Wölbung auch eine Auftriebssteigerung stattfindet, die um so größer ist, je stärker die Wölbung wird.

Wie wir eingangs sahen, sind in erster Linie die Auftriebswerte zur Erzielung großer Vortriebswerte maßgebend, was auch in den Kursecken der Abb. 212, die aus Abb. 211 abgeleitet sind, zum Ausdruck kommt.

Die Frage nach der günstigsten Wölbung ist im wesentlichen durch konstruktive Gründe bestimmt, weil bei der Unstartheit der Segelfläche bei einer Wölbung über ein gewisses Maß hinaus diese, besonders am Winde bei geringeren Einfallswinkeln des scheinbaren Windes, nicht mehr stabil zu bekommen ist.

Setzt man in der S. 259 abgeleiteten Formel (I)

$$c_l = c_a \cdot \sin \varepsilon - c_w \cdot \cos \varepsilon$$

die sogenannte Gleitzahl  $c_a : c_w = \kappa$ , so kann man schreiben:

$$c_l = c_a \left( \sin \varepsilon - \frac{\cos \varepsilon}{\kappa} \right)$$

<sup>1)</sup> Vgl. Croseck: Abb. 8, S. 14.

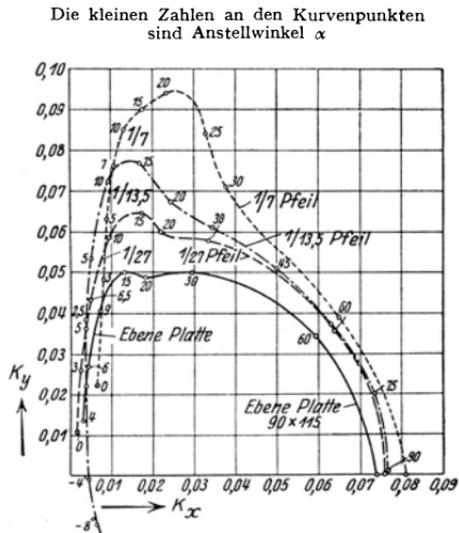


Abb. 211.

sind ein Diagramm auftragen, wo  $c_l = f(c_a)$  für verschiedene Gleitzahlen  $c_a : c_w$  und bestimmte Werte von  $\varepsilon$  dargestellt ist<sup>1)</sup>. Es ergibt sich dann, daß Flächen mit größeren Auftriebsbeiwerten auch relativ große Widerstandsbeiwerte annehmen können, ohne allzu nachteilig zu wirken. Im Gegensatz zum Flugzeug kann ja ein Segelschiff wegen des im Vergleich zum Segelwiderstand enorm großen

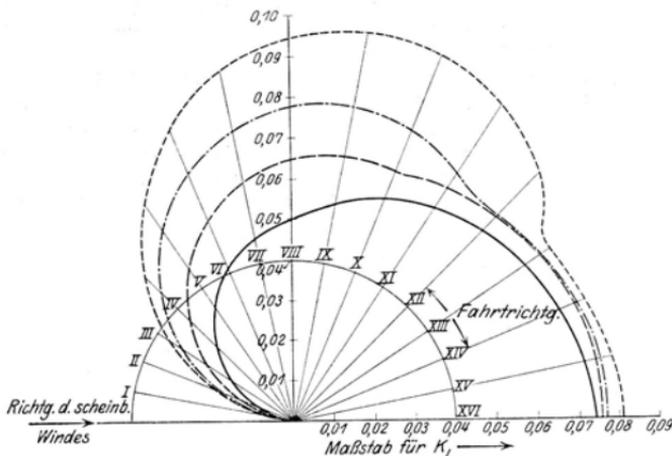


Abb. 212.

Wasserwiderstandes nur unter Winkeln von etwa III bis IV Str. zum wahren und II bis III Str. zum scheinbaren Winde kreuzen, so daß hier selbst in der Am-Wind-Fahrt die Widerstandsbeiwerte bei weitem nicht die Rolle spielen wie im Flugzeugbau. Maßgebend sind sie jedoch für die Größe des Seitendruckes und begrenzen damit die Auftriebsvergrößerung, da aus Stabilitätsgründen ein bestimmtes Verhältnis Seitendruck : Vortrieb, das wieder eine Funktion des Verhältnisses  $c_a : c_w$  ist, nicht überschritten werden darf.

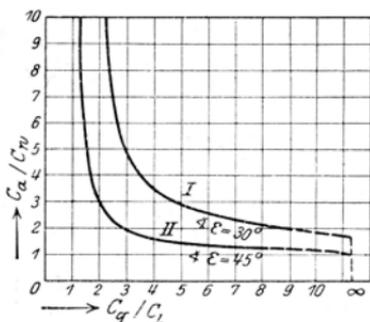


Abb. 213.

ein starkes Anwachsen bei Kurve I ungefähr bei  $c_a/c_w = 5$  und bei Kurve II bei  $c_a/c_w = 3$  ein. Eine weitere Vergrößerung von  $c_a : c_w$  über diese Werte hinaus ergibt also keine wesentliche Verringerung mehr für das Verhältnis Seitendruck : Vortrieb. Wird jedoch der Wert  $c_a : c_w$  noch kleiner als 3 bzw. 5, so wird das Verhältnis Seitendruck : Vortrieb außerordentlich ungünstig. Allzu große Werte von  $c_a : c_w$  haben also keinen Zweck mehr. Andererseits geht aus den Kurven I und II ebenfalls hervor, daß am Winde Segel von relativ

<sup>1)</sup> Vgl. Schulmann: S. 86f.

<sup>2)</sup> Vgl. Schulmann: Aerodynamik und Segel. S. 91.

größerem Verhältnis  $c_a : c_w$  günstiger sind, während auf raumeren Kursen dieses Verhältnis kleiner sein kann.

Eine endgültige Vergleichsmöglichkeit der Bewertung zweier Segel ergibt sich jedoch erst auf der Basis gleichen krängenden Momentes, um den Faktor der Widerstandsvermehrung durch Krängung konstant zu bekommen, d. h. ein Vergleich von Segeln gleichen Flächenareals in bezug auf den Vortrieb allein ist noch nicht ausreichend. Unter der Voraussetzung, daß zwei Segel gleiche krängende Momente bewirken und gleiches Seitenverhältnis haben, in der Projektion also ähnlich sind, ergibt sich dann unter Berücksichtigung der verschiedenen Höhe des krängenden Hebelarmes <sup>1)</sup>

$$\frac{L}{L'} = \frac{c_l}{c_l' \left( \sqrt[3]{\frac{c_q}{c_q'}} \right)^2},$$

wobei  $L$  und  $L'$  die Vortriebe bei gleicher Stabilität bedeuten und  $c_l$  bzw.  $c_l'$  und  $c_q$  bzw.  $c_q'$  entsprechend der Gl. (I) und (II) (S. 259) zu errechnen sind.

Das Segelproblem ist also nach all diesen Ausführungen durchaus nicht nur ein einseitig aerodynamisches, sondern in hohem Maße auch ein Stabilitätsproblem. In praxi dürfte sich eine Wölbung von  $\frac{1}{7}$  bis  $\frac{1}{8}$  Peilhöhe bei entsprechendem Seitenverhältnis, das sich aus den sonstigen Anforderungen, die an das Segelfahrzeug gestellt werden, ergibt, das günstigste Wölbungsmaß darstellen. Die Lage der Wölbung innerhalb der Flächentiefe ist nach anderen Messungsergebnissen von geringerem Einfluß. Die Polarkurven fallen praktisch zusammen, einerlei, ob die größte Wölbung vorn, in der Mitte oder mehr hinten liegt, es erscheint mehr das absolute Maß der Wölbung von Bedeutung zu sein.

### 3. Wirkung des Segelumrisses.

Die Wirkung des Segelumrisses vom Standpunkt des Seitenverhältnisses hatte nach den Angaben unter C. 1. (S. 260), wie erläutert, enormen Einfluß auf die Entwicklung der Kräfte auf den einzelnen Kursen. Während der durch die Randwirbel hervorgerufene induzierte Widerstand am Winde als schädliche Komponente in die Erscheinung tritt und hier das schmale hohe Segel mit langer Wind-eintrittskante überlegen ist, wirkt diese Wirbelbildung auf raumeren Kursen förderlich. Andererseits ist festgestellt worden, daß den geringsten induzierten Widerstand Flächen elliptischen Umrisses mit elliptischer Auftriebsverteilung erreichen und dieser sich zu

$$W_i = \frac{A^2}{\pi \cdot q \cdot b^2} \quad \text{bzw.} \quad c_{wi} = \frac{c_a^2 \cdot F}{\pi \cdot b^2}$$

errechnet. Die anderen Formen der Abb. 214 haben <sup>2)</sup> hiervon abweichende Auftriebsverteilungen und damit vergrößerte induzierte Widerstände, doch

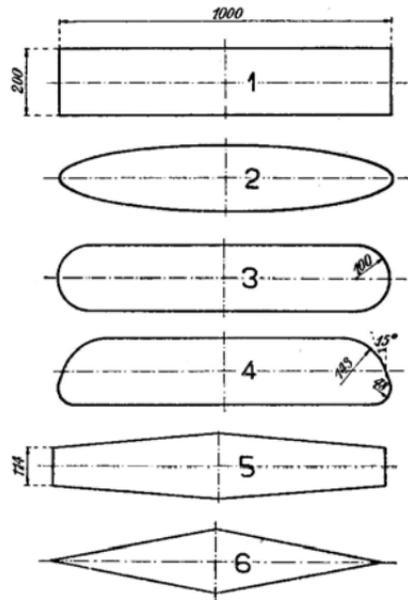


Abb. 214.

<sup>1)</sup> Vgl. Schulmann: a. a. O. S. 93; und die Yacht: Stabilität und Segeln. 17. IV. 1926.

<sup>2)</sup> Siehe Ergebnisse, I. Lieferung, S. 63f.

beträgt nach Dr. Betz<sup>1)</sup> dieser z. B. für Form 2 nur etwa 3 bis 5 vH mehr, während Form 3 bis 5 naturgemäß noch weniger abweichen. Die ungünstigste Fläche ist Umrißform 6, bei der nach Ansicht von Prof. Prandtl nahezu mit parabolischer Auftriebsverteilung zu rechnen ist, wofür die Widerstandszahl sich zu  $c_{w,i} = \frac{c_a^2}{\pi} \cdot \frac{F}{b^2} \cdot \frac{9}{8}$  errechnet, d. h. etwa 12 vH mehr als bei elliptischer Verteilung. Das spitze dreieckige Hochsegel ist also ungünstiger als ein solches mit oben gekrümmtem Maste, das eine Annäherung an die elliptische Form gibt.

Gegenüber dem überwiegenden Einfluß des Seitenverhältnisses ist jedenfalls die reine Umrißform von untergeordneter Bedeutung, zumal ein wesentlicher Unterschied des Profilwiderstandes und der maximalen Auftriebszahlen mit Ausnahme der Umrißform 6 bei den Messungen nicht festzustellen war.

#### 4. Druckmittelpunktswanderung.

Der erstrebenswerte Idealzustand beim Segelschiff ist, die Richtung der Segelkraft und die Widerstandskraft des Unterwasserschiffskörpers

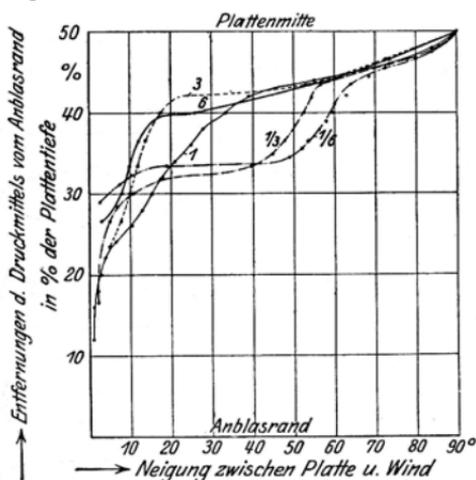


Abb. 215.

möglichst in eine Richtung fallen zu lassen, da sonst ein drehendes Moment entsteht, das durch eine zusätzliche, den Schiffswiderstand vermehrende Ruderkraft ausgeglichen werden muß. In den Abb. 215 u. 216 ist nach Messungen Eiffels die Druckmittelpunktswanderung ebener Flächen verschiedenen Seitenverhältnisses gegeben, die auch für Rudermomentsberechnungen zu verwenden wäre, sowie für gewölbte Flächen von 1/13,5 Pfeil, während Abb. 217 den relativen Vergleich ebener und gewölbter Flächen gibt. Entsprechend der Verschiedenartigkeit der Polarkurven der betreffenden Flächen zeigt sich eine durch-

aus verschiedene Tendenz in den einzelnen Druckpunktswanderungen, doch scheint ein gewisser Zusammenhang zwischen dieser und der Stelle des Auftriebsmaximums, wo der Strömungsumschlag und Kräfteabfall bei gleichzeitiger Widerstandsvermehrung eintritt, zu bestehen. Es ergibt sich hieraus, daß der Druckpunkt von der Anblasante her bei den ebenen Flächen, von der Austrittskante her bei den gewölbten Flächen von 0° schnell auf etwa 30 bis 40 vH der Flächentiefe wandert, um sich dann ganz verschiedenartig, angenähert von dem Winkel des Auftriebsmaximums ab, der Plattenmitte bei 90° zu nähern. Eine formelmäßige allgemein gültige Fassung dieser Wanderungen, wie sie vielfach bei theoretischen Ruderdruckformeln versucht wurde, ist als aussichtslos zu bezeichnen.

Der Grund der Verschiedenartigkeit der Druckpunktswanderungen ebener und gewölbter Flächen dürfte darin liegen, daß bei ersteren eine gewisse Stoßwirkung an der Eintrittskante stattfindet, während bei letzteren eine allmählichere Ablenkung der Luftströmungen über die ganze Fläche hin erfolgt. Beim

<sup>1)</sup> Göttingen, Diss. 1919.

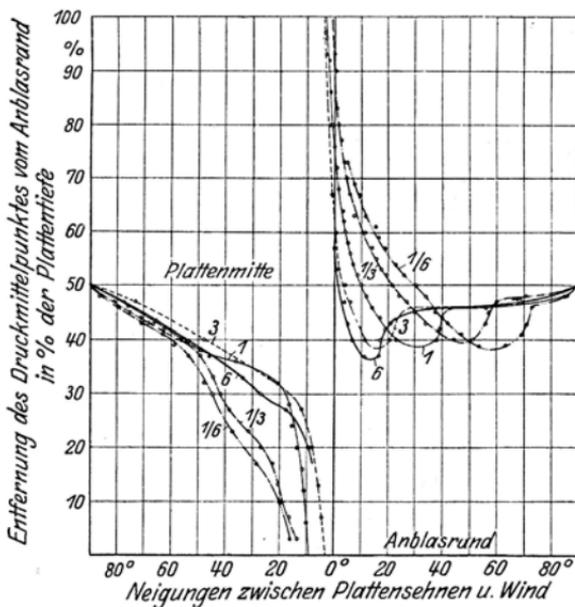


Abb. 216.

Ausfieren der heute üblichen Leinwandsegel aus der Mittschiffsebene liegt die Druckresultierende nie in der Mittelebene des Fahrzeuges und gibt dadurch ein drehendes Moment. Schmale hohe Flächen würden also auch hier günstig sein, da sie die absolute Größe der Wanderung gegenüber tiefen Flächen begrenzen und geringere Steuerarbeit erfordern, geben allerdings infolge der größeren Hebelwirkung bei sehr starken Krängungen ein höheres in den Wind luvendes Moment.

Eine analoge Wanderung des Druckmittelpunktes tritt am Unterwasserschiffkörper auf. Das Bestreben muß jedenfalls darauf gerichtet sein, die Wanderung beider räumlich möglichst zu begrenzen.

## D. Besondere Segelversuche.

### 1. Gaffelsegelmodell.

Die grundlegenden Ergebnisse der vorstehenden Betrachtungen wären noch zu bestätigen durch Versuche mit wirklichen Leinwandsegeln, die ja keine starren Flächen darstellen, sondern ihre nach Stärke und Richtung des Windes veränderliche Wölbung erst durch den Wind selber erhalten. Dies geschah durch Messungen, die mit einem Gaffelsegelmodell ausgeführt wurden, das eine maßstäbliche Verkleine-

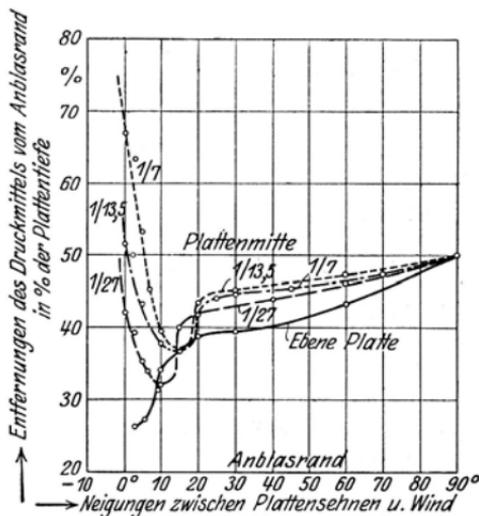


Abb. 217.

nung ( $1/25$ ) eines Segels des später zum Rotorschiff umgebauten Dreimastschoners „Buckau“ darstellt<sup>1)</sup>.

Die Versuche wurden mit parallel zum Baum feststehender und frei auswehender Gaffel vorgenommen. Als Anstellwinkel wurde der Winkel zwischen Windrichtung und Baum gemessen. Die Windgeschwindigkeit betrug 25 m pro Sekunde. In Abb. 218 ist das Ergebnis der Messungen in Polarkurven und Kursecken dargestellt. Es zeigt sich weitestgehende Analogie mit den Ergebnissen gewölbter Platten ähnlicher Wölbung und Seitenverhältnisses. Nur eine ziemliche Widerstandsvermehrung durch den Einfluß des Mastes ist festzustellen. Bis etwa 20° Einfallswinkel des Windes kille das Segel noch, dessen mittlere Wölbung etwa  $1/18$  betrug. Dies dürfte also der kleinstmögliche Auftreffwinkel des scheinbaren Windes mit etwa II Str. sein. Entsprechend dem nahezu quadratischen Seitenverhältnisse liegt das Auftriebsmaximum etwa bei 30° mit einem  $c_a$ -Beiwert von 115, dann erfolgt ein Strömungsumschlag. Die vorher noch laminare Strömung folgt der Leeseite des Segels nicht mehr, sondern reißt ab und wird turbulent, so daß die Auftriebsbeiwerte abnehmen.

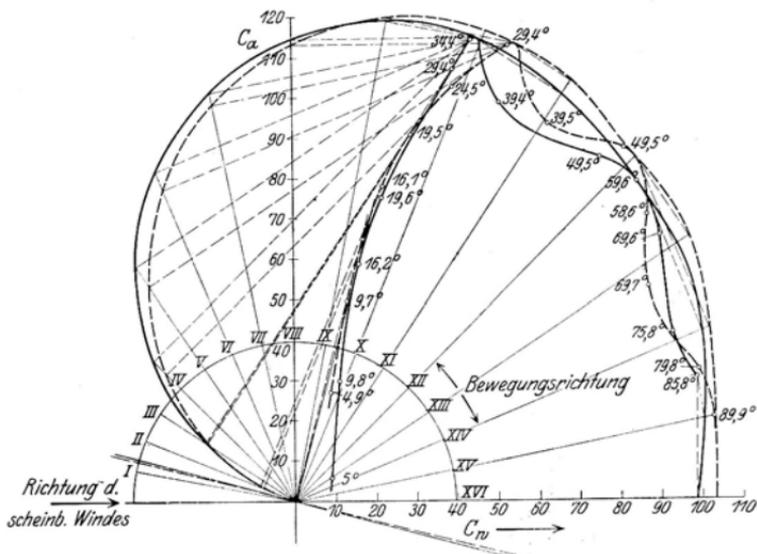


Abb. 218.

Die mit diesem Segel erreichbaren Vortriebskomponenten und zugehörigen günstigsten Anstellwinkel auf den einzelnen Kursen zum scheinbaren Winde ergeben sich aus den Kursecken. Es wäre danach richtig, dies Segel bis zu einem Winkel von etwa X Str. zwischen Bewegungsrichtung und scheinbarem Winde mit einem konstanten Anstellwinkel von etwa 25 bis 30° zu fahren, d. h. mit jedem Strich, den man vom Winde abfällt, das Segel entsprechend zu fieren, während auf räumeren Kursen der Anstellwinkel allmählich bis auf 90° zu vergrößern ist.

## 2. Gewölbte Flächen mit Rundstab an der Vorderkante.

Die sonst durchaus analog den Ergebnissen gleich gewölbter Flächen verlaufenden Polarkurven des vorstehend erwähnten Gaffelsegels zeigen jedoch wesentlich höheren Profilwiderstand, was auf den Mast an der Vorderkante zurückzuführen ist. Über den Einfluß verschiedener Mastformen und -anordnungen geben weitere Versuche<sup>2)</sup> Aufschluß. Nach diesen scheint es besser zu sein, das Segel möglichst dicht am Maste anzureihen. Ferner hat sich aus den Versuchen ergeben, daß der Mast in Form eines zylindrischen Körpers an der

<sup>1)</sup> Siehe Croseck: Beiträge S. 38f.

<sup>2)</sup> Siehe Croseck: a. a. O. S. 27.

Vorderkante nicht nur die Erreichung eines hohen Auftriebsmaximums beeinträchtigt, sondern daß durch Erhöhung des Profilwiderstandes sich auch die Am-Wind-Eigenschaften verschlechtern. Durch eine Umhüllung des Mastes, die gewissermaßen eine Annäherung an Tragflächenprofile schafft, läßt sich der Profilwiderstand herabsetzen.

### 3. Takelagewiderstand.

Die bisherigen Untersuchungen beschäftigen sich immer nur mit einer einzelnen Fläche und geben Aufschluß über den Einfluß der verschiedenen Faktoren für die Kraftentwicklung. Der Widerstand der Takelage eines Segelschiffes wird nun noch dadurch erhöht, daß es nicht möglich ist, die ganze Besegelung in einer einzigen Fläche unterzubringen, was aerodynamisch das Günstigste wäre, sondern die Anordnung eines ganzen Segelflächensystems von Segeln verschiedenster Form und Größe erfordert. Der Widerstand wird erhöht: 1. durch den zusätzlichen Windwiderstand des Überwasserschiffskörpers, 2. dadurch, daß der ganze Aufbau eine Reihe von Konstruktionselementen, wie Masten, Rahen, Tauwerk usw. erfordert, von denen vor allem das letztere lediglich als Widerstandskörper wirkt, und 3. findet durch die nahe Lage der Segel zueinander eine starke gegenseitige Beeinflussung der Segel statt.

Bei den verhältnismäßig schlanken Formen eines Seglers ohne große Aufbauten dürfte der Windwiderstand des Schiffskörpers allein von nur untergeordneter Bedeutung sein, weil der Überwasserschiffkörper sich in der „Grenzschicht“ oder zum mindesten im Bereiche kleiner Windgeschwindigkeiten nahe der Wasseroberfläche befindet.

Bedeutender ist der Einfluß der unter 2. erwähnten Elemente, die alles zylindrische Körper darstellen, denn ihre Gesamfläche beträgt bei festgemachten Segeln etwa 8 bis 10 vH der Gesamtsegelfläche bei Gaffelschonern und etwa 10 bis 12 vH bei Viermastbarken und Vollschiffen.

Wie die Widerstände der Schiffsanhängsel durch den Modellversuch nur angenähert ermittelt werden können, so ist es in gleicher Weise schwierig, den Takelagewiderstand durch den Modellversuch zu bestimmen, weil die Widerstandszahl von zylindrischen Körpern in hohem Maße abhängig ist von der

Reynoldsschen Zahl  $R = \frac{v \cdot d}{\nu}$ , wie überhaupt der Widerstand von Körpern mit abgerundeten Konturen, im Gegensatz zu Formen mit quer zur Strömungsrichtung scharfen Kanten, an denen die Ablösung unbedingt erfolgen muß.

In Abb. 219 sind die Ergebnisse eingehender Versuche mit zylindrischen Körpern zwischen den kleinsten und höchsten erreichbaren Kennwerten auf logarithmisch geteilten Koordinatenachsen dargestellt. Außer einem starken Anwachsen des Widerstandes bei kleinen Kennwerten zeigt sich ein plötzlicher Abfall bei einem „kritischen Kennwert“ von ungefähr  $R = 200\,000$ , wo der Widerstandsbeiwert von 1,2 für den unendlich langen Zylinder bzw. 0,8 für den Zylinder von endlicher Länge, auf 0,3, also den vierten bzw. dritten Teil des vorherigen Wertes sinkt. Angenähert erfüllt ist das quadratische Gesetz nur von  $R = 15\,000$  bis  $180\,000$ , während auch in dem überkritischen Bereich nicht mit Sicherheit eine konstante Widerstandszahl angenommen werden kann. Bemerkenswert ist, daß Zylinder endlicher Länge infolge der seitlichen Belüftung der Enden, die eine räumliche Strömung und Änderung der Druckverteilung bewirkt, geringere Widerstandsbeiwerte zeigen. Wirkliches Tauwerk stellt nun keine vollkommenen Zylinder dar<sup>1)</sup>. Auch wird fast alles Tauwerk bei Seglern nicht senkrecht von der Strömung angeblasen, sondern in einem Winkel zur Strömungsrichtung geneigt<sup>2)</sup>. Es dürfte jedoch nahezu unmöglich sein, alle diese

<sup>1)</sup> Croseck: a. a. O. S. 22f.; u. Bauermeister: Der Widerstand von Stahlseilen in Luft und Wasser. Schiffbau 1926, Nr. 12.

<sup>2)</sup> Siehe Eiffel: Neue Untersuchungen über den Luftwiderstand und den Flug, S. 96.

Einflüsse bei einem Segelschiff rechnerisch zu erfassen; andererseits zeigt sich aber auch, welche Schwierigkeiten bestehen, um genaue geometrische Ähnlichkeit bei einer Modellmessung zu erzielen. Im allgemeinen kann wohl gesagt werden, daß es günstiger ist, wenn die Drahtseile nicht genau und dicht hintereinander im Luftstrom liegen, besser wenige und dafür dickere als viele und dünnere Drahtseile zu verwenden, weil dann um so früher der Abfall des Widerstandsbeiwertes beim „kritischen Kennwert“ erreicht wird.

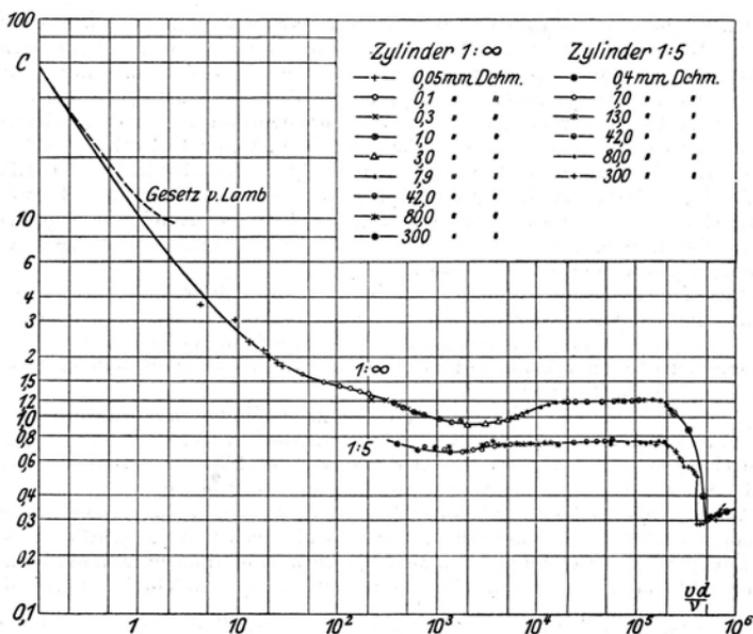


Abb. 219.

#### 4. Unterteilung der Segelfläche.

Die Wirkung der Unterteilung der Segelfläche äußert sich auf den einzelnen Kursen und je nach Art ihrer Anordnung ganz verschieden. Bei der üblichen Mastentfernung von Mehrmastern befindet man sich bei Fahrt vor dem Winde im Bereich des Druckminimums<sup>1)</sup>, so daß man erfahrungsgemäß auch die achteren Segel in diesem Falle aufzuziehen pflegt oder bei Schonern eine große Breitfock fährt, die außerdem wegen ihrer symmetrischen Lage zur Schiffsmittle kein luvendes Moment, wie die ausgefierten Gaffelsegel, ergibt. Infolge der Durchlüftung des Zwischenraumes durch die Lücken der Segel dürfte bei Raasegelschiffen die Druckabnahme geringer sein. Hinzu kommt noch, daß der wirksame d. h. scheinbare Wind, bei Fahrt vor dem Winde schwächer ist als der wahre Wind und die arithmetische Differenz zwischen letzterem und dem durch die Schiffsgeschwindigkeit erzeugten Gegenwind bildet.

Bei Fahrt mit halbem und raumem Winde dürften die verschiedenen Besegelungsformen von Gaffelschonern und Raaschiffen nahezu gleichwertig sein, abgesehen von dem Einfluß des Seitenverhältnisses und der größeren Wölbung der Raasegel, die letztere auf diesen Kursen dadurch günstiger stellen.

<sup>1)</sup> Siehe Eiffel: Neue Untersuchungen über den Luftwiderstand und den Flug S. 64.

Denn beide Segelsysteme bilden dann eine Mehrdeckeranordnung, ähnlich den Doppel- und Dreideckern des Flugzeugbaues. Nun sind zwar im Flugzeugbau bereits Formeln aufgestellt, nach denen der wichtigste Teil eines Tragwerkes, der induzierte Widerstand, berechnet werden kann, wenn die Auftriebsanteile der einzelnen Flügel bekannt sind. Jedoch ist bei diesen Rechnungen elliptische Auftriebsverteilung vorausgesetzt, die bei einem Segelsystem nicht mehr angenähert erreicht werden dürfte. Andererseits handelt es sich um geringe Anstellwinkel im Bereich der günstigsten Gleitzahlen. Aus Versuchen ist zu schließen, daß die gegenseitige Beeinflussung der Segel gering wird, wenn der Abstand der einzelnen Flächen mindestens gleich der Segeltiefe ist, wie es bei Fahrt mit halbem Winde der Fall, so daß hier, solange die Anstellwinkel noch nicht allzu groß werden, die günstigsten Verhältnisse liegen, während sich bei großen Anstellwinkeln und raumeren Kursen, die sich der Fahrt vor dem Winde nähern, die gegenseitige Überdeckung immer bemerkbarer macht.

Am Winde ist eine Überlegenheit von hochgetakelten Jachten über solche mit Gaffelsegeln getakelte und von Gaffelschonern über Raasegelschiffe festzustellen auf Grund der jeweils günstigeren Seitenverhältnisse. Außerdem kommt hier noch ein Phänomen zur Geltung, das zum ersten Male von Lachmann und Handley Page an Flugzeugtragflächen beobachtet und untersucht worden ist.

Bei Anstellwinkeln über  $15^\circ$  setzt ein Abreißen der Strömung und Wirbelbildungen ein, was den glatten Verlauf der Stromlinien an der Unterdruckseite zerstört und keine weitere Auftriebserhöhung ermöglicht. Dieses hängt damit zusammen, daß bei größeren Anstellwinkeln ähnlich wie bei zu raschen Erweiterungen in Rohrleitungen die Umsetzung der kinetischen Energie der beschleunigten Luft in Druck zu schnell erfolgt, so daß die durch Reibung geschwächte Grenzschichtenströmung an der Leeseite nicht mehr in die von der allgemeinen Potentialbewegung bestimmten Gebiete erhöhten Druckes einzutreten und der Leeseite des Segels zu folgen vermag, sondern sich in wirbelnder Bewegung ablöst.

Durch eine vorgesetzte kleine Fläche oder Anordnung eines oder mehrerer Spalte in der Fläche quer zur Windrichtung ist es möglich, diese Ablösung der Strömung auf der Saugseite zu verhindern. Durch die düsenartigen Schlitzte strömt Luft von der Luv- nach der Leeseite mit großer Geschwindigkeit unter gleichmäßiger Beschleunigung über und spült bei richtiger Formgebung und Anordnung der Schlitzte die sich bildenden Wirbel fort, so daß die Strömung bis zu Anstellwinkeln über  $40^\circ$  hinaus sich der Saugseite weiterhin anlegt und sehr hohe  $c_a$ -Werte erreichen läßt<sup>1)</sup>.

Diese eigenartige Erscheinung ist im Segelschiffbau längst verwertet, indem durch Anordnung einer Fock vor dem Großsegel ein Spaltflügel geschaffen wird, der bei richtiger Wahl der Entfernung des Vorlieks der Fock vom Mast und bei genügender Überlappung solche Sloop-getakelten Fahrzeuge den Cat-getakelten durchaus überlegen macht.

## E. Entwicklungsmöglichkeiten.

### 1. Profissegel.

Mit der Anwendung des Spaltflügelprinzips im Segelschiffbau, d. h. der Schaffung von „Hochdruck-Triebflächen“, wie es in der modernen Focktakelung durch richtige Kombination von Fock- und Großsegel am vollkommensten verwirklicht wird, ist ein Höhepunkt in der Entwicklung des Segelschiffbaues erreicht, der bei Beibehaltung von Leinwandflächen kaum noch überschritten

<sup>1)</sup> Vgl. Betz: Die Wirkungsweise von unterteilten Flügelprofilen. Berichte und Abhandlungen der WGL, Heft 6, Januar 1922.

werden dürfte. Die Überlegung, ob es nicht Formen gibt, die evtl. noch bessere Resultate ergeben könnten, führt an Hand der Entwicklung des Flugzeugbaues von den verhältnismäßig schwach gewölbten, dünnen und verspannten Tragflächenprofilen zu den heute üblichen, dicken und freitragenden Flächen. Theorie und systematische Versuche ergeben hier, daß Flügel verhältnismäßiger Dicke mit gut ausgebildeter, abgerundeter Vorderkante sehr hohe Auftriebswerte erzielen, ohne deshalb eine erhebliche Verschlechterung der Widerstandsverhältnisse zu ergeben. Bei dicken, einseitig gewölbten Flügelprofilen tritt die durch die Wirbelbildung von der Grenzschicht aus hervorgerufene Ablösung des Luftstromes erst bei höheren Anstellwinkeln ein, als es bei dünnen oder gar kantigen Profilen der Fall ist, und bewirkt damit eine Erhöhung der Auftriebsbeiwerte. Wenn diese auch mit stark gewölbten Segelflächen erzielt werden könnten, sofern man mit Leinwandflächen die entsprechende Wölbung erreicht, was bei kleinen Einfallswinkeln am Winde aber nicht möglich ist, so zeigen demgegenüber diese dicken Flügelprofile einen erheblich geringeren Profilwiderstand, was sich vor allem in der Am-Wind-Fahrt geltend macht.

Da die Auftriebskräfte an einer Fläche aus der Differenz der Druckkräfte der an der Leeseite beschleunigten und an der Luvseite verzögerten Luft bestehen, somit also verschiedene Gesichtspunkte für Luv- und Leeseite hinsichtlich der Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck maßgebend sind, erscheint es geboten, für den Verlauf der Form an beiden Seiten verschiedene Kurven zu verwenden.

Dem steht entgegen, daß Segelflächen nach Steuerbord und Backbord gleich gut wirken müssen. Den Ausgangspunkt haben also auf jeden Fall symmetrische Profile zu bilden, die jedoch nur etwa  $\frac{2}{3}$  der Auftriebskräfte einseitig gewölbter Flächen erreichen können. Durch Verwendung von Flugzeug-Leitwerken ähnlichen Formen (s. Abb. 192a u. b) erhält man durch Verstellung des Schwanzendes angenähert Formen und Auftriebsbeiwerte einseitig gewölbter Flächen von etwa 120 bis 140.

## 2. Der rotierende Zylinder als Segel.

Das unter dem Namen „Magnus-Effekt“<sup>1)</sup> bekannte Phänomen des rotierenden Zylinders besteht darin, daß es möglich ist, mit relativ zur strömenden Luft umlaufenden Körpern außer der Widerstandskraft in Luftströmung eine Auftriebskraft senkrecht dazu zu erzielen, die immer nach der Seite gerichtet ist, wo die Umfangsgeschwindigkeit mit der Windrichtung gleichgerichtet ist, die Relativgeschwindigkeit zwischen der umlaufenden Oberfläche und dem strömenden Medium also am geringsten wird.

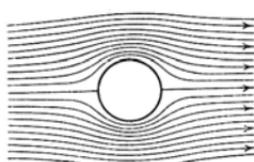


Abb. 220.

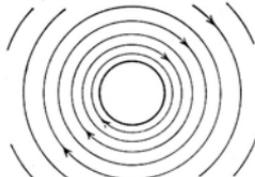


Abb. 221.

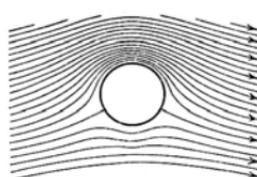


Abb. 222.

Bekannt waren ähnliche Erscheinungen bei Geschoßablenkungen der Artillerie und der gekrümmten Flugbahn „geschnittener“ Tennisbälle.

In der idealen reibungslosen Flüssigkeit kann man sich das Entstehen des Auftriebes nun so entstanden denken, daß man die mit Auftrieb verbundene Strömung aus zwei auftriebslosen Bewegungen zusammensetzt, aus einer reinen Translationsbewegung (Abb. 220) mit der Geschwindigkeit  $v$

<sup>1)</sup> Die ersten Versuche wurden von Magnus im Jahre 1853 ausgeführt.

im Unendlichen und einer Zirkulationsströmung (Abb. 221), die beide als theoretische Potentialströmungen möglich sind. Durch Übereinanderlagerung beider, d. h. vektorische Zusammensetzung der Geschwindigkeiten in jedem Punkte erhält man wieder eine Potentialströmung (Abb. 222), die infolge der Geschwindigkeitsunterschiede auf Ober- und Unterseite und der sich aus den Beziehungen der Bernoullischen Gleichung zwischen Geschwindigkeit und Druck ergebenden Druckunterschiede unsymmetrisch, also mit Auftrieb verbunden ist. Über die Größe des Auftriebes, der bei einer bestimmten Drehzahl zu erwarten ist, läßt sich auf Grund der Theorie bis jetzt nichts Bestimmtes aussagen, da die mathematische Verfolgung der Ablösungsvorgänge, wie sie die Prandtl'sche Grenzschichtentheorie [s. Abb. 223 bis 226<sup>1)</sup>] qualitativ schildert, außerordentlich schwierig ist.



Abb. 223.

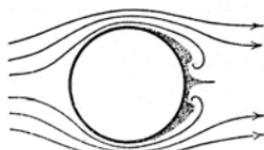


Abb. 224.



Abb. 225.

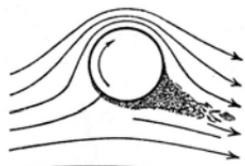


Abb. 226.

Prandtl erklärte das Phänomen damit, daß wegen der auf der Saugseite herrschenden großen Unterdrücke die seitlich neben den Zylinderenden befindliche Luft von gewöhnlichem Druck in das Unterdruckgebiet hineingezogen wird und hierbei an den Enden das Zustandekommen des Magnuseffektes dadurch stört, daß die angesaugte Luft eine ähnliche Wirkung ausübt wie eine dicke Grenzschicht. Aus diesem Grunde machte Prandtl den Vorschlag, an den seitlichen Rändern mitrotierende Endscheiben anzubringen, die größer sind als der Durchmesser und die Störungen des Magnuseffektes durch seitliches Einströmen an den Enden verhindern. Das Ergebnis eines solchen Versuches mit einer Walze und mitrotierenden Endscheiben bestätigte die Prandtl'schen Überlegungen, indem Auftriebswerte  $c_a = 9$  ( $c_r = 11$ ), die den theoretisch möglichen sehr nahe liegen, erreicht wurden<sup>2)</sup>.

Die Störungen des seitlichen Umströmens der Walzenenden (s. d. Seitenverhältnis beim Segeln S. 260) treten umso mehr in die Erscheinung, je kürzer im Vergleich zum Durchmesser der Zylinder ist, während bei sehr langen Walzen die Endscheiben relativ kleiner werden können.

Die ersten quantitativen Modellmessungen von Lafay im Jahre 1912 und von Wieselsberger bzw. Ackeret einige Jahre später ergaben als höchsten Auftriebsbeiwert nur  $c_a = 4$ , der von dem theoretisch möglichen ( $c_R = 4\pi$ ) noch sehr entfernt war.

Flettner<sup>3)</sup>, der von den Prandtl'schen Versuchen erfuhr, gebührt das Verdienst, trotz der zunächst unüberwindlich scheinenden

<sup>1)</sup> Nach Strömungsaufnahmen von Prandtl und von Rubach: Über die Entstehung und Fortbewegung des Wirbelpaares hinter zylindrischen Körpern. Forschungsheft Z. V. d. I. Nr. 185. — Über die Begriffe „Drehung“ und „Wirbel“ vgl. Betz: Wirbel und im Zusammenhang damit stehende Begriffe der Hydrodynamik. Z. Flugtechn. u. Motorluftschiffahrt 1921, S. 193; ferner Betz: Der Magnuseffekt, die Grundlage der Flettnerwalze. Z. V. d. I. 3 I. 1925.

<sup>2)</sup> Stark gewölbte Segel und gute Profile erreichen nur  $c_a = 1,2$  bis 1,4. Spaltflügel bis  $c_a = 2$ .

<sup>3)</sup> Flettner: Die Anwendung der Erkenntnisse der Aerodynamik auf den Windantrieb von Schiffen. Schiffbau. Ges. 1924/25, S. 231.

technischen Schwierigkeiten das Magnus-Problem für die Begegnung von Schiffen nutzbar gemacht zu haben.

Die Kraftwirkung des Rotors ist genau wie beim Segel außer von seiner Fläche (Höhe  $\times$  Durchmesser), der Dichte des Mediums und dem Quadrate der Windgeschwindigkeit im wesentlichen abhängig von dem Verhältnis  $u/v$ , das hier die Rolle des Anstellwinkels ersetzt ( $u$  = Umfangsgeschwindigkeit,  $v$  = Windgeschwindigkeit). Das erreichbare Auftriebsmaximum liegt etwa bei  $u : v = 3$  bis 4, während bei einer Steigerung über dieses Verhältnis hinaus keine weitere Drucksteigerung mehr zu erzielen ist. Aus der Widerstandszahl 0,7 von Modellergebnissen für den stillstehenden Zylinder geht hervor, daß diese bei unterkritischen Kennwerten stattfanden. Einem bei großen Ausführungen zu erwartenden Widerstandsbeiwert von etwa 0,3 entspricht das Kurseck Abb. 227. Aus diesem ist ersichtlich, daß bei Fahrt auf etwa IV Str. zum scheinbaren Winde das günstigste Verhältnis von  $u/v$  ungefähr bei 2,7 liegt, eine Steigerung darüber hinaus auf diesem Kurse keinen Zweck hat, weil nur die krängende Komponente

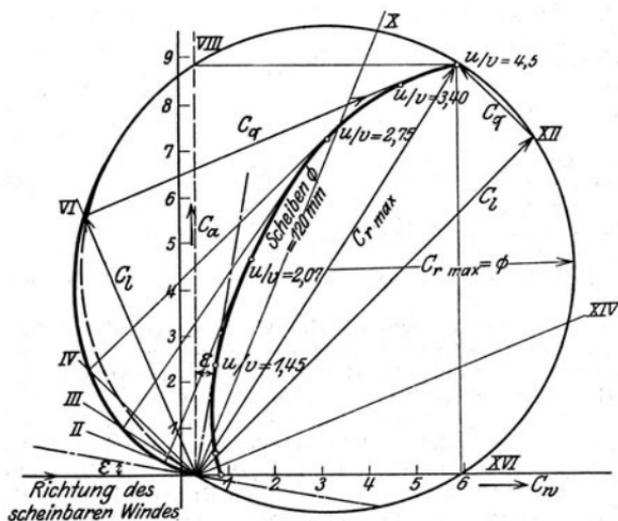


Abb. 227.

vergrößert wird, ohne die Vortriebskomponente zu steigern. Jedoch schon von VIII Str. ab ist es richtig, mit der höchsten Drehzahl zu fahren, während die günstigsten Kurse raumschots liegen, wo die mit den hohen Auftriebswerten verbundenen hohen induzierten Widerstände nicht mehr als rückgerichtete Komponenten wirken. Vor dem Winde sinkt der Vortriebsbeiwert bis auf 6 und ergibt gleichzeitig die merkwürdige Tatsache einer Krängung nach Luv oder Lee, entsprechend der jeweiligen Drehrichtung, und auch raumschots ist die merkwürdige Erscheinung zu beobachten, daß entgegen der beim Segelschiff stets nach Lee gerichteten Querkomponente eine solche nach Luv krängende auftritt.

Die Sturmsicherheit fester Segelflächen ist ebenfalls durch den rotierenden Zylinder mit einem Schlage gelöst, da außer der großen Reduzierungsmöglichkeit der Flächenausmaße durch die erzielten großen Kräfte die in Abschnitt D. 3. (S. 269) erörterte Erscheinung hinzukommt, daß bei hohen Reynoldsschen Zahlen nach Überschreitung eines kritischen Kennwertes der Widerstandsbeiwert auf  $\frac{1}{3}$  seines sonstigen Wertes sinkt. Da die Rotorfläche nur etwa 8 bis 10 vH der sonstigen Segelfläche zu betragen braucht, dürfte der Widerstand eines Rotorschiffes bei Sturm mit stillstehenden Zylindern nur etwa  $\frac{1}{3}$  des Takelagewiderstandes eines gleich großen Segelschiffes betragen.

Ein weiterer Vorteil ist die Möglichkeit, auch sehr starke Winde auszunutzen, weil man bei drohendem Unwetter nicht stundenlang vorher die Segel zu bergen braucht, sondern durch einfache Verminderung der Drehzahl der elektrisch angetriebenen Rotoren im Augenblick „refren“ und den Druck der jeweiligen Antriebskraft anpassen kann. Außerdem kann man die höchste Drehzahl so festlegen, daß das günstigste Verhältnis  $u/v = 3$  bis  $4$ , über welches hinaus eine Kraftsteigerung nicht mehr erzielt wird, bei einer Windgeschwindigkeit liegt, die nur eine größte Querkraft und Krängung erzeugt, die mit der Stabilität des Schiffes noch vereinbar ist. Bei konstanter maximaler Drehzahl sinkt nämlich mit zunehmender Windgeschwindigkeit automatisch der Wert  $u/v$ , und es ergibt sich keine weitere Kraftsteigerung (Abb. 228), so daß auch bei starkem Winde die Rotoren in Tätigkeit bleiben können. Aus diesem Grunde gehen auch starke Böen fast spurlos vorüber.

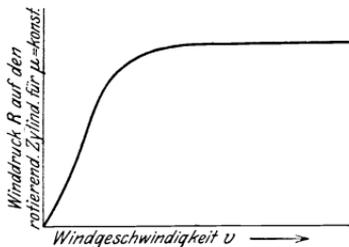


Abb. 228.

Es sei noch erwähnt, daß die Anordnung zweier oder mehrerer Rotoren einem Rotorschiff eine außerordentliche Manövrierfähigkeit gibt, die es gestattet, mit gegenläufig drehenden Rotoren solch ein Fahrzeug fast auf der Stelle gegen die See durch den Wind zu drehen. Wende- und Halsemanöver werden durch entsprechende Umkehrung der Drehrichtung der Rotoren ausgeführt. Schließlich ist es sogar möglich, bei umgekehrter Drehrichtung beider Rotoren rückwärts zu segeln.

## F. Theorie des Segelns.

### 1. Geschwindigkeit und Richtung des Windes.

Hinsichtlich der Windrichtung unterscheidet man beim segelnden Schiff: Segeln vor dem Winde, wenn der Wind von achtern kommt und genau (oder fast genau) mit der Längsrichtung des Schiffes zusammenfällt; Segeln mit raumem Winde, wenn der Wind mehr querein (dwars) kommt, Backstagswind, d. h. wenn der Wind zwischen VIII bis XVI Strich zum Schiffe weht; Wind querein, halber Wind oder Dwarswind, wenn der Wind genau unter VIII Str. einfällt; Segeln am Wind oder beim Wind, wenn der Wind vorlicher als  $90^\circ$  zum Schiffe weht. Man rechnet beim Segeln üblicherweise nach Strichen, wobei  $90^\circ$  gleich VIII Str. gesetzt werden. Hat ein vor dem Winde segelndes Schiff die Geschwindigkeit  $V$ , der wahre Wind eine solche von  $w$ , so hat der auf dem Schiffe gefühlte wirksame, scheinbare oder relative Wind  $v$  die Geschwindigkeit  $w - V$ , also genau die arithmetische Differenz aus der wahren Windgeschwindigkeit und dem durch die Fahrt des Schiffes erzeugten Gegenwind.

Für den Druck des Windes auf die Segelfläche maßgebend ist dabei die relative oder scheinbare Windgeschwindigkeit, die auf dem Schiffe gefühlt wird. Läge das Schiff mit gesetzten Segeln vor Anker oder würde es durch Aufgrundaufen plötzlich in seiner Fahrt gehemmt, so würde, weil alsdann  $V$  gleich  $0$  ist, die wirksame Windgeschwindigkeit gleich der wahren  $w$  sein. Würde dagegen die Windgeschwindigkeit plötzlich in einer Bö um  $w_1$  vergrößert, so ergäbe sich eine wirksame relative Windgeschwindigkeit von  $w + w_1 - V$ .

Auf sämtlichen anderen Kursen, wo die Windrichtung einen Winkel mit der Fahrtrichtung bildet, ergibt sich der scheinbare Wind durch geometrische Addition im Geschwindigkeitsdreieck als die Resultierende aus dem Vektor der wahren Windgeschwindigkeit  $w$  und dem Fahrvektor  $V$ , wobei letzterer als scheinbarer Gegenwind in Fahrtrichtung angenommen werden muß. Für ein

mit gleichmäßiger Geschwindigkeit auf sämtlichen Kursen fahrendes Schiff ergäben sich so für IV, VIII, XII Str. die Geschwindigkeitsdreiecke der Abb. 229. Hier stellt man die zunächst befremdende Erscheinung fest, daß der scheinbare Wind am Winde größer wird als der wahre und je nach dem Verhältnis der Fahrtgeschwindigkeit zur wahren Windgeschwindigkeit um einen mehr oder weniger großen Betrag abgelenkt vorlicher weht als dieser. Je raumer der

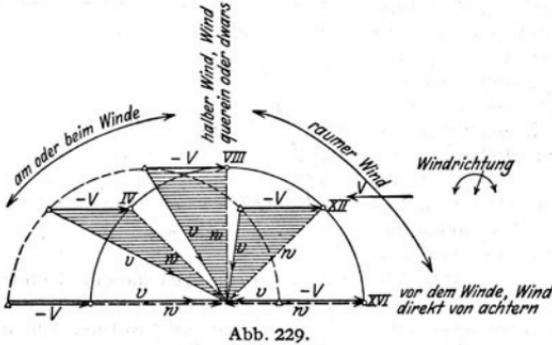


Abb. 229.

Wind weht, desto kleiner wird die Geschwindigkeit des immer jedoch noch vorlicher einfallenden scheinbaren Windes, um vor dem Winde auf die arithmetische Differenz zu sinken. Für ein direkt gegen den Wind fahrendes, maschinengetriebenes Fahrzeug würde in diesem Falle die scheinbare Windgeschwindigkeit sich naturgemäß auf  $w + V$  erhöhen. Ein Wechsel in Richtung und Stärke des wahren Windes bewirkt also auch Veränderungen der Stärke und Richtung des scheinbaren Windes. Je größer jedoch die Schiffsgeschwindigkeit im Verhältnis zur Windgeschwindigkeit ist, je mehr sich also die Gleichmäßigkeit ersterer bei der Bildung des scheinbaren Windes auswirkt, um so geringer ist die Wirkung der Unstetigkeit des wahren Windes auf den letzteren. Mit wachsender Fahrtgeschwindigkeit wird der scheinbare Wind also immer

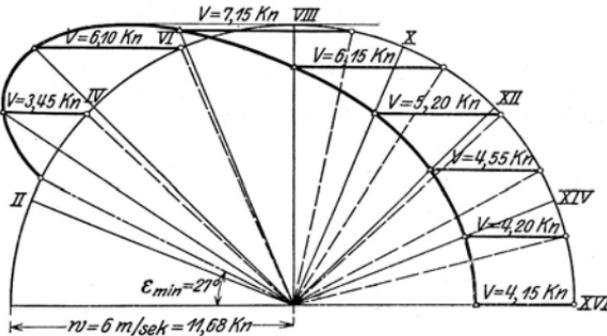


Abb. 230.

gleichmäßiger. Einmal diese veränderliche Größe der wirksamen, d. h. scheinbaren Windgeschwindigkeit und dann die Verschiedenheit der sich ergebenden Vortriebskomponenten in Fahrtrichtung bewirken eine Änderung der Schiffsgeschwindigkeit auf den einzelnen Kursen, so daß der Verlauf der Geschwindigkeitsdreiecke für ein Segelschiff etwa wie in Abb. 230 sich ergibt. Ein Segelschiff kann außerdem nicht direkt gegen den Wind fahren, sondern aus dem Crosecckchen Kurseck ergibt sich ein Grenzwinkel  $\varepsilon$ , von dem ab überhaupt erst eine Vortriebskomponente in Fahrtrichtung möglich ist. Es muß also immer in einem gewissen Winkel, der je nach Takelungsart IV bis VI Str. beträgt, gegen den Wind „kreuzen“. Die Ablenkung des scheinbaren Windes beträgt in dem errechneten Beispiel der Abb. 230 auf einem Kurse von IV Str. zwischen

Bewegungs- und wahrer Windrichtung etwa  $10^\circ$ , also nicht ganz I Str., während sie bei VI Str. auf  $23^\circ$ , bei VII Str. auf  $32^\circ$  steigt, um ein Maximum der Ablenkung mit  $35^\circ$  auf etwa IX  $\frac{1}{2}$  Str. zu erreichen. Von hier ab sinkt sie dann wieder bis auf  $0^\circ$  vor dem Winde (Abb. 231). Bei  $27^\circ$ , wo  $c_1$  und  $V = 0$  sind, wenn davon

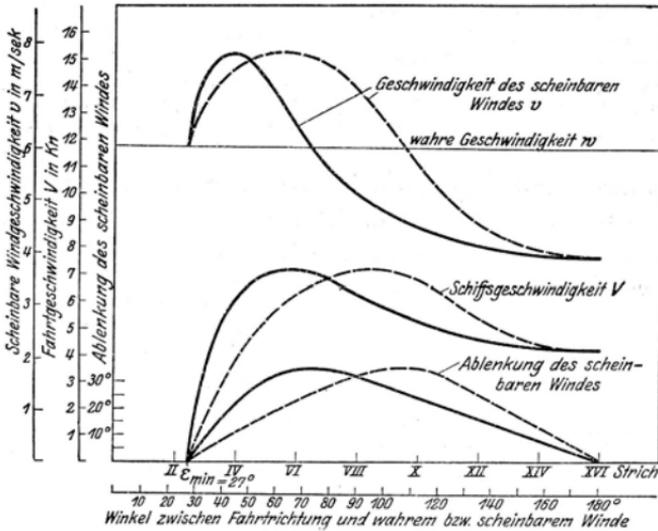


Abb. 231.

abgesehen wird, daß in diesem Falle das Schiff querab treibt, ist die scheinbare Windgeschwindigkeit gleich der wahren und wächst von hier ab bis zu einem Maximum von  $7,75$  m/sek auf etwa  $V\frac{1}{2}$  Str., d. h. die Geschwindigkeit des scheinbaren Windes ist um  $34$  vH, der Druck also um  $69$  vH größer als der des wahren Windes. Gleichheit der Windgeschwindigkeiten wird auf etwa IX Str. erreicht, während die arithmetische Differenz von wahrer Windgeschwindigkeit und Fahrtwind vor dem Winde nur  $3,85$  m pro sek beträgt, d. h.  $36$  vH weniger als die Stärke des wahren Windes.

Einmal das Anwachsen der scheinbaren Windgeschwindigkeit am Winde und dann der Verlauf der quergerichteten Winddruckkomponenten, der sich ebenfalls aus dem Kurseck ergibt und zugleich mit der scheinbaren Windgeschwindigkeit die größten Werte erreicht, bewirken die große krängende Wirkung beim Kreuzen, so daß man auf diesen Kursen weit weniger Segelfläche setzen kann als auf raumeren Richtungen, wo die Resultierende der Luftkräfte sich mehr der Fahrtrichtung nähert.

Die Schiffsgeschwindigkeit, die von dem theoretischen Grenzwinkel  $\epsilon$  anwachsend auf IV Str. bereits  $3,8$  Knoten beträgt, erreicht ihr Maximum auf etwa

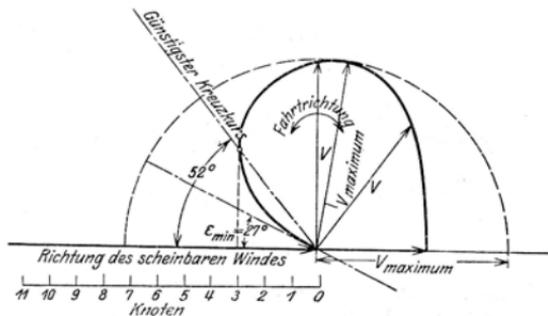


Abb. 232.

IX Str. mit rund 7,1 Knoten, während sie vor dem Winde wieder bis auf 4,15 Knoten abfällt. Die Auftragung der erzielten Schiffsgeschwindigkeiten als Vektoren in einem Polardiagramm (Abb. 232) ermöglicht es, den günstigsten Kreuzkurs festzustellen. Wenn wir annehmen, daß der wahre Wind von links nach rechts weht, so ergibt eine Tangente senkrecht zu dieser Richtung an das Polardiagramm mit  $52^\circ$  aus dem zugehörigen Fahrtvektor die denkbar größte Komponente parallel der Windrichtung. Unter diesem Winkel muß also gekreuzt werden, um am schnellsten gegen den Wind voran zu kommen. Es hat also keinen Zweck, wenn nicht, wie in engen Fahrtrinnen, wo erhebliche Zeitverluste durch allzu oft es Wenden entstehen, unter einem geringeren Winkel zu kreuzen, selbst wenn man das Ziel unter kleinerem Winkel direkt anliegen könnte.

## 2. Gleichgewichtsbedingungen für das Segelfahrzeug in der Bewegung.

### a) Angriffspunkt des Winddruckes und Wasserwiderstandes.

Im sogenannten Druckschwerpunkt können wir uns die Resultierende aller an den Segeln, Masten, Tauwerk und dem Überwasserschiff angreifenden Luftkräfte vereinigt denken. Dieser entgegen wirkt nun die Mittelkraft des gesamten Wasserwiderstandes, dessen eigentlicher Angriffspunkt theoretisch nicht bestimmbar ist und bisher allgemein im Lateral-schwerpunkt der seitlichen Unterwasserprojektion des Schiffskörpers angenommen wurde.

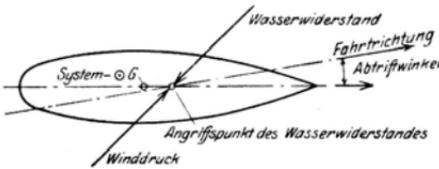


Abb. 233.

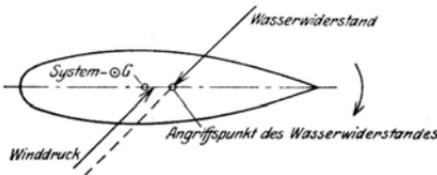


Abb. 234.

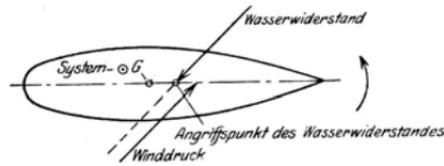


Abb. 235.

Es soll nun beim Segeln die Richtung der Luftkräfte möglichst in derselben senkrechten Ebene wie der Angriffspunkt des Wasserwiderstandes liegen (Abb. 233), denn im Falle er hinter diesem liegt, entsteht ein Kräftepaar, welches das Schiff in den Wind dreht, es „luggierig“ macht (Abb. 234). Liegt er davor, der schlimmere Fehler, so wird das Schiff „leegierig“ und fällt, ohne Zuhilfenahme des Ruders, vom Winde ab (Abb. 235).

Unter der Wirkung der im allgemeinen nicht in die Bewegungsrichtung fallenden Luftkraft bewegt sich das Schiff in

einem Winkel von etwa 8 bis  $12^\circ$ , dem sogenannten „Abtrifftwinkel“, der vergleichbar ist dem Anstellwinkel einer Flugzeugtragfläche, in schräger Richtung durch das Wasser.

Ähnlich wie dort bildet die unter einem geringen Winkel auf die Schiffswände auftreffende Wasserströmung um den ganzen Unterwasserschiffkörper ein Strömungsfeld, wobei ebenfalls durch Druckdifferenzen auf beiden Seiten eine Kraft senkrecht zur Bewegungsrichtung, der sogenannte „Seitenwiderstand“, entsteht (analog der Auftriebskraft im Segel), der sich mit einer Widerstandskraft in der Bewegungsrichtung zu einer resultierenden Wasserkraft zusammensetzt. An sich sind die Verhältnisse im Wasser und in der Luft nur quantitativ verschieden.

Es läßt sich jedoch theoretisch nicht eindeutig sagen, welche Strömungserscheinungen beim Schiffskörper, der sich an der Grenze zweier Medien bewegt, auftreten, wie Unterdruck und Überdruck sich ausbilden, wie der Seegang wirkt. Auf jeden Fall ist der verhältnismäßig runde Schiffskörper mit seiner kurzen Anstromfläche und verhältnismäßig großen Ausdehnung in der Strömungsrichtung nach den Darlegungen über die Wirkung des Seitenverhältnisses denkbar ungünstig in bezug auf die Erzeugung großer Seitenkräfte und ebenfalls schlecht rücksichtlich der Widerstandsverhältnisse. Die Druckdifferenzen zwischen Backbord und Steuerbord gleichen sich hier außer an den Enden im Gegensatz zu einer Flugzeugtragfläche oder Segel mit großem Seitenverhältnis auch durch eine Umströmung unter dem Kiel des Schiffes aus.

Bei dem großen Unterschied der Dichten zwischen Wasser und Luft würden für die seitliche Abstützung im Wasser relativ kleine Flächen genügen. Ein langer Kiel ist hierfür verhältnismäßig ungünstig. Die Verwendung schwertartiger Formen, ähnlich wie bei Jollen, die man zur Erhöhung ihrer Wirksamkeit einseitig wölbbar, profiliert oder drehbar anordnen könnte, wäre weit wirksamer. Weil außerdem diese Flächen mög-

lichst schmal und tief sein sollen, hierdurch jedoch die krängende Wirkung gesteigert würde, käme eine Unterteilung in mehrere kleinere und kürzere Flächen von gleichem Seitenverhältnis in Frage.

Die Bedingung des Kräftegleichgewichts, daß die Kräfte in zwei zueinander senkrechten Richtungen und die Drehmomente ausgeglichen sind, läßt sich im allgemeinen nicht erfüllen, sondern es bleibt immer noch ein Moment übrig, das durch eine entsprechende Ruderkraft  $p$  ausgeglichen werden muß (Abb. 236).

Bei Gaffeltakelung ergibt sich ein zusätzliches Moment in dem Maße, wie das Segel ausgefiert wird, während bei den symmetrisch zur Kiellinie angeordneten Raasegeln die Verhältnisse günstiger liegen. Ferner wandert bei Krängung der Segelschwerpunkt nach Lee und ergibt dadurch eine Vergrößerung des in den Wind drehenden anluvenden Momentes. Wenn auch an sich ein Segelschiff, welches auf geradem Kurs am wenigsten Ruderwirkung braucht, das beste Segelnde ist, so ist doch zur Erleichterung des Wendens und aus Sicherheitsgründen eine gewisse Luvgerigkeit durchaus erwünscht.

Eine genaue theoretische Berechnung von Segelschwerpunkt und Wasserwiderstandspunkt und -richtung ist nicht möglich, es haben sich deshalb gewisse Erfahrungswerte herausgebildet, nach denen man die reinen Flächenschwerpunkte von Segelfläche und Lateralplan in eine bestimmte Lage zueinander bringt. Da scheinbar eine gewisse Wanderung der Wasserkraft bei Fahrt nach vorne eintritt, wird zur Kompensation der eben angedeuteten zusätzlichen Momente der Flächenschwerpunkt der Segel im Entwurf vor den Lateralschwerpunkt gelegt. Nach Middendorf soll die Entfernung des Segelschwerpunktes vor dem Schwerpunkt des Längenplanes betragen:

Für Raaschiffe und Schoner mit Raasegeln: 0,055 bis 0,08  $L$ , im Mittel 0,0675  $L$ ; für Gaffelschoner: 0,011 bis 0,067  $L$ , im Mittel 0,039  $L$ .

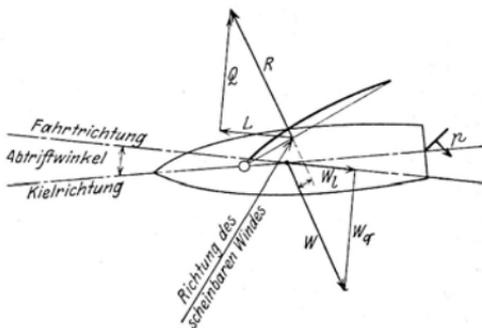


Abb. 236.

Vor dem Formschwerpunkt soll der Segelschwerpunkt liegen:

bei Vollschiffen und Barken . . . . .	0,040 bis 0,031 <i>L</i> ,
„ Briggs . . . . .	0,033 „ 0,025 <i>L</i> ,
„ Schonern . . . . .	0,022 „ 0,020 <i>L</i> .

Als gutes Verhältnis gilt, wenn das Gesamtmoment der Vordersegel zum Gesamtmoment der Hintersegel, beide auf die Mitte der oberen Wasserlinie bezogen, sich verhält:

für scharfe Schiffe . . . . .	wie 1 : 0,72 bis 0,78,
„ kurze, breite Schiffe . . . . .	„ 1 : 0,76 „ 0,82,
„ Schoner mit Raasegeln, je nach größerer oder geringerer Steuer- lastigkeit . . . . .	„ 1 : 0,82 „ 0,92.

Bei den vorliegenden Ausführungen ist allgemein von der Annahme ausgegangen, daß eine gleichmäßige Verteilung des Winddruckes über die Segelfläche stattfindet. Da sich, besonders bei größeren Schiffen, die meisten Segel in ziemlicher Höhe über Wasser befinden, wo eine Zunahme der Windgeschwindigkeit nach oben hin nicht mehr so stark stattfindet wie dicht über dem Wasser, und da es sich meist um Vergleichsrechnungen handelt, ist diese vereinfachende Annahme gerechtfertigt. In besonderen Fällen, wo auf Genauigkeit der Untersuchung Wert gelegt wird, z. B. bei Segeljachten, muß die Zunahme des Winddruckes mit der Höhe über der Wasseroberfläche berücksichtigt werden. Für Segler kommt dabei noch besonders in Frage, daß bei größeren Neigungen die ganzen Segel in einen Bereich kommen, wo kleinere Windgeschwindigkeiten sind, die Winddruckmomentenkurven also schneller fallen als nach der vereinfachten Annahme.

#### b) Einfluß der Lage des Gewichtsschwerpunktes und Formschwerpunktes auf das Segeln.

Die Lage des Gewichtsschwerpunktes und des Formschwerpunktes des Schiffes hat während des Segelns auf geradem Kurs keinen oder nur sehr geringen Einfluß auf die Segelfähigkeit des Schiffes. Sie kommt — abgesehen von ihren Beziehungen zur Stabilität des Schiffes — allenfalls beim Wenden in Betracht, und zwar besonders bei Schiffen mit Gaffelsegeln, weil sich in dem Gewichtsschwerpunkt die lebendige Kraft des Schiffes vereinigt denken läßt; dieser wird daher bei verminderter Fahrtgeschwindigkeit des Schiffes, falls er hinter dem Angriffspunkt des Seitenwiderstandes liegt, die Wendung beschleunigen, besonders, wenn hierbei die Schoten der Gaffelsegel angeholt werden und der hierdurch weiter nach hinten fallende Segelschwerpunkt die Drehung unterstützt.

Auf vorstehende Betrachtungen stützen sich die auf der nächsten Seite oben angegebenen Mittel zur Änderung der Segeleigenschaften eines Schiffes.

Unter diesen Änderungen geeignete Wahl zu treffen, ist Sache des Schiffbauers und des Schiffsführers.

Die Notwendigkeit, die Schiffe auf der von dem Schiffskonstrukteur angegebenen Wasserlinie zu segeln, kann aber der Beachtung der Schiffsführer nie genug eingepreßt werden. Allzu große Steuerlastigkeit beeinflußt die Segeleigenschaften in ungünstigster Weise, indem sie den Angriffspunkt des Seitenwiderstandes nach hinten verlegt und dadurch das Schiff leegierig macht.

Als einfaches Mittel, bei der Befrachtung die Steuerlastigkeit oder Schlagseite des Schiffes zu erkennen, um danach den für die Segeleigenschaften günstigen Trimm zu erhalten, empfiehlt es sich, an je einem Längs- und Querschott der Kajüte oder des Kartenhauses eine gedämpfte Wasserwaage anzubringen.

Mittel zur Änderung der Segeleigenschaften eines Schiffes.

Das Schiff ist zu luvgerig	Das Schiff ist zu leegigerig
<p>1. Änderung der Segel</p> <p>a) Vergrößern der Vorsegel b) Verkleinern der Achtersegel c) Verbindung von a) und b)</p> <p>2. Änderung der Maststellung</p> <p>a) Verschieben eines oder aller Masten nach vorn b) Verringern des Falles der Masten</p> <p>3. Änderung der Steuerlastigkeit</p> <p>Legen von Ballast oder Umstauen von Gewichten nach hinten = Vergrößern der Steuerlastigkeit</p> <p>4. Änderungen am Schiffskörper</p> <p>Vergrößern des Totholzes am Hinterschiff durch Aufklotzen leichter Hölzer</p>	<p>1. Änderung der Segel</p> <p>a) Verkleinern der Vorsegel b) Vergrößern der Achtersegel c) Verbindung von a) und b)</p> <p>2. Änderung der Maststellung</p> <p>a) Verschieben eines oder aller Masten nach hinten b) Vergrößern des Falles der Masten</p> <p>3. Änderung der Steuerlastigkeit</p> <p>Legen von Ballast oder Umstauen von Gewichten nach vorn = Verkleinern der Steuerlastigkeit</p> <p>4. Änderungen am Schiffskörper</p> <p>Meist nicht ausführbar</p>

c) Segelfläche und Stabilität.

Die Segelfläche wird meist nach einem bereits vorhandenen, bewährten Schiff von ähnlichen Formen gewählt. Man macht sie zwar im allgemeinen möglichst groß, jedoch ist ein Übermaß infolge der dadurch vergrößerten Neigung des Schiffes, die einen höheren Widerstand gegen Fortbewegung und eine ungünstigere Ausnutzung des Winddruckes verursacht, von Nachteil.

Die Größe der Segelfläche kann überschläglich auf folgende Arten bestimmt werden:

a) Nach der Fläche der Oberwasserlinie  $W$ :

Für Vollschiffe und Barken $S = 3$ bis $4 W$ ,	Kutter . . . $S = 3$ bis $3,5 W$ ,
„ Briggs . . . . . $S = 3,5$ „ $3,75 W$ ,	Jachten . . . $S = 3,5$ „ $5,5 W$ ,
„ Schoner . . . . . $S = 3,6$ „ $5,0 W$ ,	offene Boote $S = 2,0$ „ $4,0 W$ .

b) Nach der Fläche des eingetauchten Hauptspantes:

Für Viermastbarken . . . $S = 30$ bis $32 \text{ } \text{X}$ ,	Schoner . . . $S = 50$ bis $65 \text{ } \text{X}$ ,
Vollschiffe . . . . . $S = 27$ „	Jachten . . . $S =$ „ $100$ „
Barken . . . . . $S = 25$ „	Dampfschiffe $S = 12$ „ $25$ „
Briggs . . . . . $S = 50$ „ $60$ „	

c) Nach dem eingetauchten Längenplan  $E$ .

Nach Scott Russell  $S$  wenigstens  $= 6 \times E$ .

d) Nach der benetzten Oberfläche  $\Omega$  oder dem Werte  $D^{2/3}$ .

Dies beruht auf der durch Versuche von Froude bestätigten Tatsache, daß bei den geringen Geschwindigkeiten der Segelschiffe der größte Teil des Widerstandes auf die Reibung an der benetzten Oberfläche zu setzen ist.  $D^{2/3}$  gilt als angenehmer Wert für die benetzte Oberfläche.

Entweder wird also für zwei Schiffe von ähnlichen Formen und für gleiche Geschwindigkeiten

$$\frac{\Omega}{\Omega_1} = \frac{S}{S_1} = \frac{D^{2/3}}{D_1^{2/3}}$$

gesetzt, oder, wenn  $D$  in  $m^3$ ,  $S$  in  $m^2$  gegeben ist:

$$\frac{S}{D^{2/3}} \left\{ \begin{array}{l} \text{für Vollschiffe . . . . .} \\ \text{„ Barken . . . . .} \\ \text{„ Briggs . . . . .} \\ \text{„ Kreuzer . . . . .} \\ \text{„ Kreuzer-Jachten . . . . .} \\ \text{„ Renn-Jachten . . . . .} \end{array} \right\} = \begin{array}{l} 120 \text{ bis } 160, \\ \\ \\ 80 \text{ „ } 120, \\ 130 \text{ „ } 180, \\ 180 \text{ „ } 200 \text{ u. darüber.} \end{array}$$

Wenn von dem zu erbauenden Schiff eine andere Geschwindigkeit ( $v_1$ ) als die des Muster-schiffes ( $v$ ) gefordert wird und die Formen der beiden Schiffe nicht zu sehr verschieden sind, kann man annähernd setzen:

$$\frac{S}{S_1} = \frac{D^{2/3} \cdot v^2}{D_1^{2/3} \cdot v_1^2}$$

Für den Entwurf des Segelrisses ist jedoch die Segelfläche stets nach der Größe des Stabilitätsmomentes zu bestimmen, weil beim Segeln vorzugsweise die Stabilität des Schiffes in Anspruch genommen wird, und zwar sowohl die statische als auch die dynamische Stabilität.

Dem Verfahren liegt folgende Überlegung zugrunde:

Der Winddruck neigt das Schiff während der Fahrt um einen gewissen Winkel  $\varphi$  über, welcher im Mittel nicht mehr betragen soll als:

für Vollschiffe . . . . .	4°	im Bogenmaß . . . . .	0,070,
„ Barken, Briggs . . . . .	5°	„ „ . . . . .	0,087,
„ Dampfschiffe . . bis	6°	„ „ . . . . .	0,105,
„ Schoner und Kutter .	7°	„ „ . . . . .	0,122,
„ Jachten . . . . .	8° bis 10°	„ „ . . . . .	0,140 bis 0,175.

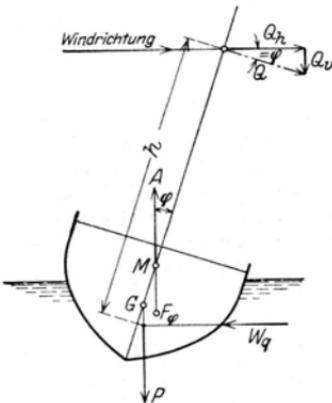


Abb. 237.

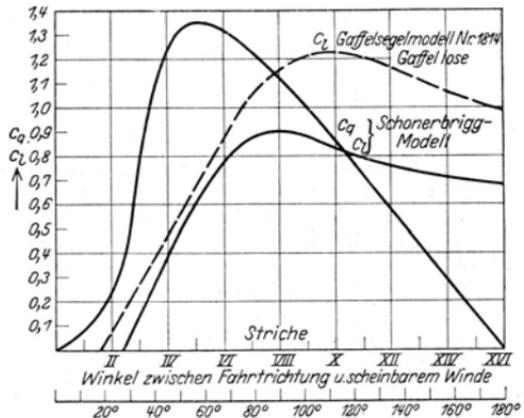


Abb. 238.

Ist  $P$  (Abb. 237) das Gewicht des Schiffes in kg,  $\overline{MG}$  die Höhe des Metazentrums über dem Gewichtsschwerpunkt in m,  $F$  die Segelfläche in  $m^2$ ,  $Q$  die quergerichtete Komponente des Winddrucks in kg,  $W_q$  die quergerichtete Komponente des Wasserwiderstandes, so ist in der Gleichgewichtslage bei konstantem Winddruck:

$$P + Q_v = A; \quad Q_h = W_q$$

und

$$A \cdot \overline{MG} \sin \varphi = Q \cdot h$$

Die Größe der quergerichteten Komponente des Winddrucks läßt sich aus dem Kurseck herleiten (Abb. 206 u. 238). Um die Größe des Winddruckmomentes als Funktion des Neigungswinkels zu bestimmen, ist zunächst die Veränderlichkeit der Größe der quergerichteten Windkraft mit dem Neigungswinkel zu verfolgen. Wenn in senkrechter Lage das Segel unter einem Anstellwinkel  $\alpha$  vom Winde getroffen wird, dann verlaufen die Luftbahnen im wesentlichen horizontal im Segel. Bei Neigung des Schiffes verlaufen die Luftbahnen in einer um den Winkel  $\gamma$  geneigten Richtung am Segel entlang. Bezeichnet  $\beta$  den Winkel zwischen Mittschiffsebene und Segelebene,  $\varphi$  den Neigungswinkel,

so ergibt sich die Beziehung:

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \beta$$

Der Winkel  $\gamma$  steigt mit wachsendem Neigungswinkel ziemlich rasch, doch dürfte dieser Einfluß bei den üblichen Schiffsneigungen von 4 bis 10° auf die Größe der erzielten Luftkraft sich in den Grenzen weniger Prozente halten, weil sich lediglich die angeblasene Umrißform ändert. Die Luftkraft selber kann bei kleinen Neigungen annähernd senkrecht zur Segelebene wirkend angenommen werden, so daß bei der Zerlegung in Vortrieb- und Seitendruck diese angenähert mit dem Kosinus des Neigungswinkels  $\varphi$  zu reduzieren sind. Für das Winddruckmoment ist jedoch noch die abwärts gerichtete Komponente  $Q_h$  in Betracht zu ziehen, wenn ihre Größenordnung im Vergleich zum Schiffseigengewicht auch ungleich kleiner ist. — Außer der Richtung der Luftbahnen im Segel ändert sich noch der Anstellwinkel  $\alpha$  bei Neigung des Schiffes in  $\alpha' = \varepsilon - \beta'$ , wobei  $\operatorname{tg} \beta' = \operatorname{tg} \beta : \cos \varphi$ <sup>1)</sup>, wenn als Winkel  $\beta'$  der Winkel zwischen Mittschiffsebene und Spur der Windebene mit der Segelebene und mit  $\varepsilon$  der Kurswinkel bezeichnet wird.

In der Praxis stellt man die tatsächliche Größe des Winddruckes und -momentes bisher nicht in Rechnung, sondern bestimmt die Größe der Segelfläche lediglich auf Grund von Vergleichsrechnungen. Weil der Neigungswinkel  $\varphi$  nur in geringen Grenzen schwankt, der spezifische Winddruck für alle Schiffe aber gleich ist, wird als Maßstab für die Besegelung großer Schiffe meist ein Koeffizient gewählt, der nach Takelungsart und Fahrtbereich verschiedene Werte hat. Dieser auf Erfahrungswerten fußende Koeffizient:

$$\varepsilon = \frac{F \cdot h}{P \cdot MG}$$

ist nach Middendorf, wenn  $P$  in Tonnen gesetzt wird:

für lange oder indische Fahrt . . . . .	$\varepsilon = 26$ bis 24,
„ atlantische Fahrt . . . . .	$\varepsilon = 24$ „ 21,
„ europäische Fahrt . . . . .	$\varepsilon = 21$ „ 19,
„ große Küstenfahrt . . . . .	$\varepsilon = 19$ „ 17,
„ kleine Küstenfahrt (Nord- und Ostsee) . . .	$\varepsilon = 17$ „ 14.

Mittelwerte sind:

für größere Raaschiffe,	beladen	in Ballast
wenn sämtliche Segel stehen . . . . .	$\varepsilon = 23$	17,
wenn nur die unteren Segel stehen . . . . .	$\varepsilon = 12,$	
für Raaschoner,		
wenn alle Segel stehen . . . . .	$\varepsilon = 19,5,$	
für Gaffelschoner,		
wenn alle Segel stehen . . . . .	$\varepsilon = 16,5.$	

#### d) Einfluß eines plötzlichen Windstoßes (Bö) auf die Neigung des Schiffes.

Ein plötzlicher Windstoß überträgt auf das Schiff eine gewisse Menge mechanischer Arbeit, wodurch es sich auf die Seite neigt. Dieser Neigung wirkt die statische Stabilität des Schiffes entgegen. Durch die plötzliche Neigung wird jedoch in dem Schiff, welches hierdurch eine gewisse Winkelgeschwindigkeit erlangt, eine lebendige Kraft angesammelt, vermöge deren es über den Winkel ( $\varphi$ ), den es bei gleichmäßigem Winddruck einnehmen würde, hinaus geneigt wird. Diese Schwingung dauert so lange und bis zu demjenigen Neigungswinkel ( $\varphi'$ ), bei welchem die dynamische Stabilität die gesamte, dem Schiff mitgeteilte lebendige Kraft verbraucht hat.

<sup>1)</sup> Vgl. Schulmann: S. 105/106.

Während also bei stetigem Wind die Momentengleichung gilt (Abb. 237):

$$Q \cdot h = A \cdot \overline{MG} \cdot \sin \varphi,$$

muß für den Fall eines plötzlichen Windstoßes die Arbeitsgleichung gesetzt werden:

$$\text{Arbeit des Windes} = \text{dynam. Stabilität.}$$

Es sei in Abb. 239  $ABC$  die Kurve der Stabilitätsmomente, so stellt der Flächeninhalt  $ABC$  der Kurve die Arbeit dar, welche erforderlich ist, um das Schiff zum Kentern zu bringen.

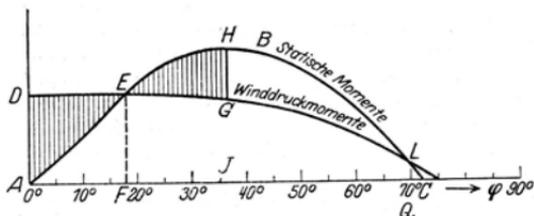


Abb. 239.

Ist  $\overline{AD}$  das Moment  $Q \cdot h$  des Winddruckes auf die Segel in aufrechtem Zustand, so wird es sich bei der Neigung des Schiffes vermindern nach der Kurve der Winddruckmomente  $DEGL$ . Ihr Flächeninhalt bis zu einem bestimmten Winkel gibt die Arbeit des Winddruckes bis zu der entsprechenden Neigung des Schiffes an.

Bei gleichmäßigem Winddruck würde in den Schnittpunkten beider Kurven  $E$  und  $L$ , also etwa bei  $18^\circ$  und  $70^\circ$ , das Stabilitätsmoment und das Neigungsmoment gleich groß sein, das Schiff sich daher im Gleichgewicht befinden.

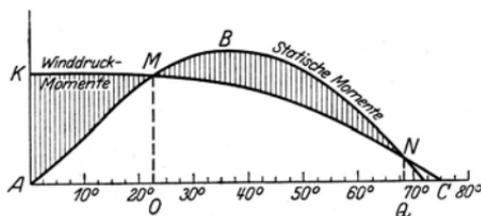


Abb. 240.

Wird aber angenommen, das Schiff stände aufrecht und der Wind drücke plötzlich auf das Segel bis zu dem Winkel  $AF$ , so wird hierdurch auf das Schiff eine mechanische Arbeit übertragen, welche gleich dem Kurvenstück  $ADEF$  ist. Das Schiff muß sich also so weit überneigen, bis die Stabilität eine ebenso große Arbeit geleistet hat wie der Windstoß. Da jedoch das Stück  $ADE$  die in dem Schiff noch verbliebene, d. h. von der Stabilität noch nicht aufgehobene lebendige Kraft darstellt, so wird das Schiff erst dann aufhören sich zu neigen, wenn auch diese verbraucht, d. h. wenn das Stück  $EHG$  gleich

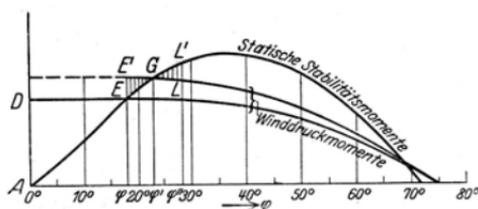


Abb. 241.

$ADE$  geworden ist, und somit die von beiden Kurven eingeschlossenen Flächen  $ADGJ$  und  $AEHJ$  gleich groß sind.

Dies tritt in vorliegendem Falle ungefähr bei  $37^\circ$  Neigung ein, also bei einem etwa doppelt so großen Winkel wie vorher.

Ist ein Schiff infolge stetigen Winddrucks bis zu einem Winkel  $\varphi$  übergeneigt und wird in diesem Zustand von einer Bö getroffen, so neigt es sich selbstverständlich weiter über, als wenn der Wind langsam zur Höchstgeschwindigkeit angewachsen wäre. Abb. 241 zeigt, daß auch für diesen Fall der größte Neigungswinkel gefunden wird, indem man die Arbeit der zusätzlichen Windkräfte durch die Widerstandsarbeit der statischen Stabilitätsmomente aufzehren läßt;

es muß also Fläche  $EE'G =$  Fläche  $GLL'$  sein, das Schiff neigt sich bis  $\varphi''$  über, während stetiger Wind der Böenstärke es nur bis auf  $\varphi'$  gedrückt hätte.

Aus vorgehendem folgt, daß die Stabilitätskurve so hoch liegen muß, daß ein Schiff auch bei Böen keine gefährlichen Lagen einnimmt. Annahmen für eine diesbezügliche rechnungsmäßige Untersuchung sind schwer zu machen, da die Stärke stetigen Windes und die Größe von zugehörigen Böen sowie die tatsächliche Auswirkung ihrer Kräfte schwer zu beurteilen sind. Man geht daher meist von der vereinfachenden Annahme aus, daß eine Bö bestimmter Stärke das Schiff in aufrechter Lage trifft, und stellt anderseits die Forderung, daß das Schiff unter Einwirkung dieser Bö nicht kentern darf, daß also die Stabilitätsmomentenkurve mindestens ebenso groß sein muß wie die Winddruckmomentenkurve; tatsächlich liegt dabei in der Annahme anfänglich aufrechter Lage eine Sicherheit, welche gewährleistet, daß das Schiff keinen übermäßig großen Neigungswinkel annimmt, der an sich natürlich schon eher erreicht wird als der Kenterwinkel.

Als Grundsätze für die Beurteilung der Sicherheit von Segelschiffen gelten ferner folgende:

1. Der Winkel, welcher von der Winddruckkurve durch die Stabilitätsmomentenkurve abgeschnitten wird (s.  $FQ$  bzw.  $OQ$  in Abb. 239 u. 240 bzw. auch Abb. 241), muß mindestens ebenso groß sein wie ein Winkel, den man für das betreffende Fahrzeug ohne Besegelung als Mindestwert des Stabilitätsumfanges ansehen muß (d. h. also lediglich als Sicherheit gegen die Einwirkung des Seeganges). Dieser Winkel soll nach Rankine etwa  $39^\circ$  groß sein.

2. Der Winkel, bei welchem die Winddruckmomentenkurve unter der unter 1. genannten Bedingung die Stabilitätsmomentenkurve zuerst schneidet (s. bei  $E$  bzw.  $M$  der Abb. 239 u. 240), ist der Grenzwinkel für Überneigung durch Windstöße.

3. Die Hälfte des zum Grenzwinkel gehörigen Stabilitätsmomentes ergibt das für stetige Neigung zulässige Winddruckmoment, aus welchem sich unter Annahme eines bestimmten Winddruckes die Größe der Besegelung feststellen läßt.

### 3. Berechnung der Geschwindigkeit eines Seglers.

(Kursdiagramme für ein Segelschiff von etwa 1000 t Verdrängung und  $660 \text{ m}^2$  Segelfläche.)

Soll die Geschwindigkeit eines Segelschiffes im voraus bestimmt werden, wie es bei jedem maschinengetriebenen Fahrzeug geschieht, so ist dies trotz der mannigfachen neuen Erkenntnisse nur unter gewissen idealisierenden Annahmen möglich. Die Luftkräfte sind zwar proportional dem Quadrate der scheinbaren Windgeschwindigkeit, hängen jedoch vom Anstellwinkel und Anordnung des ganzen Segelfächensystems in komplizierter, rein empirisch zu ermittelnder Form ab, ändern sich ferner mit der Krängung des Segelfahrzeuges zum Winde, wenn diese Neigung auch bis etwa  $30^\circ$  keine nennenswerten Verluste an Vortriebskraft mit sich bringt. Die Kräfte am Schiffskörper sind jedoch bis heute theoretisch nicht eindeutig zu fassen, da sie außer von der Schiffsgeschwindigkeit in unbekannter Weise eine Funktion der seitlichen Neigung und des Abtriftwinkels sind. Bestimmbarer würde das Problem sein, wenn die Abhängigkeit der Kräfte von den Unbekannten irgendwie analytisch oder empirisch gegeben wäre.

Es sei vorausgesetzt:

- a) Der Widerstand des Schiffes ist proportional  $V^2$ .
- b) Die Abtrift ist unendlich klein; d. h. der Widerstand gegen seitliche Bewegungen unendlich groß, so daß die Kielrichtung in Fahrtrichtung fällt und der Widerstand lediglich von der Geschwindigkeit abhängt.
- c) Der Einfluß von Krängung und Seegang auf den Schiffswiderstand bleibt unberücksichtigt.

d) Der wahre Wind ist konstant nach Richtung und Stärke und unveränderlich mit der Höhe über der Wasseroberfläche.

e) Die Stellung der Segel auf den einzelnen Kursen ist die jeweils günstigste, d. h. die erzielte Vortriebskomponente die größte, welche sich aus dem Kurseck der gewählten Takelageform ergibt.

Nach der unter a) gemachten Voraussetzung stehen, weil auch die Windgeschwindigkeit proportional  $v^2$  ist, die Schiffsgeschwindigkeit und Windgeschwindigkeit bei gegebenen Winkelbeziehungen in unveränderlichem Verhältnis zueinander, d. h. die Kursdreiecke bilden für eine bestimmte Windrichtung ähnliche Figuren; erst bei höheren Schiffsgeschwindigkeiten äußert sich das Anwachsen des Schiffswiderstandes mit höherer Potenz, und demgemäß ändert sich die Ablenkung des scheinbaren Windes.

Den weiteren Untersuchungen wird ein Segelschiff von etwa 1000 t Verdrängung mit 660 m<sup>2</sup> Segelfläche zugrunde gelegt. Weil der wirksame Wind der scheinbare ist, so muß jeweils bei gegebener Richtung von einer bestimmten scheinbaren Windgeschwindigkeit ausgegangen werden. Es ergeben sich die

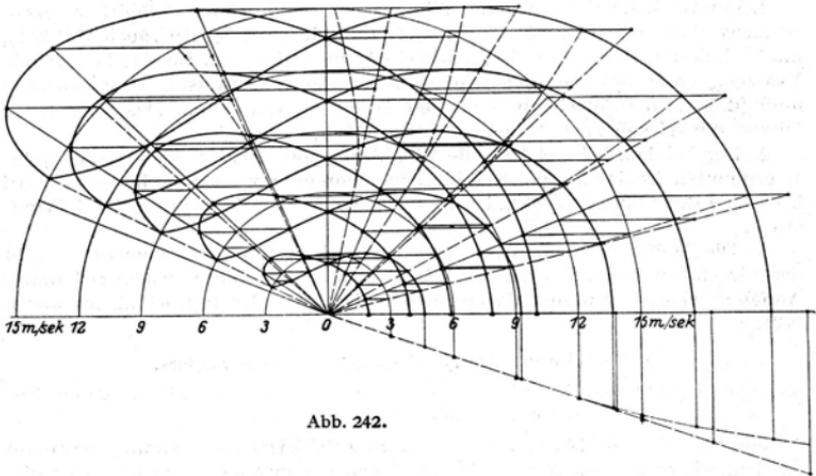


Abb. 242.

Kursdiagramme der Abb. 242 für konstante scheinbare Windgeschwindigkeiten von 3, 6, 9, 12 und 15 m/sek. Hierbei ist angenommen, daß das Schiff von rechts nach links fährt und der Wind von links nach oben und rechts dreht. Rückwärts lassen sich aus diesen Kurven nun die Geschwindigkeiten für bestimmte wahre Windgeschwindigkeiten konstruieren, indem man von den Schnittpunkten der gestrichelten Linien mit den die Windgeschwindigkeit angegebenden Kreisen, die nun den wahren Wind darstellen, die betreffenden Kursdreiecke konstruiert. Werden dann für die einzelnen Windgeschwindigkeiten Polardiagramme der Fahrtvektoren aufgestellt, bezogen auf den wahren Wind, so läßt sich durch Interpolation die Schiffsgeschwindigkeit für jede beliebige Kursrichtung und Windgeschwindigkeit feststellen.

#### 4. Veränderlichkeit der Kursdiagramme bei Änderung der relativen Größe von Segelfläche und Schiffswiderstand.

Aus dem Abschnitt C (S. 260) über die Aerodynamik des Segels ergab sich, mit welchen Mitteln bei gleichbleibender Segelfläche eine Leistungssteigerung derselben erzielt werden kann. Als technisch reizvollste Aufgabe erwies es sich hierbei, möglichst hoch am Winde fahren zu können.

Für die aerodynamische Verbesserung ist nun das Verhältnis  $c_a : c_w$ , d. h. die Verkleinerung des Winkels zwischen Luftkraft und scheinbarer Windrichtung maßgeblich, die bei Wahl entsprechender Seitenverhältnisse sich im steileren Verlauf der Polarkurve ausdrückt. Andererseits bleibt zu beachten, daß der Vergrößerung der Auftriebskraft durch die gleichzeitig vermehrte Querkraft, deren Größe durch die Stabilität des Fahrzeuges bedingt ist, eine Grenze gezogen wird. Eine Verbesserung der hydrodynamischen Wirkung des Schiffskörpers durch Erzielung großen Seitenwiderstandes bei geringem Fahrtwiderstand würde in gleichem Sinne fahrtvermehrend wirken. Um den Einfluß von Veränderungen der relativen Größen von Segelkraft und Schiffswiderstand rechnerisch zu erfassen, bildete Gerlach<sup>1)</sup> eine Verhältniszahl  $k$  — „Segelwiderstand“ — als Quotient des bei Fahrt vor dem Winde erreichten Segeldrucks zum Schiffswiderstand, so daß dann nach den Voraussetzungen des vorigen Abschnitts  $V : v = \sqrt{k}$ . Werden die Polarkurven verschiedener Flächen und Takelagen nun verglichen, so ergibt sich, daß das Maximum der resultierenden Luftkraft immer in einem durch die Widerstandsverhältnisse beeinflussten Winkel von etwa  $110^\circ$  zum Winde liegt. Um den Einfluß von Änderungen aerodynamischer und hydrodynamischer Wirkungen einfacher vergleichen zu können, sei nach Bader<sup>2)</sup> angenommen, daß die resultierende Luftkraft konstant unter einem Winkel  $\delta$  zur Richtung des scheinbaren Windes liegt. Dann wirkt sie in voller Größe (Abb. 243) nur auf diesem Kurse als Vortriebskraft, während auf allen anderen Kursen nur die Vortriebskomponente:  $L = R \cdot \cos \zeta$  und eine Abtriebskomponente:  $Q = R \sin \zeta$  erzielt werden. Das Kurseck wird ein Kreis mit  $R$  bzw.  $c_r$  als Durchmesser, eine Voraussetzung, wie sie bei dem Rotor nahezu erfüllt ist.

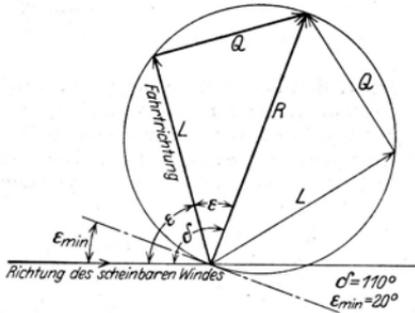


Abb. 243.

Nach Bader setzt man in bekannter Weise:

$$R = c_r \cdot F \cdot q = c_r \cdot F \cdot \frac{\gamma \text{ Luft}}{2g} \cdot v^2,$$

dann läßt sich für den Schiffswiderstand eine ähnliche Beziehung aufstellen:

$$W = c'_w \cdot \mathcal{A} \cdot q = c'_w \cdot \mathcal{A} \cdot \frac{\gamma \text{ Wasser}}{2g} \cdot V^2,$$

worin  $c'_w$  einen analogen dimensionslosen Beiwert,  $\gamma$  das spezifische Gewicht des Wassers und  $V$  die Schiffsgeschwindigkeit in m/sek bezeichnen. Weil die in Fahrtrichtung wirkende Komponente der resultierenden Luftkraft:  $L = R \cos \zeta$  gleich dem Widerstand sein muß, ergibt sich die Beziehung:

$$W = R \cdot \cos \zeta \quad \text{und mit} \quad k = \frac{c_r \cdot \gamma \text{ Luft} \cdot F}{c'_w \cdot \gamma \text{ Wasser} \cdot \mathcal{A}}$$

$$v : V = \sqrt{k \cdot \cos \zeta}.$$

Der Koeffizient  $k$  gibt also einen Maßstab für die hydrodynamische Verbesserung des Schiffskörpers, weil eine Vergrößerung von  $k$  eine Vergrößerung der Fahrtgeschwindigkeit bei gegebener Windgeschwindigkeit ergibt, während durch den Winkel  $\delta$ , abhängig von dem Verhältnis  $c_a : c_w$ , die aerodynamische Güte des Schiffes ausgedrückt wird.

Die Berechnung der Fahrtgeschwindigkeit auf den einzelnen, um den Winkel  $\zeta$  abweichenden Kursen geschieht nun für konstante scheinbare Windgeschwindig-

<sup>1)</sup> Plaudereien aus der Theorie des Segelns. Wassersport Nr. 33 v. 14. 8. 1887.

<sup>2)</sup> Beiträge zur Theorie des Segelns, S. 5f.

keiten unter den Voraussetzungen des Abschnittes F 3 (S. 285), wenn die in Richtung des größten  $C_r$ -Beiwertes bzw. der größten Resultierenden der Luftkräfte liegende Fahrtgeschwindigkeit als Einheit angenommen und mit  $\sqrt{\cos \zeta}$  multipliziert wird. Die Beziehungen zwischen wahrer Windgeschwindigkeit und Schiffsgeschwindigkeit lassen sich hieraus unter Zugrundelegung eines bestimmten  $k$ -Wertes rechnerisch ableiten, weil von dem Geschwindigkeitsdreieck zwei Seiten gegeben sind und durch Ziehen des Vektors  $w$  (Abb. 244) das Verhältnis  $w : V$  auf den einzelnen Kursen sich ergibt, welches bei den sich ergebenden Winkelbeziehungen auf den einzelnen Richtungen unter Annahme quadratischer Luftdruck- und Wasserwiderstandsgesetze dann konstant bleibt.

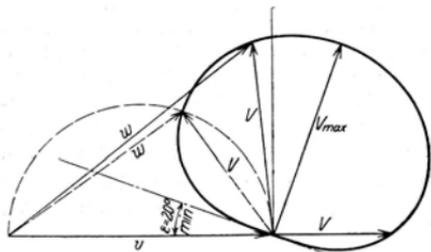


Abb. 244.

Die Voraussetzungen der vereinfachten Annahme:  $\delta = \text{konstant}$ , sind natürlich in der Praxis nicht erfüllt. Während am Winde die Abweichungen der Kursecke vom Kreis im allgemeinen vernachlässigt werden können, sinkt auf räumern Kursen durch die gegenseitige Überdeckung und Beeinflussung der Segel der  $C$ -Beiwert schneller. Weil der Anstellwinkel der Segel nicht konstant bleibt, sondern vor dem Winde bis auf  $90^\circ$  vergrößert wird, bewirkt die Anstellwinkelvergrößerung eine Steigerung der Luftkraft auf diesem Kurse. Für das Rotorschiff gelten die obigen Voraussetzungen (Abb. 227) jedoch fast uneingeschränkt; das Kurseck wird nahezu ein Kreis, so daß es keinen Zweck hat, ihn noch durch das gemessene Kurseck zu ersetzen.

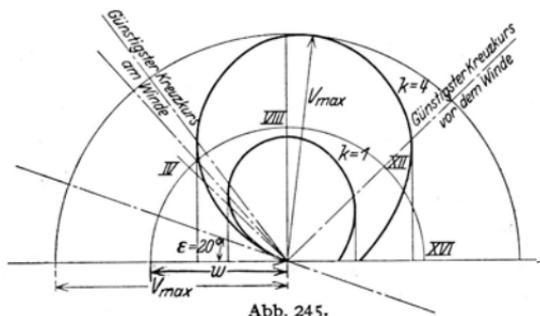


Abb. 245.

Beim normalen Segelfahrzeug kann die hydrodynamische Verhältniszahl  $k$  wegen der Begrenzung der Stabilität und des im Verhältnis zum Luftwiderstand enorm großen Wasserwiderstandes über ein gewisses Maß nicht gesteigert werden. Aus demselben Grunde hat eine Vergrößerung des Verhältnisses  $C_a : C_w$ , also Verkleinerung des Winkels  $\delta$ , keinen Zweck mehr. Dagegen sind Doppelboote und Eisjachten nahezu ideale Segelfahrzeuge, die bei äußerst geringem Widerstande in Fahrtrichtung viel unbegrenzte Stabilitätsverhältnisse zu verwirklichen gestatten. Bei Eisjachten sind Geschwindigkeiten von 125 km/st durchaus verbürgt. Es ist also möglich, mit derartigen Fahrzeugen „Überwindgeschwindigkeit“ zu erzielen. Während die  $k$ -Werte normaler Handelssegler um 0,5 bis 0,8 schwanken dürften, kann eine bei flauem Winde übertakelte Jacht allenfalls einen  $k$ -Wert = 1 erreichen. Die  $k$ -Werte derartig idealer Segelfahrzeuge dürften aber wesentlich höher liegen. Wenn auch die Voraussetzungen des Anwachsens des Widerstandes mit dem Quadrate der Fahrtgeschwindigkeit in diesem Falle nicht mehr zutreffen, so ist es doch interessant, unter denselben Voraussetzungen den Verlauf extremer Kursdiagramme zu verfolgen, denn hier kommen Wirkungen zutage, die das Segeln zu einer vollendeten Kunst gestalten. So ist beispielsweise in Abb. 245 für  $\delta = 110^\circ$ ,

also  $\epsilon_{\min} = 20$ , neben der Kurve  $k = 1$  ein Kursdiagramm mit  $k = 4$  gezeichnet worden. Zunächst wird hier in der Vergrößerung des besten Kreuzkurses am Winde die bekannte Tatsache bestätigt, daß man mit Eisschlitten weniger gut Luv gewinnen kann. Die größte Fahrtgeschwindigkeit wird annähernd mit halbem Winde erreicht und beträgt in dem Beispiel bei  $k = 4$  beinahe die doppelte Windgeschwindigkeit, während auf räumeren Kursen diese natürlich entsprechend der Abnahme der scheinbaren Windgeschwindigkeit stark sinkt; denn während diese am Winde nahezu auf das Doppelte der wahren Windgeschwindigkeit anwächst, sinkt sie vor dem Winde auf die Hälfte der letzteren. Ferner kann die eigenartige Tatsache festgestellt werden, daß es besser ist, auch vor dem Winde nicht ein in Windrichtung befindliches Ziel direkt anzuliegen, sondern mit räumem Schot gewissermaßen nach Lee zu kreuzen. Man hat also günstigerweise nur in dem Bereich von etwa IV bis XII Str. zum Winde zu segeln. — Eine Betrachtung über die Ablenkung des scheinbaren Windes (Abb. 246) zeigt, daß die Ablenkung derartig groß ist, daß man auf den in Frage kommenden Kursen von etwa IV bis XII Str. zum wahren Winde dauernd mit dichten Schoten segeln kann, also immer mit geringen Anstellwinkeln des Segels fährt.

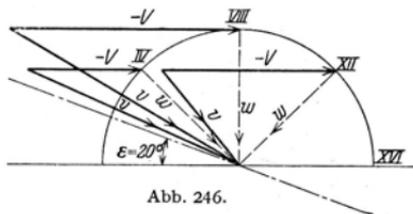


Abb. 246.

Der Einfallswinkel des scheinbaren Windes normaler Segel ist aber mit etwa 25 bis 30° nach unten begrenzt. Würde man also derartige Fahrzeuge etwa mit Profisseglern entsprechenden Seitenverhältnisses, die Einfallswinkel von 6 bis 10° verwirklichen lassen, ausrüsten, so ist kaum auszudenken, welche Geschwindigkeit zu erzielen wäre, zumal wenn man bedenkt, daß die Gleichung  $V : v = \sqrt{k} \cos \zeta$  hier nicht mehr zutrifft, sondern sich der Beziehung  $V : v^2 = k \cos \zeta$  nähert, wenn der Winddruck  $R$  proportional  $v^2$  und der Widerstand des Eisschlittens  $W$  proportional  $V$  angesetzt wird, sowie  $\delta = \text{konstant}$  wie bisher, so daß wieder  $L = R \cdot \cos \cdot \zeta = W$  wird. Annähernd gilt diese Beziehung bei Doppelbooten, sofern es möglich ist, Gleitgeschwindigkeit zu erzielen. Bei Eisschlitten, deren Widerstand eine Funktion des Kufendruckes ist, so daß  $W$  etwa  $= \mu_0 \cdot N \cdot V$ , wächst dieser Druck naturgemäß weiterhin proportional der Zunahme des Winddruckes. Als Reibungszahl für unbeschlagene Holzkufen auf Schnee und Eis kann  $\mu_0 = 0,035^1$ ) und für beschlagene Kufen  $\mu_0 = 0,02^1$ ) veranschlagt werden. Bei derartigen Fahrzeugen kommt jedenfalls alles darauf an, durch eine Verkleinerung des Grenzwinkels  $\epsilon_{\min}$  eine entsprechende Steigerungsmöglichkeit der scheinbaren Windgeschwindigkeit zu bewirken.

Bei sämtlichen Betrachtungen ist immer der ideale Grenzfall angenommen, daß nämlich der Widerstand gegen seitliche Bewegung unendlich groß, die Abtrift also Null sei, ferner Kielrichtung und Bewegungsrichtung zusammenfallen. Die schräg zum Schiff liegende Richtung der Luftkräfte bewirkt indessen eine entsprechende Schräglage des Schiffes zum Kurse, wodurch eine gleichgroße und gleichgerichtete Wasserkraft entsteht. Bei dem Fehlen jeglicher Versuchswerte, welche über die Änderung des Widerstandes eines Schiffes abhängig vom Abtriftwinkel Aufschluß gäben, ist es kaum möglich, hierüber Näheres auszusagen. Allgemein kann wohl angenommen werden, daß je größer der Abtriftwinkel ist, um so größer der Widerstand in Bewegungsrichtung, d. h. daß am Winde die tatsächliche Geschwindigkeit geringer sein wird als die theoretisch errechnete und in geringerem Maße auch noch bei halbem Wind, solange noch eine Winddruckkomponente quer zum Fahrzeug vorhanden ist. Weil sich hierdurch auch die Winkelbeziehungen der Kursdreiecke ändern, der scheinbare Wind also ebenfalls schwächer wird, ist eine weitere Geschwindigkeitsverminderung damit verbunden. Das Geschwindigkeitsmaximum dürfte im Sinne

<sup>1)</sup> Hütte Bd. 1, S. 281. 1925.

der Abtrift verschoben werden und auch der günstigste Kreuzkurs am Winde einen größeren Winkel mit der Richtung des wahren Windes bilden. Ferner war angenommen, daß außer den Kraftkomponenten die Drehmomente ausgeglichen seien, das Segelschiff sich also in gleichförmiger Bewegung befindet. Weil jedoch Winddruck und Schiffswiderstand niemals in ein und dieselbe Richtung fallen, sondern fast stets ein Drehmoment bilden werden, ist ein ausgleichendes, den Widerstand ebenfalls vermehrendes Rudermoment erforderlich, um eine stabile Bewegung zu erreichen.

**5. Fahrtergebnisse großer Segler.**

Einwandfreie Geschwindigkeitsmessungen auf Segelschiffen liegen kaum vor<sup>1)</sup>.

Segler mit Hilfsmotor sind außer durch die Benutzung des Suez- und Panamakanals auch sonst in der Lage, kürzere Wege zu wählen als der nur vom Winde abhängige Segler, wobei örtliche Wettermeldungen durch F. T. eine wichtige Rolle spielen können. Für gleichzeitige Benutzung von Segeln und Motor dürften sich Schrauben mit verstellbarer Steigung empfehlen.

Die Benutzung des Motors kommt in Frage:

1. bei Windstillen und flauen Winden;
2. bei Gegenwind, wobei die Motorleistung mindestens so groß sein sollte, daß sie dem Fahrzeug ohne Segel bei Windstille eine Geschwindigkeit von etwa 6–7 Seemeilen pro Stunde erteilt;
3. beim Auskreuzen enger Fahrtrinnen, weil man unter gleichzeitiger Benutzung von Motor und Segeln weniger Abtrift hat und höher anliegen kann.

Der Einbau eines Motors ergibt außerdem Ersparnisse an Schlepplöhnen und die Möglichkeit, ohne Schlepperhilfe bei Küstenfahrt verschiedene Häfen anzulaufen, so daß nicht nur Massengüter, sondern auch Stückgut gefahren und dadurch höhere Frachten erzielt werden können. Ferner kann ein Motorsегler bei Havarien selbst nach Verlust der Takelage mit eigener Kraft noch einen Nothafen anlaufen, ohne hohen Bergelohn zahlen zu müssen.

Durch das Vorhandensein einer Motoranlage und damit geschulten Bedienungspersonals werden auch die Lade- und Löscheinrichtungen auf höherer Stufe stehen und Ersparnisse an Hafenanliegezeiten erzielbar sein.

Beobachtungen über erreichte Geschwindigkeiten bei verschiedenen Windstärken auf den einzelnen Kursen liegen wenig vor, es seien daher hier einige aufklärende Angaben nach Schätzungen angeführt<sup>1)</sup> (s. folgende Tabelle).

Geschwindigkeit des Windes und Fahrt großer Segler bei Windstärken 1 bis 10.

Windstärken	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Geschwindigkeit des Windes in Metern in einer Sekunde										
	2	3	5	7	9	11	13	16	18	21
Geschwindigkeit des Windes in Seemeilen in einer Stunde										
	3,9	5,9	9,7	13,6	17,5	21,4	25,3	31,1	35,0	40,8
Fahrt moderner großer Segler in Knoten (Seemeile in der Stunde)										
Winkel des Windes mit dem Kiel des Schiffes:	(Mittelwerte)									
6 Strich . . . . .	1,3	3,1	4,7	6,3	6,7	7,6	7,8			
8 „ . . . . .	1,6	3,6	5,5	7,3	8,4	9,2	9,5	8,5	7,7	10
10 „ . . . . .	1,6	3,1	5,1	7,1	8,6	10,8	10,2	10,3	10,6	10
12–16 Strich . . . .	1,5	3,5	4,9	6,7	8,8	9,7	10,3	11,1	12,5	11

<sup>1)</sup> Einiges näheres s. Sonderausgabe der „Hansa“, Deutsche Nautische Zeitschrift, 1919: „Zukunft der Motor-Segelschiffe auf großer Fahrt.“

Vergleichende Tabelle für Seglerreisen ohne und mit Hilfsmotor.

Entfernungen	Sm	Ausreisen				Rückreisen				Aus und zurück	
		Dauer ohne Motor		Gewinn durch Motorbetrieb	Dauer mit Motor		Gewinn durch Motorbetrieb	Tage		Gewinn durch	Tage mit
		Tag	Tag	Tag	Tag	Tag	Tag	Tag	Tag	Tag	Tag
Elbe—Lizard	600	8	5	3	4	5,6	4	1,6	2	4,6	6
Lizard—New York	3000	34	25	9	12	27	22	5	5	14	17
„ — Colon	4800	45	38	7	6	55	40	16	10	22	16
„ — Guayaquil	Panama 1180	110	47	63	14	Kap Horn		Panamakanal		133	P.-K.
„ — Pisagua	4200	92	67	25	32	98	54	44	17	69	49
„ — Sydney	7900	95	89	6	25	110	87	23	26	29	51
„ — Yokohama	7900	145	89	56	26	150	86	64	26	120	52
„ — S. Francisco	3200	135	64	71	23	130	61	69	23	140	46
„ — Mazatlan	2000	131	53	78	21	140	55	85	25	163	46
„ — Corinto	680	122	44	78	12	140	46	94	16	172	28
„ — Valparaiso	9300	79	62	17	23	Um Kap Horn		Um Kap Horn		32	K. H.
Rückreise der Pitlochry von Mexillones S. 7309	10900					80	65	15	21	44	44
Lizard—Gibraltar	1000		8,6		4,0		10,0		4,7		8,7
Gibraltar—Suez	2066		13,6		9,7		15,7		12,1		21,8
Lizard—Rangun	14200	107	92	15	15	130	115	15	15	30	30
„ — „ Reise der Terpsichore S. 5156		104	82	22	36	115	87	28	38	50	74
„ — „ durch den Suezkanal											S.-K.
„ — „ NO. Monsun	5260		59	48	47	K. d. g. H.		Suezkanal		120	85
„ — „ SW	4600	107	52	55	18	130	68	62	41	117	59
„ — „ zurück	6100		56	51	45		60	70	45	121	90
Monsunwechsel											
Lizard—Nagasaki durch den Suezkanal	11700		83	53	64	K. d. g. H.		Suezkanal		122	108
„ — „ NO. Monsun	10600		69	67	38		74	69	44	123	96
„ — „ SW	9000	136	93	43	35	143	87	56	58	123	96
Lizard—Nagasaki über Panama							91	52	37	95	72 P.-K.

Länge des Panamakanals = 47 Sm. Länge des Suezkanals = 87 Sm.

Es zeigt sich, daß bei halbem Winde die größte Geschwindigkeit erreicht wird und auch bei Fahrt vor dem Winde durch die Abnahme der scheinbaren Windgeschwindigkeit, wo die gegenseitige Überdeckung der Segel geringer wirkt. Erst bei größeren

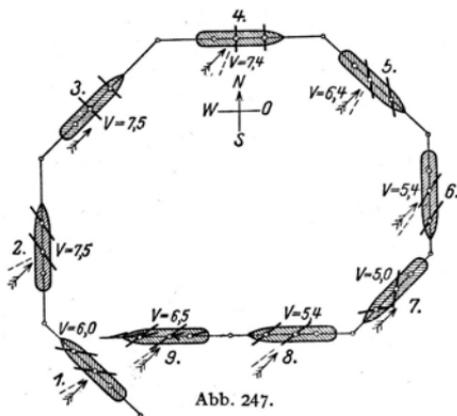


Abb. 247.

Windstärken ändert sich das Bild, weil es alsdann am Winde aus Stabilitätsgründen und wegen der Unstetigkeit des Windes nicht mehr möglich ist, die Segelfläche voll auszunutzen. Die reine Zeitfrage der Verkleinerungsmöglichkeit der Segelfläche ist bei der heutigen Takelage noch nicht gelöst, denn die Vortriebsfläche wird nach dem jeweils zu erwartenden Höchstdruck bemessen, der in den Böen auftreten kann, was nicht nur eine absolute, sondern auch relative Verkleinerung der Takelage mit wachsender Windstärke bedingt. Bei derartigen Windgeschwindigkeiten wird die Fahrtgeschwindigkeit auf

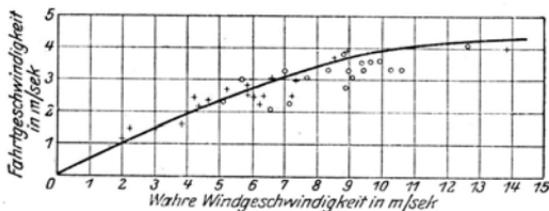


Abb. 248 a.

raumen Kursen und vor dem Winde, wo die krängende Komponente geringer ist bzw. Fahrt- und Krafrichtung näher zusammenfallen, bedeutend größer als die am Winde zu erzielende Geschwindigkeit.

Die Wirkung des Takelagewiderstandes trotz zweckmäßiggebraufter Raen zeigen die Meßfahrten des Motorzellers „Großherzog Friedrich-August“

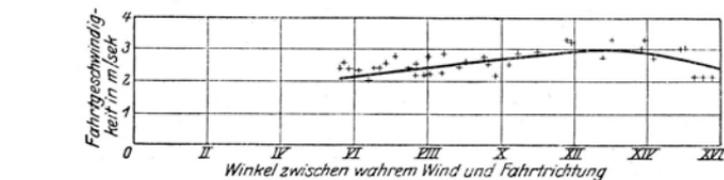


Abb. 248 b.

in der Kieler Bucht im Jahre 1919<sup>1)</sup>, aus denen hervorgeht, daß durch den Widerstand der Takelage bei Windstärke 5 bis über 2 Seemeilen Fahrdifferenz zustande kam (s. Abb. 247).

Die ersten ausführlichen Messungen über die Veränderlichkeit der Fahrtgeschwindigkeit auf verschiedenen Kursen und bei sich ändernden Windstärken (unter Zuhilfenahme eines Anemometers und genauer Bestimmung der Fahrtgeschwindigkeit) wurden während der Versuchsfahrten des Rorschiffes „Buckau“ an der Eckernförder Meile angestellt<sup>2)</sup>. Die Auftragung der auf ca. VI bis VIII Str. erzielten Geschwindigkeit als Funktion der wahren Windgeschwindigkeit (s. Abb. 248 a) läßt deutlich in dem verminderten Anstieg

<sup>1)</sup> „Hansa“, Deutsche Nautische Zeitschrift 1919.

<sup>2)</sup> Werft Reederei Hafen 1925, Heft 6.

der Kurve über 4 m/sek Fahrtgeschwindigkeit das Anwachsen des Widerstandes mit höherer Potenz und den Einfluß des Seeganges erkennen. Die vergleichenden Beobachtungen an Bord des Motorseglers „Annen“, eines Schwesterschiffes der „Buckau“ mit alter Schonertakelage, ergeben sehr gute Übereinstimmung, trotzdem bei diesen Messungen auf langer Fahrt die Geschwindigkeit nur mit dem Logg bestimmt werden konnte. In Abb. 248 b sind aus den „Annen“-Fahrtberichten die auf den einzelnen Kursen erzielten Geschwindigkeiten für eine wahre Windstärke von 6 m/sek aufgetragen. Die Kurve zeigt, daß der kleinstmögliche Kurswinkel ca. VI Str. betrug, und daß die größte Geschwindigkeit mit raumem Winde erreicht wurde.

Eine weitere Bestätigung der theoretischen Ergebnisse einerseits und ein Bild über den Einfluß des Seeganges und der unterschiedlichen Stabilitätsverhältnisse auf den einzelnen Kursen andererseits gibt Abb. 249, wo die Fahrt-ergebnisse einer großen Viermastbark für verschiedene Kurse mit zunehmender Windstärke aufgetragen sind.

In Übereinstimmung mit den theoretischen Überlegungen sehen wir bei kleinen und mittleren Windstärken ein Anwachsen der Fahrtgeschwindigkeit auf raumem Kursen und einen erneuten Ab-

fall bei Fahrt vor dem Winde infolge der zunehmenden Überdeckung der Segel und Verkleinerung der scheinbaren Windstärke.

Das Bild ändert sich jedoch mit zunehmender Windgeschwindigkeit. Bei Fahrt am Winde ist man wegen der mit wachsender Windstärke zunehmenden Böigkeit des Windes und der auf diesem Kurse großen krängenden Windkraft aus Stabilitätsgründen gezwungen, etwa bei Windstärke VI bis VII die kleinen und oberen Bramsegel fortzunehmen, bei Windstärke VIII bis IX die unteren Bramsegel festzumachen, während man darüber hinaus nur noch unter den Untermarssegeln mit geringer Fahrt „beiliegen“ kann.

Auf raumeren Kursen kann man infolge der geringeren krängenden Wirkung der Luftkraft die Segel länger stehen lassen, so daß der Geschwindigkeitsabfall bei stärkerem Winde nicht so groß wird, zumal der Seegang durch seine günstigere Richtung zum Kiele nicht mehr so fahrthemmend wirkt.

Einen gleichmäßigen, wenn auch mit zunehmender Windstärke langsameren Anstieg zeigt die Kurve der Fahrt glatt vor dem Winde, weil in diesem Falle wegen der symmetrischen Anordnung der Raasegel zur Mittschiffsebene kein drehendes und krängendes Moment mehr auftritt und der scheinbare Wind auf diesem Kurse schwächer ist als der wahre Wind.

Man erkennt hieraus, daß neben der verschiedenartigen Wirkung des Seeganges auf den einzelnen Kursen und der Veränderlichkeit der scheinbaren Windstärke vor allen Dingen die Lage der Luftkraft zum Kiele, in ihrer Wirkung auf die Stabilität des Schiffes, die Fahrtergebnisse ganz wesentlich beeinflusst.

Das Segelproblem ist nicht allein ein aerodynamisches, sondern gleichzeitig auch ein Stabilitäts-Problem.

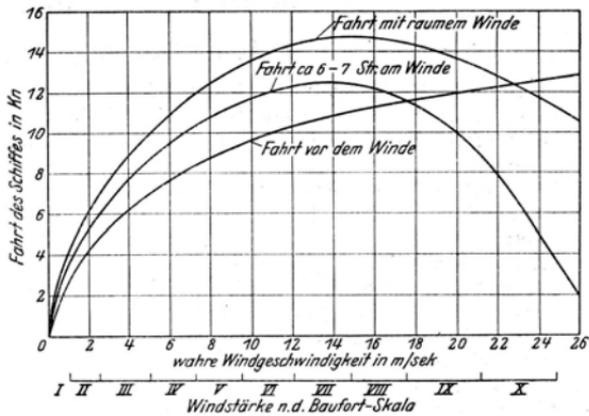


Abb. 249.

## Dritter Abschnitt.

# Stabilität der Schiffe.

## I. Theorie der Stabilität.

### A. Erklärung.

Unter Stabilität (Steiſſigkeit) eines Schiffes versteht man den Widerstand, den das aufrecht schwimmende Schiff einer Neigung entgegensetzt, und die Fähigkeit, sich, falls es in eine geneigte Lage gebracht ist, von selbst wieder aufzurichten.

Man unterscheidet hiernach:

1. Stabilität für die aufrechte Lage oder sehr [unendlich<sup>1)</sup>] kleine Neigungswinkel:

Anfangsstabilität (= Neigungswiderstand).

2. Stabilität für größere (endliche) Neigungswinkel:

Stabilität für Neigungen (= Aufrichtungsvermögen).

Die Stabilität hängt ab von der Form des Schiffes und der Verteilung der Gewichte im Schiffe, also von der Bauart, der inneren Einrichtung und der Stauung des Schiffes.

Bei gut entworfenen und richtig gestauten Schiffen soll sowohl für die aufrechte wie für jede vorkommende geneigte Lage ausreichende Stabilität vorhanden sein; nicht immer bedingt eine genügende Anfangsstabilität auch gute Stabilitätsverhältnisse für größere Neigungswinkel; andererseits kann es in gewissen Ladezuständen vorkommen, daß trotz geringer Anfangsstabilität doch die Stabilität für Neigungen ausreicht<sup>2)</sup>. Es muß daher bei jedem Schiffsentwurf die Stabilität nicht nur für die aufrechte Lage, sondern auch für Neigungen bis zu einem Winkel nachgewiesen werden, der groß genug ist, um die Annahme zu rechtfertigen, daß das Schiff voraussichtlich durch keine der in Frage kommenden Naturgewalten gezwungen wird, ihn zu erreichen. Die Größe des Neigungswinkels, bis zu dem ein Schiff stabil ist, bezeichnet man als Umfang der Stabilität. Für die erforderliche Größe dieses Umfangs ist natürlich der Verwendungszweck des Schiffes maßgebend. Ein Schiff von großer oder doch hinreichender Stabilität heißt stabil oder steif; ein solches von geringer (namentlich Anfangs-) Stabilität nennt man rank. Da aber im allgemeinen ein Schiff sich um so schneller und heftiger wieder aufrichtet, je größer die Stabilität, um so langsamer und ruhiger, je kleiner sie ist, wird im Gegensatz hierzu unrichtigerweise (besonders von Seeleuten) oft ein Schiff der letzteren Art

<sup>1)</sup> Die Bezeichnung „unendlich klein“ gilt streng genommen nur für die rein mathematische Betrachtung der Stabilitätslehre; für die Praxis sind hierunter noch Winkel bis zu etwa 5 bis 8° zu verstehen.

<sup>2)</sup> Ohne jegliche Anfangsstabilität sind Schiffe im allgemeinen nicht seefähig, da dann die Einwirkungen des Windes leicht unangenehme oder gefährliche Schlagseiten herbeiführen können; bei großen Fracht- und Personendampfern tritt infolge des Verbrauches von Kohlen und Vorräten der Fall ein, daß sich bei geringer positiver oder negativer Anfangsstabilität kleine Schlagseiten einstellen, weil die Gewichte einseitig verteilt sind (oder infolge von Winddruck); nach Abgabe von Ballastwasser (beim Hinauffahren in Flüsse) kann die Anfangsstabilität ganz verschwinden, was hier ungefährlich ist. Schiffe mit Holzladung auf Deck fahren gleichfalls häufig mit sehr geringer Anfangsstabilität.

stabil genannt, weil es durch seine mäßigen und langsamen Bewegungen in See den Geschützen ein gutes Zielen und Abkommen gestattet<sup>1)</sup>.

Bei der Neigung des Schiffes um einen bestimmten Winkel kommt, wie bei jeder Drehung des Körpers, in Betracht:

1. Das die Neigung bewirkende drehende (statische) Moment (Winddruck, einseitige Gewichte, Seegang) (= Kraft · Hebelarm), welches, sofern das Schiff bis zu dem betreffenden Winkel Stabilität besitzt, ebenso groß sein muß wie das Moment des Widerstandes, welchen das Schiff der Neigung um diesen Winkel entgegensetzt, mit welchem es sich also wieder aufzurichten strebt: Statische Stabilität.

2. Die zur Erzielung der Neigung aufgewendete mechanische Arbeit (= Kraft · Weg des Schwerpunktes), welche unter der gleichen Voraussetzung ebenso groß sein muß wie die von dem Widerstand während des Aufrichtens zu leistende Arbeit<sup>2)</sup>: Dynamische Stabilität.

Nach der Lage der Achse, um welche man sich das Schiff geneigt denkt, unterscheidet man:

a) Stabilität für Neigungen um eine wagerechte Längsachse: Neigungen querschiffs;

b) Stabilität für Neigungen um eine wagerechte Querachse: Neigungen längsschiffs;

c) Stabilität für Neigungen um eine beliebige Achse.

## B. Statische Stabilität.

### 1. Neigungen querschiffs.

Denkt man sich das Schiff zunächst in aufrechter Lage und ist hierbei (Abb. 250 a)

$F$  der Formschwerpunkt der Verdrängung,

$G$  der Gewichtsschwerpunkt,

$WL$  die Wasserlinie,

so gilt als Gleichgewichtsbedingung nicht nur, daß Schwerkraft und Auftrieb, also Schiffsgewicht und Verdrängung, gleich groß und entgegengesetzt gerichtet sind, sondern beide müssen auch in ein und dieselbe Senkrechte fallen, da sie sonst ein drehendes Moment hervorrufen würden, d. h.  $F$  und  $G$  liegen in einer Senkrechten, welche im allgemeinen in der Mittel-längsebene des Schiffes liegt.

Wird das Schiff nun durch irgendeine Kraft, welche aber die Größe der Verdrängung nicht verändern soll, um seine Längsachse geneigt, und ist:

$W_1 L_1$  die Wasserlinie in der geneigten Lage,  
 $\varphi$  der Neigungswinkel,

so taucht bei der Neigung auf der einen Seite ein Keilstück ein, auf der andern ein gleich großes Keilstück aus, wodurch sich die Form der Wasserverdrängung ändert und auch ihr Schwerpunkt eine Verschiebung erleidet, und zwar nach der eintauchenden Seite hin, nach  $F_1$ . Durch diesen Punkt geht nunmehr die neue Richtung des Auftriebes, und es entsteht aus diesem und der gleich großen in  $G$  angreifenden Schwerkraft ein Kräftepaar, welches je nach der Lage von  $F_1$  aufrichtend (Abb. 250b) oder umstürzend (kenternd) (Abb. 250c) wirkt;

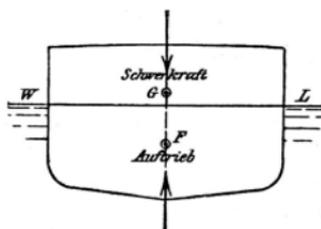


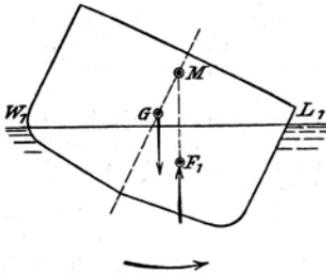
Abb. 250a. Aufrechte Lage.

<sup>1)</sup> Die englischen Worte *stiffness* = Steifheit und *steadiness* = Stetigkeit geben diese beiden Eigenschaften treffend wieder. Vgl. Thearle: *Theoretical Naval Architecture*, S. 236.

<sup>2)</sup> In Frankreich daher auch *travail résistant* genannt; s. Guyou: *Théorie du navire*, S. 143.

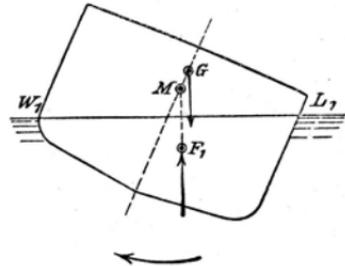
nur in dem seltenen Falle, daß  $F_1$  gerade senkrecht unter  $G$  zu liegen kommt (Abb. 250d), wird kein Kräftepaar hervorgerufen, sondern es bleibt nach wie vor Gleichgewicht bestehen.

Den Durchschnittspunkt  $M$  der neuen Auftriebsrichtung mit der Mittellängsebene nennt man das Metazentrum (und zwar das Breitenmetazentrum,



Drehungssinn des Kräftepaars.

Abb. 250b. Geneigte Lage. Stabiles Gleichgewicht.



Drehungssinn des Kräftepaars.

Abb. 250c. Geneigte Lage. Labiles Gleichgewicht.

zum Unterschied von dem für Neigungen längsschiffs sich ergebenden Längsmetazentrum); die Lage des Metazentrums ist für die Wirkung des entstehenden Kräftepaars maßgebend, denn:

- liegt  $M$  über  $G$ , so ist das Kräftepaar ein aufrichtendes,
- liegt  $M$  unter  $G$ , so ist das Kräftepaar ein umstürzendes,
- liegt  $M$  in  $G$ , so ist kein Kräftepaar vorhanden,

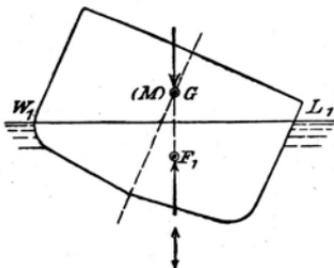


Abb. 250d. Geneigte Lage. Indifferentes Gleichgewicht.

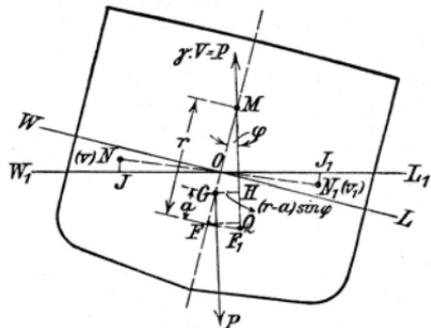


Abb. 251.

und das Gleichgewicht, in welchem sich das Schiff vorher in der aufrechten Lage befand, war ein stabiles, labiles oder indifferentes.

Bei jedem Schiff muß daher, wenn es Anfangsstabilität besitzen soll, das Metazentrum über dem Gewichtschwerpunkt liegen. Somit ist  $M$  die höchste zulässige Lage, welche  $G$  einnehmen darf, ohne daß das Schiff sich ohne äußere Einwirkung überneigt<sup>1)</sup>.

**Stabilitätsmoment.** Das statische Moment des aufrichtenden Kräftepaars, das Stabilitätsmoment ist, wie aus Abb. 251 ersichtlich:

$$St = P \cdot GH = P \cdot MG \cdot \sin \varphi.$$

<sup>1)</sup> Bouguer: Traité du navire 1746. Aus diesem Grunde hat wohl Bouguer, von welchem die erste Lehre von der Stabilität der Schiffe herrührt, diesem Punkt die Bezeichnung Metazentrum („meta“ = Ziel, Grenze, bis zu welcher das „Zentrum“ der Schwerkraft steigen darf) gegeben. Es werden jedoch auch andere Deutungen gegeben.

Die Strecke  $\overline{MG}$  ist daher ein Maß für die Größe der Stabilität; sie wird metazentrische Höhe genannt.

Bezeichnet man

$$\overline{MF} \text{ mit } r,$$

$$\overline{FG} \text{ mit } a,$$

und berücksichtigt, daß  $G$  sowohl über wie unter  $F$  liegen, also  $\overline{MG} = r \mp a$  sein kann, so ergibt sich als allgemeiner Ausdruck für das statische Stabilitätsmoment für die Anfangslage und für kleine Neigungen:

$$St = P(r \mp a) \sin \varphi = P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \varphi.$$

Hierin wird der Teil  $P \cdot r \cdot \sin \varphi$  das Stabilitätsmoment der Form,

$$P \cdot a \cdot \sin \varphi \quad ,, \quad ,, \quad ,, \quad \text{Gewichte}$$

genannt (da die Größe  $r$  — wie später gezeigt wird — wesentlich von der Form des Schiffes, die Größe  $a$  wesentlich von der Verteilung der Gewichte abhängt), um zu veranschaulichen, wie der dem Schiff durch seine Formen inwohnende Neigungswiderstand durch die Lage der Gewichte vermindert oder vermehrt wird<sup>1)</sup>.

Fällt  $F$  mit  $G$  zusammen, so wird  $a = 0$ , also auch  $P \cdot a \cdot \sin \varphi = 0$ , d. h. das Schiff hat nach obiger Ausdrucksweise nur Formstabilität, nach englischer Bezeichnung = Oberflächenstabilität [surface stability<sup>2)</sup>].

Eine untere Grenze von  $G$  ist — theoretisch — nicht vorhanden. Praktisch bildet diese der Tiefgang, doch kann  $G$  die tiefste Stelle des Schiffes selbstverständlich nie erreichen, obwohl es vorkommt, daß durch besonders tiefe Anordnung eines schweren Ballastkiels (wie bei den Wulstkieljachten) der Gesamtschwerpunkt der Gewichte noch unterhalb des eigentlichen Schiffskörpers liegt.

**Stabilität der Form.** Atwoodsche Formel. In dem sog. Stabilitätsmoment der Form  $P \cdot r \cdot \sin \varphi$  ist  $r = \overline{MF}$  von der Verschiebung des Formschwerpunktes bei der Neigung abhängig. Nach einem bekannten Satze der Mechanik<sup>3)</sup> geschieht diese Verschiebung parallel zu der Verbindungslinie der Schwerpunkte der ein- und austauschenden Keilstücke und um eine Strecke, die sich zu dieser Verbindungslinie umgekehrt verhält wie die zugehörigen Gewichte (oder Rauminhalte).

Sind also die Schwerpunkte der beiden Keilstücke  $N$  und  $N_1$ , ihre (gleich großen) Rauminhalte =  $v$ , so ist:

$$FF_1 \parallel NN_1, \text{ und } \overline{FF_1} : \overline{NN_1} = v : V; \text{ also } FF_1 = \frac{v \cdot \overline{NN_1}}{V};$$

da aber:

$$\overline{FF_1} : \overline{NN_1} = \overline{FQ} : \overline{JJ_1}, \text{ wenn } \left\{ \begin{array}{l} \overline{FQ} \perp F_1M \\ JN \text{ u. } J_1N_1 \perp W_1L_1 \end{array} \right\}, \text{ also } \overline{FQ} = \frac{v \cdot \overline{JJ_1}}{V}$$

und auch

$$\overline{FQ} = r \cdot \sin \varphi \text{ ist, so wird } r = \frac{v \cdot \overline{JJ_1}}{V \cdot \sin \varphi};$$

folglich

$$P \cdot r \cdot \sin \varphi = \gamma \cdot v \cdot JJ_1, \text{ da } P = \gamma \cdot V.$$

<sup>1)</sup> Trifft ersteres zu, d. h. ist  $St = P(r - a) \sin \varphi$ , so ergeben sich wiederum die drei vorerwähnten Fälle, nämlich:

für $r > a$ : stabiles	}	Gleichgewicht der aufrechten Lage.
$r < a$ : labiles		
$r = a$ : indifferentes		

<sup>2)</sup> Reed: Stability of ships, S. 36. 1885; Thearle: Theoretical Naval Architecture; Mackrow: Pocket book, S. 85. 1896.

<sup>3)</sup> Verschiebt man in einem System von Kräften (oder Gewichten) eine Kraft (Gewicht) um eine gewisse Strecke, so verschiebt sich der Gesamtangriffspunkt aller dieser Kräfte (Gewichte — Gewichtsschwerpunkt) um eine Strecke parallel zu jener Einzelverschiebung und derart, daß die Verschiebungen sich umgekehrt verhalten wie die zugehörigen Kräfte (Gewichte).

Demnach das Stabilitätsmoment:

$$St = P(r \mp a) \sin \varphi = P \left[ \frac{v \cdot \overline{JJ_1}}{V \cdot \sin \varphi} \mp a \right] \sin \varphi$$

$$= P \left[ \frac{v \cdot \overline{JJ_1}}{V} \mp a \sin \varphi \right] = \gamma [v \cdot \overline{JJ_1} \mp V \cdot a \cdot \sin \varphi].$$

Dies ist die von Atwood i. J. 1798 angegebene Formel für die statische Stabilität<sup>1)</sup>.

**Anfangsstabilität (Neigungswiderstand), Metazentrum für die aufrechte Lage und kleine Neigungswinkel.** Aus dem Werte  $r = \left( \frac{v \cdot \overline{JJ_1}}{V \cdot \sin \varphi} \right)$  geht hervor,

daß die Lage des Metazentrums im allgemeinen keine feststehende ist, sondern sich mit jedem Neigungswinkel und je nach den Formen und Schwerpunktlagen der ein- und austauchenden Keilstücke ändert.

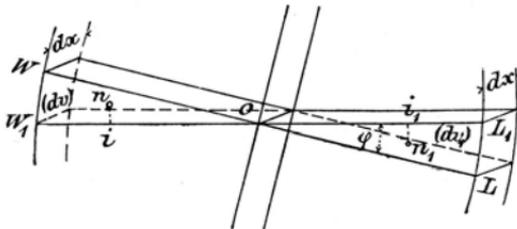


Abb. 252.

Unter der beschränkten Voraussetzung, daß es sich um sehr kleine Winkel handelt, läßt sich jedoch der Wert von  $r$  und damit die Lage von  $M$  ohne weiteres wie folgt bestimmen.

Man kann annehmen, daß in diesem Falle die beiden sehr nahe beisammenliegenden Wasserlinien  $WL$  und  $W_1L_1$  gleich groß sind und sich in der Mittellängsebene, und zwar in der im Punkte  $O$  sich projizierenden Geraden schneiden.

Dann ist

$$\overline{WO} = \overline{W_1O} = \overline{LO} = \overline{L_1O};$$

also

$$\triangle W O W_1 \cong \triangle L O L_1 = \frac{\overline{WO}^2}{2} \cdot \sin \varphi.$$

Bezeichnet man die Ordinate  $\overline{WO}$  der Wasserlinie (von  $O$  aus) mit  $y$ , ferner die den Punkten  $J$  und  $J_1$  entsprechenden Punkte eines einzelnen Spants mit  $i$  und  $i_1$  (Abb. 252), so ist der Inhalt eines Keilstückes von der Dicke  $dx$  (= Entfernung zweier sehr nahe benachbarten Spanten)  $dv = \frac{y^2}{2} dx \cdot \sin \varphi$ ; und, da  $i i_1 = i O + i_1 O = 2 \cdot \frac{2}{3} \overline{WO} = \frac{4}{3} y$ , so ist  $dv \cdot i i_1 = \frac{2}{3} y^3 dx \cdot \sin \varphi$  das statische Moment der beiden kleinen Keilstücke innerhalb der Strecke  $dx$ .

Die Summe dieser Momente über die ganze Schiffslänge muß das Moment der ganzen Keilstücke ergeben, also:

$$\sum (dv \cdot i i_1) = v \cdot \overline{JJ_1} = \frac{2}{3} \int_0^L y^3 dx \cdot \sin \varphi,$$

folglich

$$r = \frac{\frac{2}{3} \int_0^L y^3 dx}{V} = \overline{MF}.$$

<sup>1)</sup> Philosophical Transactions v. 8. März 1798, S. 201.

$\int_0^L y^3 dx$  ist das Trägheitsmoment der oberen Wasserlinie in bezug auf ihre durch  $O$  gehende Mittellinie (s. a. S. 102); also ist der

Abstand des Metazentrums vom Formschwerpunkt

$$r = \overline{MF} = \frac{\text{Trägheitsmoment der WL}}{\text{Verdrängung}} \quad (\text{S. 102}).$$

Der gefundene Wert für  $r$  zeigt die Wichtigkeit der Breite des Schiffes in der Konstruktionswasserlinie für die Anfangsstabilität.

Das Stabilitätsmoment wird nunmehr

$$St = P \left[ \frac{\int_0^L y^3 dx}{V} \mp a \right] \sin \varphi = \gamma \left[ \frac{\int_0^L y^3 dx}{V} \mp V \cdot a \right] \sin \varphi.$$

Dies ist der Wert für die Anfangsstabilität oder den Neigungswiderstand.

Hieraus ergeben sich nachstehende Folgerungen:

Die Anfangsstabilität oder der Neigungswiderstand ist um so größer:

1. je breiter die Oberwasserlinie ist,
2. je höher der Form- (Verdrängungs-) Schwerpunkt liegt,
3. je tiefer der Gewichtsschwerpunkt liegt,

4. je  $\frac{\text{kleiner}}{\text{größer}}$  die Verdrängung ist, wenn der Gewichtsschwerpunkt  $\frac{\text{über}}{\text{unter}}$  dem Formschwerpunkt liegt.

**Formstabilität (oder statische Oberflächenstabilität).** Fallen Form- und Gewichtsschwerpunkt zusammen, so wird  $a = 0$  und die

$$F \cdot St = \gamma \cdot \frac{2}{3} \int y^3 dx \cdot \sin \varphi \quad \text{oder} \quad = P \cdot r \cdot \sin \varphi,$$

d. i. der Wert, welcher vorher als Form- oder Oberflächenstabilität bezeichnet war. Die Berechtigung letzterer Bezeichnung leuchtet ein, da dieser Wert tatsächlich nur von der Oberfläche der Schwimmebene und dem Neigungswinkel — welcher allerdings, der Annahme gemäß, nur klein sein darf — abhängt.

**Stabilität für Neigungen (Aufrichtungsvermögen).** Für Neigungen um größere (endliche) Winkel ist das Stab.-Mom. nach der Atwoodschen Formel (S. 298):

$$St = \gamma [v \cdot \overline{JJ_1} \mp V \cdot a \sin \varphi].$$

Die Schwimmebenen für die aufrechte und geneigte (Abb. 253) Lage werden sich im allgemeinen nicht mehr in der Mittellängsebene schneiden,

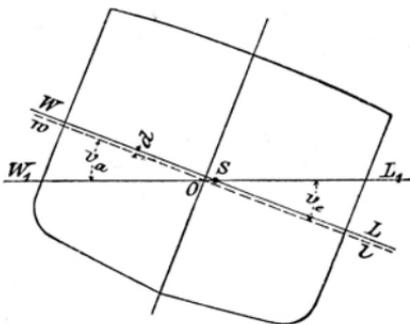


Abb. 253.

sondern seitlich davon in einer durch  $S$  gehenden Geraden. Die Querschnitte der ein- und austauchenden Keilstücke und diese selbst sind nicht mehr formgleich, sondern nur inhaltgleich, und ihr Moment kann nicht mehr durch das Trägheitsmoment der Oberwasserlinie ausgedrückt, sondern muß, ebenso wie auch ihr Rauminhalt, für jeden Neigungswinkel berechnet werden.

Man erhält die Lage der neuen, zwei gleich große Keilstücke abschneidenden Wasserlinie, indem man durch  $O$  unter dem Neigungswinkel  $\varphi$  eine Hilfswasserlinie  $wl$  legt und die von ihr abgeschnittenen aus- und eintauchenden Keilstücke

$v_a$  und  $v_e$  berechnet. Die richtige Wasserlinie liegt dann von jener in einem Abstände

$$d = \frac{v_a - v_e}{W},$$

worin  $W$  der Flächeninhalt der Wasserlinie  $wl$  ist, so daß sich die Lage des Punktes  $S$ , durch welchen die Schnittlinie der beiden Wasserlinien geht, ergibt aus der Gleichung:

$$\overline{OS} = \frac{d}{\sin \varphi} + \frac{v_a - v_e}{W \sin \varphi}.$$

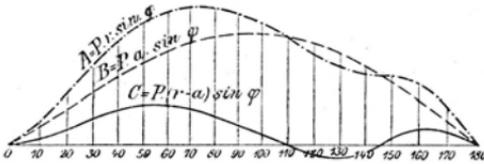


Abb. 254.

$$F \cdot St = \gamma \cdot v \cdot \overline{JJ}_1,$$

d. h. gleich dem Moment des Kräftepaars, welches durch die ein- und austauchenden Keile gebildet wird.

**Stabilitätsmomentenkurve.** Trägt man (s. Abb. 254) die berechneten Werte der Formstabilität:  $P \cdot r \cdot \sin \varphi = \gamma \cdot v \cdot \overline{JJ}_1$  für eine Anzahl aufeinanderfolgender Neigungswinkel als Ordinaten einer Kurve  $A$  auf, so sind die jeweiligen wirklichen Stabilitätsmomente leicht zu ermitteln, wenn für die entsprechenden Neigungswinkel ebenfalls die Werte  $P \cdot a \cdot \sin \varphi$  bestimmt, auf den zugehörigen Ordinaten abgesetzt und die gefundenen Punkte durch eine Kurve  $B$  verbunden werden; die Differenz oder die Summe (je nachdem  $a$  negativ oder positiv, d. h.  $F$  unter oder über  $G$  liegt) beider Ordinaten gibt sodann für jeden Neigungswinkel ohne weiteres das zugehörige wirkliche Stabilitätsmoment an, und der Verlauf der auf diese Weise erhaltenen Differenzkurve  $C$  veranschaulicht die Stabilitätsverhältnisse des Schiffes bei Neigungen. Diese

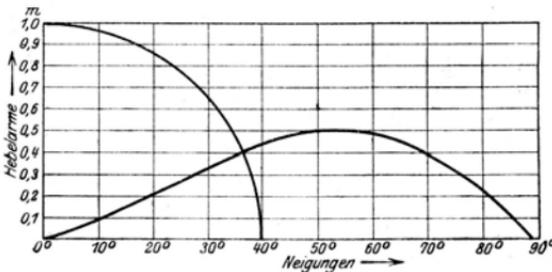


Abb. 255.

auftragen, deren Differenzkurve  $(r - a) \sin \varphi$  die aufrichtenden Hebelarme für die betreffenden Neigungen darstellt. Diese Kurve spielt bei der Beurteilung der Stabilitätseigenschaften die wesentlichste Rolle.

Um für die Beurteilung des Verlaufes der Kurve stets ein gleichmäßiges Bild vor Augen zu haben, ist es zweckmäßig, die Maßstäbe für Winkelteilung und Hebelarmgröße so zu wählen, daß 1 m Hebelarmlänge ebenso groß wie 40° dargestellt ist (Abb. 255).

Für die Stabilitätsmomentenkurven ist eine ähnliche Normaldarstellung nicht anging, da die Momente mit den Verdrängungen zu sehr wechseln, um einheitlich dargestellt werden zu können.

$S$  liegt immer an der Seite des größeren der durch  $wl$  abgeschnittenen Keilstücke. (Die Berechnung derselben siehe weiter unten.)

Für größere Neigungswinkel wird die Formstabilität, da  $a = 0$ :

Kurve heißt die Stabilitätsmomentenkurve. (Berechnung der Werte siehe weiter unten.)

**Kurve der Hebelarme der statischen Stabilität.** In gleicher Weise wie die Momente der statischen Stabilität lassen sich die Hebelarme, und zwar  $r \cdot \sin \varphi$  und  $a \cdot \sin \varphi$  als Ordinaten von Kurven

Abb. 256 und 257 zeigen die Stabilitätsmomentenkurven und die Kurven der Hebelarme für eine Anzahl Fischdampfer. Aus dem Vergleich geht hervor, wie sehr verschieden die Kurven übereinanderliegen, je nachdem nur die Hebelarme oder außerdem die Verdrängungen berücksichtigt sind.

a) Statische Stabilitätsmomentenkurven.

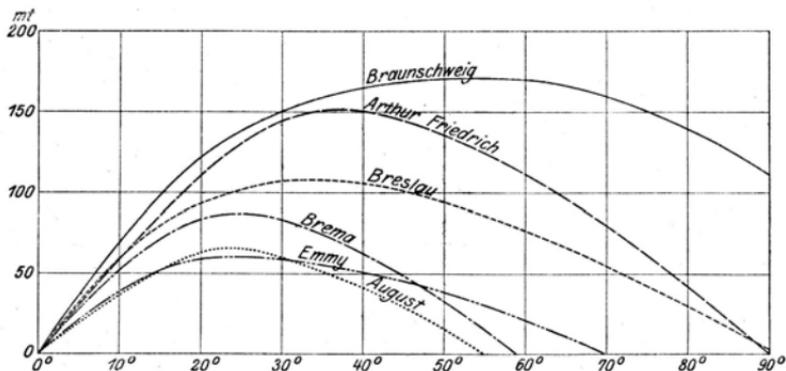


Abb. 256.

b) Kurven der Hebelarme der statischen Stabilität.

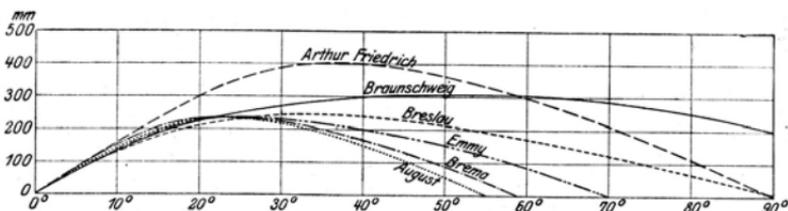


Abb. 257.

	Verdr.	$\overline{MG}$	Freibord mm	Aufbauten	L m	B m	H m
Emmy . . . . .	255	860	650	—	31,32	6,31	3,29
August . . . . .	275	780	720	—	33,53	6,70	3,60
Brema . . . . .	370	800	670	—	36,51	6,85	3,75
Arthur Friedrich .	373	885	800	—	39,00	6,55	3,63
Breslau . . . . .	440	760	590	Back- und Quartdeck	37,00	7,00	4,00
Braunschweig . .	555	750	600	Back- und Quartdeck	41,00	6,85	4,15

**Kurve der Metazentren.** Berechnet man für eine Anzahl aufeinanderfolgender Wasserlinien der aufrechten Lage die Formschwerpunkte der zugehörigen Verdrängungen und bestimmt die einzelnen metazentrischen Höhen, so erhält man durch Auftragen derselben die Kurve der Metazentren. Über Berechnung und Auftragung derselben s. S. 102 und die Tafeln im II. Band.

**Krümmungsradien der Verdrängungsschwerpunktskurve für Neigungen.** Bei Neigung des Schiffes wandert der Verdrängungsschwerpunkt auf einer von der Form abhängigen Kurve. Bei endlich kleiner Neigung (aus der Anfangslage) schneiden sich die zugehörigen Krümmungsradien im Anfangsmetazentrum (s. Abb. 268), bei endlicher Neigung in Punkten  $M'$ , die Reed Pro-

metazentren nennt<sup>1)</sup>, die Länge dieser Radien ist ebenso wie die Höhe des Anfangsmetazentrums bestimmt durch

$$r = \overline{M'F} = \frac{\text{Trägheitsmoment der WL}}{\text{Verdrängung}},$$

wobei selbstverständlich das Trägheitsmoment der zugehörigen geneigten Wasserlinie in Frage kommt. Aus dieser Beziehung ist ohne weiteres ersichtlich, daß

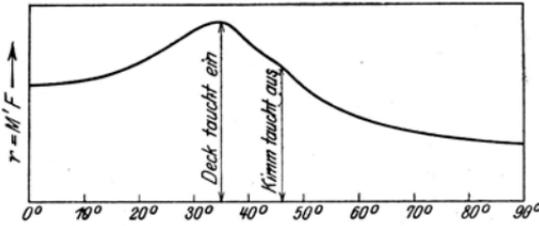


Abb. 258.

für Neigungen der Verlauf der Größe der Radien von Form und Verdrängung abhängig ist. Im allgemeinen wachsen die Radien für eine bestimmte Verdrängung zuerst schnell, nehmen aber wieder ab, sobald die Trägheitsmomente infolge des Eintauchens der Deckskante oder des

Austauchens der Kimm kleiner werden. Abb. 258 zeigt den Verlauf der Krümmungsradien für ein Schiff, dessen Deck bei etwa 35° eintaucht und dessen Kimm bei etwa 47° Neigung austaucht. Grundsätzlich sind in folgendem die Prometazentren stets mit  $M'$  bezeichnet, um Verwechslungen mit dem in der Mittellängsebene liegenden Metazentren ( $M, M\varphi$ ) zu vermeiden.

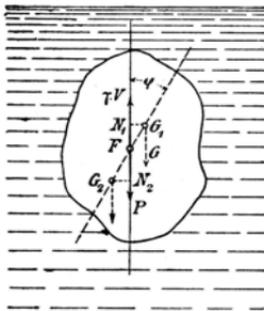


Abb. 259.

**Stabilität unter Wasser schwimmender Körper.**

Die Bedeutung des ersten Teiles des Stabilitätsmomentes als „Oberflächenstabilität“ leuchtet am besten ein bei der Betrachtung unter Wasser schwimmender Körper (Unterseeboote), welche keine in der Wasseroberfläche liegende Schwimmebene besitzen.

Die Stabilität solcher Körper bestimmt sich naturgemäß wieder durch die gegenseitige Lage von Gewichts- und Formschwerpunkt, doch findet hier eine wesentliche Einschränkung dadurch statt, daß der Formschwerpunkt für alle Neigungen des Körpers derselbe bleibt. Demnach kann hier kein Metazentrum entstehen, dieses fällt vielmehr mit dem Formschwerpunkt zusammen. Es ist daher für jede

Lage des Körpers  $\overline{MF} = r = \frac{\int y^3 dx}{V} = 0$  (weil ja auch  $y$ , die Breite in der Wasserlinie, = 0 ist), und die Stabilität beruht einzig und allein auf dem Werte  $\overline{FG} = a$ , also auf der Lage des Gewichtsschwerpunktes.

Ein solcher, im Wasser ganz eingetaucht schwebender Körper hat somit gar keine Form-, sondern nur Gewichtsstabilität, und zwar auch nur, wenn  $G$  unter  $F$  liegt (Abb. 259).

Fällt  $G$  mit  $F$  zusammen, so fällt bei jeder Lage des Körpers der Auftrieb des Wassers und die in  $G$  angreifende Schwerkraft in eine Senkrechte: es ist also, da beide Kräfte gleich und entgegengesetzt gerichtet sind, indifferentes Gleichgewicht vorhanden.

Rückt der Gewichtsschwerpunkt nur um ein kleines Stück über den Formschwerpunkt, etwa nach  $G_1$ , so tritt bei der geringsten Neigung ein Drehmoment am Hebelarm  $G_1N_1$  ein, welches, allmählich wachsend, bei einer Drehung um 90°

<sup>1)</sup> Reed: Stability of Ships.

seinen größten Wert erreicht, um dann nach einer völligen Umstürzung des Körpers bei 180° wieder gleich Null zu werden. Der Körper befindet sich somit in labilem Gleichgewicht.

Das Drehmoment ist in jeder Lage  $= P \cdot \overline{FG}_1 \sin \varphi = P \cdot \overline{G_1 N_1}$ , woraus sich schon ergibt, daß es

$$\begin{aligned} &\text{für } \varphi = 0^\circ \text{ und } 180^\circ = 0, \\ &\text{für } \varphi = 90^\circ \text{ am größten ist.} \end{aligned}$$

Befindet sich dagegen der Gewichtsschwerpunkt unterhalb des Formschwerpunktes, etwa in  $G_2$ , so ist stets stabiles Gleichgewicht vorhanden, d. h. der Körper kehrt nach jeder Neigung wieder in die ursprüngliche Gleichgewichtslage zurück. Das Drehmoment ist hier auch wieder

$$= P \cdot \overline{FG}_2 \sin \varphi = P \cdot \overline{G_2 N_2}.$$

Einzelheiten über Stabilität von Unterseebooten siehe Abschnitt Unterseefahrzeuge.

### 2. Neigungen längsschiffs.

Die Ermittlung der Stabilitätsverhältnisse eines Schiffes für Neigungen um eine wagerechte Querachse (Neigungen längsschiffs) beruht auf denselben theoretischen Betrachtungen wie für Querschiffsneigungen.

Ist (Abb. 260)  $F$  der Formschwerpunkt der aufrechten Lage,

$G$  der Gewichtsschwerpunkt,

$W_0 L_0$  die Wasserlinie der aufrechten Lage,

$W_1 L_1$  die Wasserlinie der geneigten Lage,

$\psi$  der Neigungswinkel,

so verschiebt sich infolge Aus- und Eintauchens der Keilstücke  $W_0 S W_1$  und  $L_0 S L_1$  der Punkt  $F$  nach  $F_1$ ; die durch letzteren gehende neue Auftriebsrichtung schneidet die bisherige durch  $F$  und  $G$  gehende in  $M_L$ , und dieser Punkt ist das Metazentrum (Längenmetazentrum).

Das Moment des aufrichtenden Kräftepaars (Stabilitätsmoment) ist

$$St_L = P \cdot \overline{GH} = P \cdot \overline{M_L G} \cdot \sin \psi = P(R \mp a) \sin \psi,$$

welches ebenso wie früher zerlegt werden kann in

$$\begin{aligned} &P \cdot R \cdot \sin \psi, \text{ das Stabilitätsmoment der Form, und} \\ &\mp P \cdot a \cdot \sin \psi, \text{ „ „ „ „ Gewichte.} \end{aligned}$$

Das Stabilitätsmoment der Gewichte ist hier durchweg im Vergleich mit dem Stabilitätsmoment der Form sehr klein, da  $R$  viel größer als  $a$  ist.

Sind auch hier  $N$  und  $N_1$  die Schwerpunkte der Keilstücke,  $J$  und  $J_1$  ihre Projektionen auf die neue Schwimmebene  $W_1 L_1$ , so ist wiederum

$$FF_1 \parallel NN_1; \quad \overline{FF_1} = \frac{v \cdot \overline{NN_1}}{V} \quad \text{und} \quad \overline{FQ} = \frac{v \cdot \overline{JJ_1}}{V};$$

$$JJ_1 = \overline{JS} + \overline{J_1 S}; \quad \overline{FQ} = R \cdot \sin \psi,$$

also:

$$R = \frac{v(\overline{JS} + \overline{J_1 S})}{V \cdot \sin \psi} = \overline{M_L F};$$

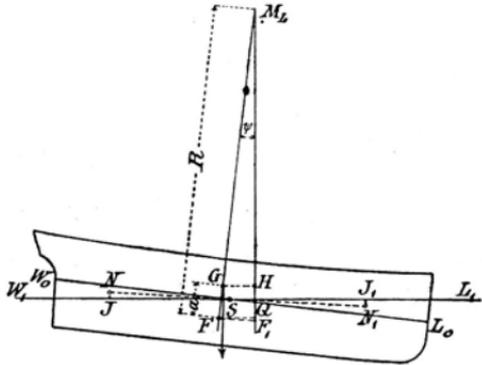


Abb. 260.

somit

$$St_L = P \left[ \frac{v(\overline{JS} + \overline{J_1S})}{V \cdot \sin \psi} \mp a \right] \sin \psi = \gamma [v(\overline{JS} + \overline{J_1S}) \mp V \cdot a \cdot \sin \psi].$$

Auf Grund der gleichen theoretischen Betrachtungen, wie sie für die Neigung um die Längsachse gegeben wurden, ergibt sich als Höhe des Längenmetazentrums über dem Formschwerpunkt:

$$R = M_L F = \frac{\text{Längsträgheitsmoment der WL}}{\text{Verdrängung}} \quad (\text{s. a. S. 103}).$$

Streng genommen gilt dieser Wert auch nur für die Anfangsstabilität, d. h. für kleine Neigungswinkel.

Da es sich aber bei Neigungen in der Längsschiffriechung im allgemeinen nur um kleine Winkel handelt (Trimmänderung durch Ballast usw.), so genügt die Feststellung dieser Größe. Die verhältnismäßig geringen Unterschiede, welche sich durch genaue Rechnung mit Hilfe der Keilstücke oder der Trägheitsmomente der geneigten Wasserlinien ergeben würden, spielen hierbei keine wesentliche Rolle.

Es kann also gesetzt werden für die Stabilitätsmomente bei Neigungen um die Querachse (Längensstabilität)

$$St_L = P \cdot \left( \frac{\text{Längsträgheitsmoment der WL}}{\text{Verdrängung}} \mp a \right) \sin \psi.$$

### 3. Neigungen um beliebige Achsen.

**Zwischenmetazentren.** Für eine beliebige wagerechte Drehachse läßt sich das Trägheitsmoment der *CWL* aus den Trägheitsmomenten für ihre Hauptachsen  $J$  und  $J_L$  bestimmen durch die Beziehung (Abb. 261)

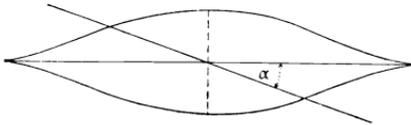


Abb. 261.

$$J_a = J \cdot \cos^2 \alpha + J_L \cdot \sin^2 \alpha,$$

wodurch sich auch die Metazentrierhöhe  $\overline{M_a F}$  ergibt, nämlich:

$$r_a = \frac{J \cdot \cos^2 \alpha + J_L \cdot \sin^2 \alpha}{V}.$$

Da dieser Ausdruck für

$$\alpha = 0 \quad \text{zu} \quad \frac{J}{V} = r,$$

und für

$$\alpha = 90^\circ \quad \text{zu} \quad \frac{J_L}{V} = R$$

wird, so folgt, daß das Metazentrum für Querschiffsneigungen die niedrigste, das für Längsschiffsneigungen die höchste Lage hat, und daß die Metazentren für alle übrigen denkbaren Drehachsen zwischen diesen beiden liegen müssen.

Hiernach ist es gerechtfertigt, daß man nur für Neigungen querschiffs, bei denen Neigungswiderstand und Aufrichtungsvermögen die kleinsten Werte haben, eingehende Stabilitätsrechnungen anstellt, für Neigungen längsschiffs dagegen nur die Anfangsstabilität untersucht.

### C. Zusammenhang zwischen Anfangsstabilität und statischer Stabilität für endliche Neigungen.

Legt man an die Kurve der Hebelarme der statischen Stabilität die Tangente im Anfangspunkt  $A$ , so gibt deren Neigungswinkel ein Maß für die Größe der Anfangsstabilität (Abb. 262).

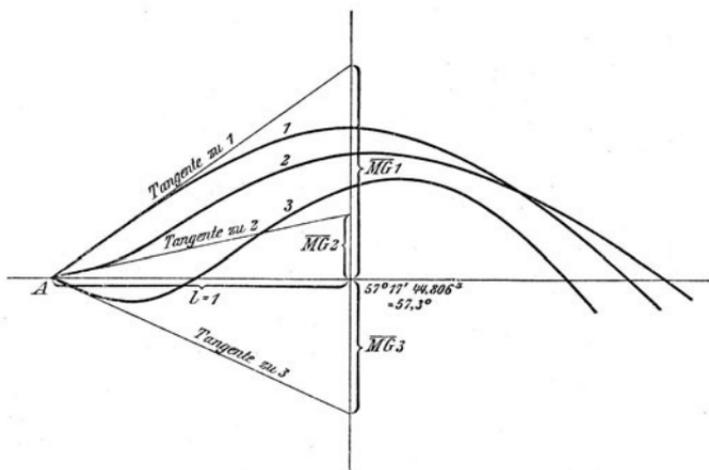


Abb. 262.

Der Winkel  $\alpha$ , welchen die Tangente einer Kurve mit der positiven  $x$ -Achse einschließt, ergibt sich aus der Beziehung  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{dy}{dx}$ , in unserem Fall  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{dSt}{d\varphi}$ . Da der Hebelarm von  $St = \overline{MG} \cdot \sin \varphi$  ist und  $\overline{MG}$  für kleine Neigungen als unveränderlich angenommen werden kann, erhält man  $\frac{dSt}{d\varphi} = \overline{MG} \cdot \cos \varphi = \operatorname{tg} \alpha$ ;  $\cos \varphi$  ist für kleine Winkel  $= 1$ , so daß

$\operatorname{tg} \alpha = \overline{MG}$  gesetzt werden kann. Die Tangente im Anfangspunkt der  $St$ -Kurve ist daher gleich dem Hebelarm der Anfangsstabilität. — Zur Aufzeichnung der Tangente trägt man  $\overline{MG}$  im Maßstab der  $St$ -Kurve über der Strecke  $l = \text{Bogeneinheit}$  ( $l = r = 1$  entspricht  $\varphi = 57^\circ 17' 45''$ ) auf; dann ist die Verbindungslinie des Endpunktes von  $\overline{MG}$  mit  $A$  die Tangente im Anfangspunkt der Stabilitätskurve.

Der Einfluß der verschiedenen Größe von  $\overline{MG}$ , das auch negativ sein kann, tritt dabei deutlich in Erscheinung.

In ähnlicher Weise steht die Tangente an einem beliebigen Punkt der Kurve der Hebelarme der statischen Stabilität mit der Strecke  $\overline{HM}'\varphi$  der Abb. 263 in Beziehung.

Zu einer um den Winkel  $\varphi$  geneigten Lage des Schiffes gehört der Hebelarm  $\overline{GH}$ . Der Zuwachs bei einer weiteren Neigung um  $\delta\varphi$  ist gleich  $\overline{HM}'\varphi \cdot d\varphi$ , also

$$\frac{\delta \overline{GH}}{\delta \varphi} = \overline{HM}'\varphi,$$

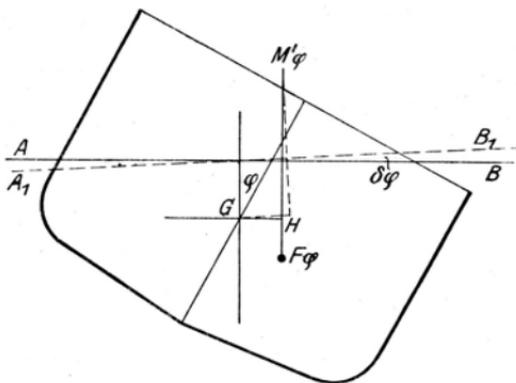


Abb. 263.

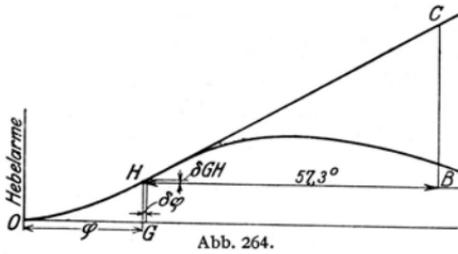


Abb. 264.

$\frac{\delta \overline{GH}}{\delta \varphi}$  die Tangente für diesen Neigungswinkel in ähnlicher Weise wie die Tangente im Anfangspunkt bei Abb. 262.

d. h. das Verhältnis der Vergrößerung des Hebelarmes zur entsprechenden Vergrößerung des Neigungswinkels ist durch  $\overline{HM'}\varphi$  bestimmt.  $\overline{HM'}\varphi$  ist aber der Krümmungsradius der Verdängungs-Schwerpunktkurve für die betreffende Neigung verringert um  $F\varphi H$ .

In der Kurve der Hebelarme Abb. 264 ist aber die Ordinate für den Neigungswinkel  $\varphi = \overline{GH}$  und der Wert

### D. Dynamische Stabilität.

Dynamische Stabilität ist der Aufwand an Arbeit, welcher erforderlich ist, um ein Schiff um einen gewissen Neigungswinkel zu krängen. Sie gibt daher Aufschluß über das voraussichtliche Verhalten des Schiffes auf See und über die zu erwartende Sicherheit gegen Neigung durch plötzlich einwirkenden Winddruck und See-gang.

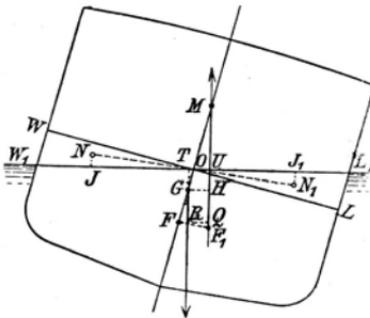


Abb. 265.

Berechnet man für eine Reihe von aufeinanderfolgenden Neigungswinkeln, z. B. von 10 zu 10 Grad, die einzelnen hierzu gehörigen Formschwerpunkte, so findet man, daß sowohl diese als auch der Gewichtsschwerpunkt ihre Lage gegen die jeweilige Schwimmebene ändern.

Die zu dieser Änderung, Hebung oder Senkung des Schwerpunktes erforderliche mechanische Arbeit ist jedesmal das Produkt des Schiffsgewichtes mit dem in der Krafrichtung zurückgelegten Weg

des Schwerpunktes; die algebraische Summe beider Produkte, d. h. die Summe der mechanischen Arbeiten von Auftrieb und Schwerkraft, ist die dynamische Stabilität ( $St_d$ ).

Sind die Angriffspunkte des aufrichtenden Kräftepaares nach der Neigung  $G$  und  $F_1$ , ihre senkrechte Entfernung von der neuen Schwimmebene  $\overline{GT}$  und  $\overline{F_1U}$ , so sind die von beiden Punkten während der Neigung zurückgelegten Wege  $\overline{GO} - \overline{GT}$  und  $\overline{FO} - \overline{F_1U}$ ; die mechanischen Arbeiten daher  $P(\overline{GO} - \overline{GT})$  und  $P(\overline{FO} - \overline{F_1U})$  und, da Schwerkraft und Auftrieb entgegengesetzt gerichtet sind, die Summe ihrer Arbeiten (Abb. 265):

$$St_d = P[(\overline{GO} - \overline{GT}) - (\overline{FO} - \overline{F_1U})]$$

oder, da

$$\left\{ \begin{aligned} \overline{F_1U} - \overline{GT} &= \overline{F_1H} \\ \overline{FO} - \overline{GO} &= \overline{FG} \end{aligned} \right. = P[\overline{F_1H} - \overline{FG}];$$

da ferner

$$\overline{F_1H} = \overline{F_1Q} + \overline{QH} = \overline{F_1Q} + \overline{FG} \cdot \cos \varphi = P[\overline{F_1Q} - \overline{FG}(1 - \cos \varphi)].$$

Nach dem unter Statische Stabilität (S. 297) angeführten Satze findet jedoch auch hier die Verschiebung des Formschwerpunktes im umgekehrten Verhältnis der zugehörigen Rauminhalte statt, somit ist:

$$\overline{F_1Q} = \frac{v \cdot (\overline{JN} + \overline{J_1N_1})}{V},$$

also:

$$St_d = P \left[ \frac{v \cdot (\overline{JN} + \overline{J_1 N_1})}{V} - \overline{FG} \cdot (1 - \cos \varphi) \right]$$

oder, da  $P = \gamma \cdot V$ ,  $\overline{FG} = \pm a$  ist,

$$= \gamma [v (\overline{JN} + \overline{J_1 N_1}) \mp V \cdot a \cdot (1 - \cos \varphi)],$$

wofür man auch, da  $(1 - \cos \varphi) = \sin \text{vers } \varphi$  ist, schreiben kann:

$$St_d = \gamma [v \cdot (\overline{JN} + \overline{J_1 N_1}) \mp V \cdot a \cdot \sin \text{vers } \varphi].$$

Moseleysche Formel. Dies ist die von Moseley<sup>1)</sup> im Jahre 1850 angegebene und in den „Phil. Transactions of the Royal Society of London“ veröffentlichte Formel für die dynamische Stabilität, deren äußere Ähnlichkeit mit der Atwoodschen für die statische Stabilität (s. S. 298) sofort auffällt.

Die Größe der dynamischen Stabilität ist ebenfalls abhängig von der Form der aus- und eintauchenden Keilstücke sowie von dem Werte  $a$ .

(Hier ist die Reibung des Wassers an Kiel und Oberfläche sowie der Arbeitsaufwand, welcher durch Verdrängen des Wassers durch die Bordwände bedingt ist, nicht berücksichtigt.)

Im allgemeinen gilt folgendes:

Je kleiner  $a$  wird, d. h. je niedriger  $G$  liegt, um so kleiner wird der zweite Ausdruck, um so größer ist die dynamische Stabilität und umgekehrt.

Je größer die Neigung wird, um so größer wird der zweite Ausdruck. Es wird jedoch auch der erstere größer, aber in geringerem Maße als jener.

Durch das dem Schiffe innewohnende Trägheitsmoment wird dann noch ein Pendeln um die neue Gleichgewichtslage bis zur gänzlichen Vernichtung der mechanischen Arbeit erfolgen.

Auch hier kann man dynamische Form- und Gewichtsstabilität unterscheiden. Die dynamische Form- oder Oberflächenstabilität drückt sich aus — zufolge der Annahme, daß Form- und Gewichtsschwerpunkt zusammenfallen, also  $\overline{FG} (= a) = 0$  ist:

$$F \cdot St_d = P \cdot \overline{F_1 Q} = \gamma \cdot v (\overline{JN} + \overline{J_1 N_1}),$$

ist also ebenfalls, wie die statische, nur abhängig von der Form und Größe der ein- und austauchenden Keilstücke, d. h. von der Form des Schiffes zwischen Wind und Wasser.

Werden diese Werte für eine Reihe aufeinanderfolgender Neigungswinkel ausgerechnet und als Ordinaten einer Kurve aufgetragen, so erhält man die Kurve der dynamischen Oberflächenstabilität.

Berechnet man für dieselben Neigungswinkel auch die Werte von  $P \cdot a \cdot \sin \text{vers } \varphi$  und trägt sie im gleichen Maßstab auf den zugehörigen Ordinaten ab, so erhält man in der Differenz beider Ordinaten den Betrag der jedem Neigungswinkel entsprechenden wirklichen dynamischen Stabilität.

## E. Zusammenhang zwischen statischer und dynamischer Stabilität.

Wenn der Neigungswinkel nur klein ist, so kann man die ein- und austauchenden Spantteile als Kreisbogenstücke, die Keilstücke also als Drehkörper betrachten, deren Begrenzungen sich in der Symmetrieebene (in  $O$ ) schneiden, und deren Schwerpunkte  $N$  und  $N_1$  auf der Halbierungslinie des eingeschlossenen Winkels  $\varphi$  liegen; dann ist (Abb. 266)

<sup>1)</sup> Englischer Geschwaderprediger.

$$\overline{JN} + \overline{J_1 N_1} = \overline{N_1 N_2} = \overline{JJ_1} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2};$$

$$St_d = \gamma \left[ v \cdot \overline{JJ_1} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \mp V \cdot a (1 - \cos \varphi) \right];$$

also

$$v \cdot \overline{JJ_1} \text{ ist aber (S. 297) } = r \cdot V \sin \varphi,$$

$$St_d = \gamma \cdot V \left[ r \cdot \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \mp a (1 - \cos \varphi) \right]$$

und, da  $1 - \cos \varphi = \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}$ ;  $\gamma \cdot V = P$ ,

$$St_d = P (r \mp a) \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = St \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2},$$

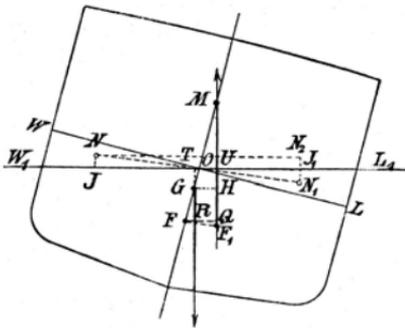


Abb. 266.

d. h. bei kleinen Neigungswinkeln ist die dynamische Stabilität gleich der statischen Stabilität multipliziert mit der Tangente des halben Neigungswinkels. Ohne weiteres ist dies aus der Abb. ersichtlich, da bei obiger Voraussetzung  $MF = \overline{MF_1}$ , also  $F_1 Q = \overline{MF} - \overline{MF} \cdot \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi) = r \cdot \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}$  ist.

Es ist also die dynamische Stabilität der Form (Oberflächenstabilität)

$$F \cdot St_d = P \cdot r (1 - \cos \varphi) = P \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2},$$

die dynamische Stabilität der Gewichte

$$G \cdot St_d = P \cdot a (1 - \cos \varphi) = P \cdot a \cdot \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2},$$

erstere nur abhängig von der Form des Schiffes in der Nähe der Wasserlinie, letztere nur abhängig von der Stauung der Gewichte.

**Dynamische Anfangsstabilität.** Verallgemeinert stellt obiger Wert die dynamische Anfangsstabilität dar:

$$St_d = St \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = P \cdot \left[ \frac{\frac{2}{3} \int y^3 dx}{V} \mp a \right] \cdot \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}$$

oder

$$St_d = P \cdot \left[ \frac{\frac{2}{3} \int y^3 dx}{V} \mp a \right] (1 - \cos \varphi).$$

Entsprechend dem Früheren (S. 307) würde darunter zu verstehen sein: die Widerstandsarbeit<sup>1)</sup>, welche die Stabilität bei der Neigung um den Winkel  $\varphi$  leistet, welche also durch eine äußere Kraft aufgewendet werden muß, um die Neigung des Schiffes zu bewirken.

**Dynamische Stabilitätsmomentenkurve.** Ein weiterer Zusammenhang ergibt sich beim Vergleich der statischen und der dynamischen Stabilitätsmomenten-

<sup>1)</sup> S. Anm. a. S. 295.

kurve aus folgender Betrachtung: Um das Schiff in geneigter Lage festzuhalten, bedarf es eines äußeren Kraftmomentes, so groß wie das der Neigung widerstrebende Stabilitätsmoment, also  $= P(r \mp a) \sin \varphi$ .

Denkt man sich dieses Moment hervorgerufen durch die Kraft  $P(r \mp a) \sin \varphi$ , wirkt am Halbmesser 1 eines um den augenblicklichen Drehpunkt des Schiffes geschlagenen Kreises, so wird für eine unendlich kleine Neigungszunahme  $d\varphi$  der erforderliche Aufwand an mechanischer Arbeit  $= P(r \mp a) \sin \varphi \cdot d\varphi$ , wenn man innerhalb des kleinen Winkels  $d\varphi$  die neigende Kraft als unverändert annimmt, da der Weg dieser Kraft das Bogenstückchen  $d\varphi$  ist. Diese Arbeit ist aber die dynamische Stabilität für die Neigung um  $d\varphi$ ; demnach für den ganzen Winkel  $\varphi$ :

$$St_d = \int_0^\varphi P(r \mp a) \sin \varphi d\varphi = P(r \mp a) \int_0^\varphi \sin \varphi d\varphi$$

$$= P(r \mp a) [-\cos \varphi - (-\cos 0)] = P(r \mp a) (1 - \cos \varphi)$$

(da  $\int \sin x dx = -\cos x + C$  ist).

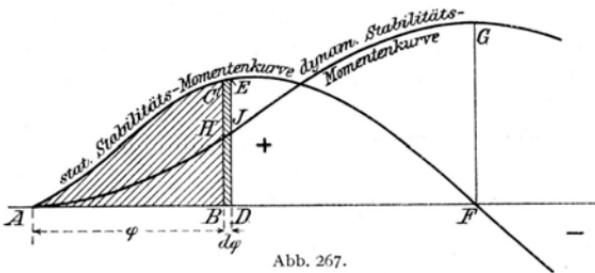


Abb. 267.

$P(r \mp a) \sin \varphi d\varphi$  ist jedoch nichts anderes als der Flächeninhalt des kleinen gestrichelten Stückes  $BCE D$  in der statischen Stabilitätsmomentenkurve (Abb. 267), deren Ordinate  $BC = P(r \mp a) \sin \varphi$  ist, und

$\int_0^\varphi P(r \mp a) \sin \varphi d\varphi$  ist der ganze Flächeninhalt dieser Kurve vom Nullpunkt  $A$  bis  $BC$ .

Um also die dynamische Stabilitätsmomenten- $(St_d)$ -Kurve zu finden, hat man nur die Flächeninhalte der statischen Stabilitätsmomentenkurve für eine Reihe von Winkeln zu bestimmen, sie auf den zugehörigen Ordinaten aufzutragen und die Endpunkte zu verbinden. ( $BH =$  Fläche  $ABC$ ;  $\overline{DJ} =$  Fläche  $ADE$ ;  $\overline{FG} =$  Fläche  $AFE$ ), d. h. die dynamische Stabilitätskurve ist die erste Integralkurve der statischen Stabilitätsmomentenkurve.

Die  $St_d$ -Kurve beginnt im Punkte  $A$  mit der  $St$ -Kurve, da in der aufrechten Lage beide Stabilitätsmomente  $= 0$  sind; sie erreicht ihren Höhepunkt da, wo die  $St$ -Kurve die  $x$ -Achse schneidet, die stat. Stab. also  $= 0$  wird (Kenterpunkt), und sie kehrt selbst zur  $x$ -Achse zurück, d. h. die dyn. Stab. wird  $= 0$ , wenn die  $St$ -Kurve ihren negativen Zweig durchlaufen hat und wieder mit  $0$  anfängt, vorausgesetzt, daß der positive und der negative Zweig der stat. Stabilitätsmomentenkurve gleich große Flächen einschließen. Ist dies nicht der Fall, so erhält die dyn. Stabilitätsmomentenkurve nur eine zur Achse parallele Tangente, d. h. einen Wendepunkt, und zwar liegt dieser

über  
unter

wenn die positive Fläche der Stabilitätsmomentenkurve größer  
kleiner ist als die negative.

Die Betrachtung zeigt, daß man sowohl auf geometrischem wie auf analytischem Wege die dynamische Stabilität in gleich einfacher Weise aus der statischen herleiten kann.

**Dynamische Stabilitätshebelarmkurve.** In gleicher Weise wie die dynamische Stabilitätsmomentenkurve aus der statischen Momentenkurve abgeleitet wird, ergibt sich die dynamische Stabilitätshebelarmkurve aus der statischen Hebelarmkurve durch einmalige Integration. Eine Beurteilung der dynamischen Stabilitätskurven an sich ist nicht möglich; sie können nur im Zusammenhang mit den entsprechenden kenternden Kräften beurteilt werden, wobei es gleichgültig ist, ob man dynamische Stabilitätsmomente mit dynamischen Winddruckarbeiten oder dynamische Stabilitätshebelarme mit dynamischen Winddruckhebelarmen vergleicht — der Unterschied ist lediglich der, daß in einem Falle auf beiden Seiten die Verdrängung als Faktor ausgeschaltet ist.

## II. Geometrie des Schiffes<sup>1)</sup>.

### A. Einfluß der Schiffsfornen auf die Stabilität.

Obwohl der Schiffskörper nur die einzige geometrische Eigenschaft besitzt, daß er zu beiden Seiten der Mittellängsebene (Mittschiffsebene) formgleich (symmetrisch) ist, im übrigen aber, trotz aller Versuche, ihn geometrisch aufzulösen, sich in keine mathematische Formel hineinpassen läßt, kann man doch mit Hilfe der folgenden Betrachtungen aus den Formen der Schiffe sich ein Urteil über ihre Stabilitätsverhältnisse bilden.

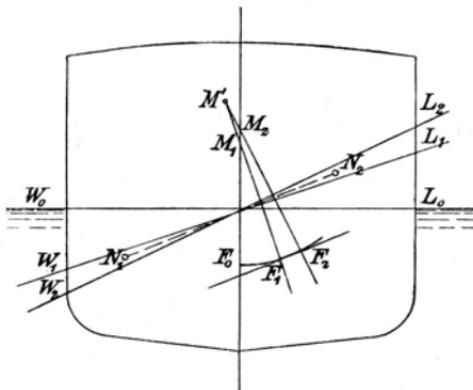


Abb. 268.

Denkt man sich ein Schiff aus der aufrechten Lage allmählich um immer größer werdende Winkel — querschiffs — geneigt, so entspricht jeder einzelnen Neigung ein bestimmter Formschwerpunkt,  $F_1, F_2, F_3$  usw., und alle diese Punkte lassen sich, wenn sie nahe genug aneinanderliegen, durch eine krumme Linie verbinden: die Formschwerpunktskurve, kürzer die  $F$ -Kurve genannt.

Die den einzelnen Neigungen zugehörigen Schwimmebenen, welche sich in beständig wechselnden Geraden schneiden, hüllen eine krumme Fläche ein, die Hüllfläche (Kernfläche) der Schwimmebenen = Wasserlinienfläche, kurz:  $W$ -Fläche. Jene Kurve und diese Fläche sind nach beiden Seiten von der Mittschiffsebene formgleich (symmetrisch) und haben in dieser eine wagerechte Berührungsebene und Berührungslinie<sup>2)</sup>.

**Eigenschaften der  $F$ -Kurve** (Formschwerpunktskurve). Betrachtet man zwei sehr nahe aufeinanderfolgende geneigte Lagen des Schiffes (Abb. 268):

<sup>1)</sup> Über die Geometrie des Schiffes sind in dem umfangreichen Werke von Pollard et Dubeout: *Théorie du navire*, sehr interessante und vollständige Untersuchungen enthalten, auf welche hier verwiesen sei. — Außerdem vgl.: Guyou: *Théorie du navire*; Reed: *The Stability of ships*; Schmidt: *Die Stabilität von Schiffen*; Schunke: *Beitrag zur Theorie der Stabilität schwimmender Körper*.

<sup>2)</sup> Ausgenommen den besonderen Fall, wo der Schwimmkörper von einer Querschnittform (Rechteck) in eine andere (Dreieck) übergeht.

$W_1 L_1$  und  $W_2 L_2$ , so ist die Verbindungslinie der diesen Lagen entsprechenden Formschwerpunkte  $F_1 F_2$ , wie bekannt, parallel zur Verbindungslinie  $N_1 N_2$  der Schwerpunkte der von beiden Schwimmebenen eingeschlossenen Keilstücke. Läßt man die Schwimmebenen immer näher zusammenrücken und schließlich in eine,  $W_1 L_1$ , zusammenfallen, so fällt auch die Verbindungslinie  $N_1 N_2$  mit letzterer zusammen, und die bisherige Sehne,  $F_1 F_2$ , der  $F$ -Kurve wird zur Tangente in  $F_1$  und parallel mit  $W_1 L_1$ .

Es ist also die Tangente in irgendeinem Punkte der Kurve parallel zu der diesem Punkte entsprechenden Schwimmebene, folglich sind die Normalen zur  $F$ -Kurve in den Punkten  $F_1, F_2 \dots$  der letzteren senkrecht zu den entsprechenden Schwimmebenen; sie stellen somit die zugehörigen Auftriebsrichtungen dar und schneiden die Mittellängsebene in dem jeweiligen Metazentrum  $M_1, M_2 \dots$  der betreffenden Neigung. Der Schnittpunkt  $M'_1, M'_2 \dots$  je zweier aufeinanderfolgender Normalen ist der jedesmalige Krümmungsmittelpunkt der  $F$ -Kurve, und alle diese Schnittpunkte bilden ebenfalls eine Kurve, welche —

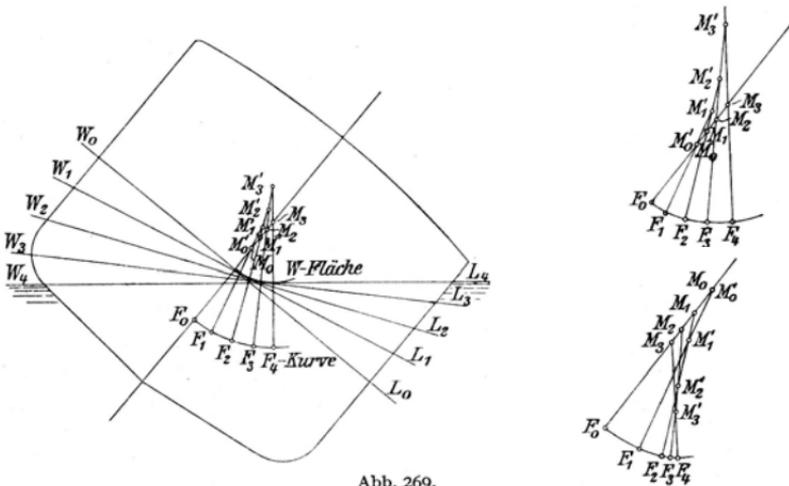


Abb. 269.

als der geometrische Ort der Krümmungsmittelpunkte — die Evolute der  $F$ -Kurve darstellt.

Diese Kurve heißt — nach Bouguer — metazentrische Kurve oder Metazentrik, und ihr Verlauf, ob ansteigend oder abfallend, zeigt, ob bei wachsender Neigung die Höhe des Metazentrums zu- oder abnimmt. (Hierbei sind als Metazentren aber nicht die Krümmungsmittelpunkte  $M'_1, M'_2 \dots$ , sondern die Punkte  $M_1, M_2 \dots$ , d. h. die Schnittpunkte der jeweiligen Auftriebsrichtung mit der Mittellängsebene zu verstehen. Erstere hat Reed Prometacentres (falsche M.) genannt, zum Unterschied von letzteren, die er Shifting-metacentres (wandernde M.) bezeichnet. Um Verwechslungen der  $M$ -Kurve mit der — auf S. 301 erwähnten — Kurve der Metazentren zu vermeiden (welche sich nur auf die Anfangslage bezieht), empfiehlt es sich, jene als metazentrische Evolute oder, kürzer, als  $F$ -Evolute (Evolute der  $F$ -Kurve) zu bezeichnen. Sie beginnt mit  $M_0$ , dem Metazentrum für die aufrechte Lage (Anfangsmetazentrum), welches zugleich Krümmungsmittelpunkt für den Scheitel der  $F$ -Kurve ist (Abb. 269).

Ist die  $F$ -Kurve eine Kurve mit vom Scheitel aus flacher  
werdender Krümmung, so nehmen die Krümmungshalbmesser hohler

an Länge  $\frac{zu}{ab}$ , und das Metazentrum  $\frac{steigt}{fällt}$  mit wachsender Neigung des Schiffes.

Ist die  $F$ -Kurve ein Kreis, so schneiden sich alle Krümmungshalbmesser in dessen Mittelpunkt, und dieser ist zugleich das für alle Neigungen unveränderliche Metazentrum; die  $F$ -Evolute schrumpft dann zu einem Punkt  $M_0$  zusammen.

Untersuchungen an einer Reihe von geometrisch geformten Schwimmkörpern haben ergeben, daß die Formen der letzteren innerhalb des Neigungsgürtels (zwischen Wind und Wasser) wesentlichen Einfluß auf den Verlauf der  $F$ -Kurve

haben, und daß diese im allgemeinen einem Kegelschnitt oder Kreise sich nähert. Sie ist nämlich:

eine Parabel, wenn der Schwimmkörper innerhalb des ein- und austauchenden Teiles gerade, senkrechte Wände hat;

eine Hyperbel, wenn der Schwimmkörper innerhalb des ein- und austauchenden Teiles gerade, geneigte Wände hat;

eine Ellipse, wenn der Schwimmkörper innerhalb des ein- und austauchenden Teiles elliptisch gestaltete Wände hat;

ein Kreis, wenn der Schwimmkörper innerhalb des ein- und aus-

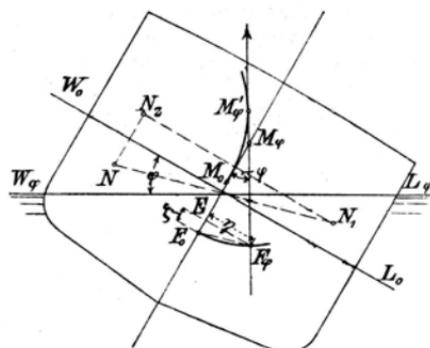


Abb. 270.

tauchenden Teiles kreisförmig gestaltete Wände hat, deren Mittelpunkte zwar symmetrisch zur Mittschiffsebene, nicht aber in dieser liegen;

ein Punkt, wenn der Schwimmkörper innerhalb des ein- und austauchenden Teiles kreisförmig gestaltete Wände hat, deren gemeinsamer Mittelpunkt in der Mittschiffsebene liegt.

Da von allen diesen Kurven nur die liegende Ellipse (mit wagerechter großer Achse) eine vom tiefsten Punkte aus zunehmende Krümmung, also abnehmende Krümmungshalbmesser hat, so wird auch nur bei derartig geformten Spantquerschnitten eine absteigende  $F$ -Evolute, also ein fallendes Metazentrum zu erwarten sein. Trotzdem nimmt in solchem Falle die Stabilität bei wachsender Neigung im allgemeinen doch zu, weil sie ja nicht allein von  $\overline{MG}$ , sondern auch von dem wachsenden Werte  $\sin \varphi$  abhängt.

Bei allen anderen Spantformen ist die  $F$ -Evolute entweder aufsteigend oder, wenn die  $F$ -Kurve ein Kreis ist, ein Punkt  $M_0$ ; die Stabilität nimmt also jedenfalls zu, mindestens mit dem Werte  $\sin \varphi$ .

Für alle genaueren Untersuchungen der Stabilität ist es ratsam, die  $F$ -Kurve rechnerisch zu ermitteln und ihre Evolute zu zeichnen. Man erhält alsdann für jeden beliebigen Neigungswinkel ( $\varphi$ ) das Metazentrum, indem man unter diesem Winkel zur Mittellängsebene eine Tangente an die  $F$ -Evolute, also eine Normale auf die  $F$ -Kurve zieht; ihr Schnittpunkt mit der Schwimmachse ist das gesuchte Metazentrum  $M_\varphi$  (Abb. 270).

Die Koordinaten der  $F$ -Kurve sind:

$$\left. \begin{aligned} \overline{EF} \varphi = \eta &= \frac{v}{V} \cdot N_1 N_2 \\ \overline{EF}_0 = \zeta &= \frac{v}{V} \cdot N N_2 \end{aligned} \right\} \eta^2 + \zeta^2 = \overline{F_0 F} \varphi^2;$$

die Gleichung der Kurve also:

$$\eta^2 = \left[ \frac{v}{V} \cdot \overline{NN}_1 \right]^2 - \zeta^2.$$

**Einfluß der metazentrischen Höhe und der Schiffsform auf den Verlauf der Stabilitätskurven.** Der Verlauf der „Stabilitätskurven“, worunter sowohl die Stabilitätsmomentenkurven als auch die Kurven der Hebelarme der statischen Stabilität zu verstehen sind, ist für kleine Neigungen wesentlich durch die Größe der metazentrischen Höhe  $\overline{MG}$  gegeben; bei größeren Neigungen tritt der Einfluß des Verlaufes der Form ober- und unterhalb der Wasserlinie in Erscheinung. Dieser Einfluß spielt bei größeren Neigungen auch noch eine mehr oder minder große Rolle, je nachdem die Stabilität des Schiffes mehr aus Form- oder mehr aus Gewichtsstabilität herrührt (s. S. 315). Es sind hierbei folgende Beziehungen maßgebend:

a) Ist die metazentrische Höhe  $\overline{MG}$  eines Schiffes gleich Null, so ergeben sich Stabilitätskurven (der Einfachheit wegen seien in folgendem nur Hebelarmkurven betrachtet, da die Momentenkurven ihnen durchaus ähnlich sind), die nur vom Verlauf der Spantenform ober- und unterhalb der Wasserlinie abhängig sind (s. Abb. 273). Verläuft diese Form auf einer Kreislinie, deren Mittelpunkt in der Mittellängsebene liegt, so ist keine Stabilität vorhanden, die Hebelarme sind in dem betr. Bereich der Kreisspanten ebenfalls gleich Null.

b) Bei positivem  $\overline{MG}$  ist für eine derartige Kreislinienform die Größe der Hebelarme in dem betreffenden Bereich

$$h = \overline{MG} \cdot \sin \varphi,$$

der Verlauf der Stabilitätskurve also eine Sinuslinie.

c) Für negatives  $\overline{MG}$  ist der Zustand für den Bereich von Kreislinienspanten unstabil.

d) Verläuft die Schiffsform ober- und unterhalb der Schwimm-  
linie senkrecht und gerade, so gilt für den betr. Bereich eine Hebelarm-  
kurve mit den Ordinaten

$$h = \overline{MG} \sin \varphi + \frac{\overline{MF} \operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \cdot \sin \varphi.$$

Beweis: In Abb. 271 ist der gesuchte Hebelarm  $h = h' - \overline{FG} \cdot \sin \varphi$   
 $= x \cdot \cos \varphi + y \sin \varphi - \overline{FG} \cdot \sin \varphi$ , nun ist

$$d(\sin \varphi) = \sin(\varphi + d\varphi) - \sin \varphi = \frac{dx}{r_\varphi},$$

$$x = \int_0^\varphi r_\varphi \cdot d \sin \varphi,$$

$$d(\cos \varphi) = \cos(\varphi + d\varphi) - \cos \varphi = \frac{dy}{r_\varphi},$$

$$y = \int_0^\varphi r_\varphi \cdot d \cos \varphi.$$

Da bei Neigungen die Breite der Wasserlinie mit  $\frac{1}{\cos \varphi}$  wächst, ist das Trägheitsmoment der geneigten Wasserlinie gleich dem der Horizontalen dividiert durch  $\cos^3 \varphi$  des Neigungswinkels, also

$$r_\varphi = \overline{F_\varphi M'_\varphi} = \frac{\overline{MF}}{\cos^3 \varphi}, \quad \text{also} \quad h' = x \cdot \cos \varphi - y \sin \varphi,$$

$$h' = \cos \varphi \cdot \overline{MF} \cdot \int_0^\varphi \frac{\cos \varphi \, d\varphi}{\cos^3 \varphi} - \sin \varphi \cdot \overline{MF} \int_0^\varphi \frac{\sin \varphi \, d\varphi}{\cos^3 \varphi};$$

hierin ist

$$\int_0^{\varphi} \frac{d\varphi}{\cos^2 \varphi} = \operatorname{tg} \varphi,$$

setzt man in

$$\int_0^{\varphi} \frac{\sin \varphi d\varphi}{\cos^3 \varphi}, \quad \cos \varphi = u, \quad \sin \varphi d\varphi = -du,$$

so ist

$$\int_0^{\varphi} \frac{\sin \varphi d\varphi}{\cos^3 \varphi} = -\int_0^{\varphi} \frac{du}{u^3} = \left[ \frac{1}{2 \cos^2 \varphi} \right]_0^{\varphi} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\cos^2 \varphi} - 1 \right),$$

$$h' = \overline{MF} \left[ \cos \varphi \operatorname{tg} \varphi + \frac{\sin \varphi}{2} \left( \frac{1}{\cos^2 \varphi} - 1 \right) \right],$$

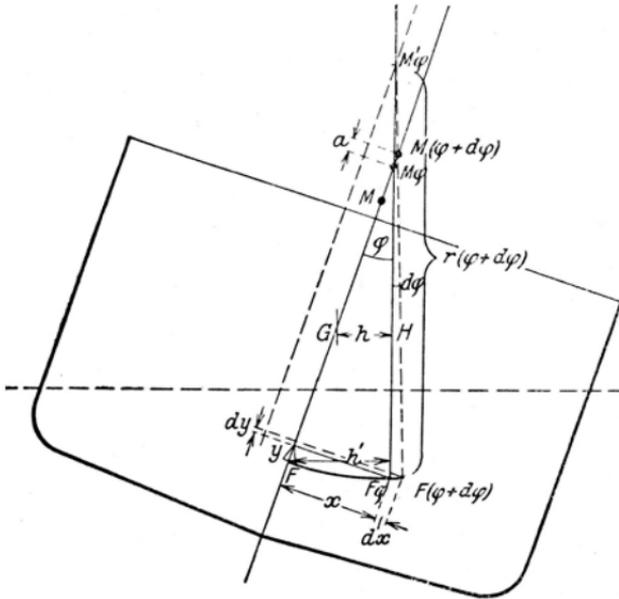


Abb. 271.

$$h' = \overline{MF} \left( \sin \varphi + \frac{\sin \varphi \operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \right),$$

$$h' = \overline{MF} \cdot \sin \varphi \left( 1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \right),$$

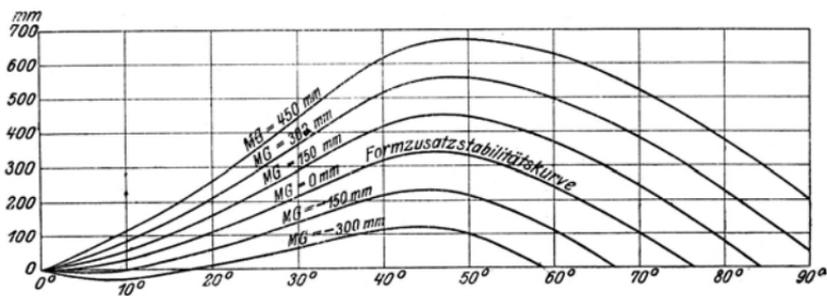
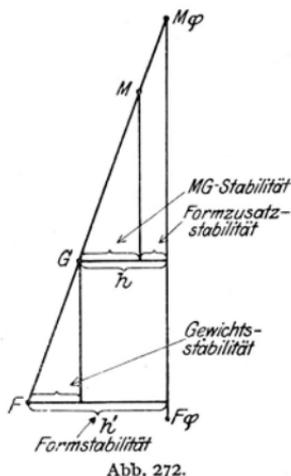
$$h = \overline{MF} \cdot \sin \varphi \left( 1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \right) - \overline{FG} \sin \varphi,$$

$$h = \overline{MG} \cdot \sin \varphi + \overline{MF} \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \cdot \sin \varphi.$$

Aus dieser Ableitung geht hervor, daß bei Schiffen, deren Wände im Bereich des ein- und austauchenden Teiles annähernd senkrecht und gerade verlaufen, sich die Hebelarme angenähert ohne weiteres berechnen lassen, wenn  $\overline{MG}$  und  $\overline{MF}$  bekannt sind. Ist hierbei  $\overline{MG}$  negativ, so ist das Schiff bis zu einer Neigung un stabil, bei der

$$\overline{MG} = \frac{\overline{MF} \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi}{2}$$

Auch wenn die Schiffswände nicht gerade und senkrecht verlaufen, läßt sich jeder Hebelarm in zwei Komponenten zerlegen, von denen die eine  $\overline{MG} \cdot \sin \varphi$  ist, während die andere nach Verlauf und Größe in Beziehung zu  $\overline{MF}$  und dem Neigungswinkel steht, im übrigen aber von dem Verlauf der Form über und unter der Schwimmlinie abhängig ist. Diese Zerlegung ist eine andere als die auf S. 297 angegebene Teilung in Gewichts- und Formstabilität, da die Lage von  $M$  und mithin auch die Größe von  $\overline{MG}$  durch die Form der Schwimmwasserlinie gegeben ist, also die Form auch wesentlichen Einfluß auf den Wert  $\overline{MG}$  hat. Die Bezeichnung „Formenkurve“, welche Wall<sup>1)</sup> der Differenzkurve gegeben hat, ist deshalb unklar. Da aber eine Differenzierung der Stabilität nach diesen Gesichtspunkten sehr wünschenswert erscheint, seien die beiden Teile Stabilität der metazentrischen Höhe, kurz  $\overline{MG}$ -Stabilität und „Formzusatzstabilität“ bezeichnet. Der Zusammenhang der Bezeichnungen ist aus Abb. 272 ersichtlich. Während Form- und Gewichtsstabilität sich auf den Formschwerpunkt beziehen, sind  $\overline{MG}$ -Stabilität und Formzusatzstabilität auf den Gewichtsschwerpunkt bezogen. In Abb. 273 ist für ein Schiff der Einfluß mehr oder minder großer  $\overline{MG}$ -Stabilität bei gleich-



bleibender Formzusatzstabilität (d. h. bei ein und demselben Tiefgang) dargestellt. Die Ordinaten der einzelnen Kurven der Abbildung haben einen Abstand von je  $150 \text{ mm} \cdot \sin \varphi$  voneinander.

**$\overline{MG}$ -Stabilität und Formzusatzstabilität.** Da Handelsdampfer im allgemeinen innerhalb der wesentlich in Betracht kommenden Neigungen annähernd senkrechte Wände haben, ist aus der hierfür gültigen Beziehung:

$$h = \overline{MG} \cdot \sin \varphi + \frac{\overline{MF} \operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \cdot \sin \varphi$$

<sup>1)</sup> Wall: Safe Stability and the Economical Use of Water-Ballast in Ships T. J.N.A. 1913.

ersichtlich, daß bei ihnen der Verlauf der Hebelarmkurve, selbst bei gleichem  $\overline{MG}$ , ganz wesentlich durch die Größe von  $\overline{MF}$  beeinflusst wird. Dieses gilt auch für größere Neigungen, bei denen die Beziehung mathematisch nicht mehr zutrifft. Zur Erläuterung seien vier Beispiele gegeben:

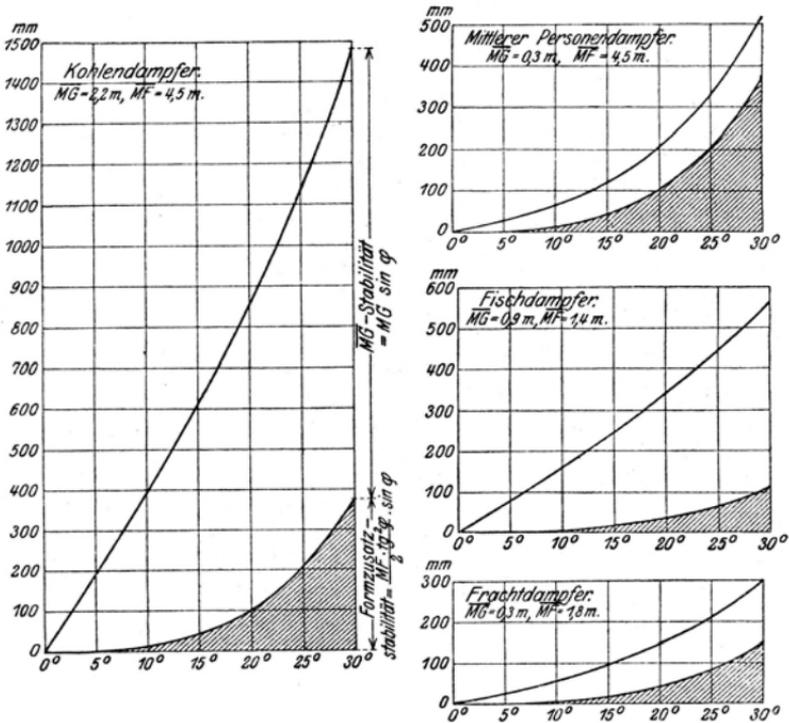


Abb. 274 bis 277.  $\overline{MG}$ - und Formzusatzstabilität verschiedener Schiffstypen.

1. Große  $\overline{MG}$ -Stabilität und große Formzusatzstabilität ( $\overline{MG} = 2,2 \text{ m}$ ,  $\overline{MF} = 4,5 \text{ m}$ , Kohlendampfer in Ballast);
2. geringe  $\overline{MG}$ -Stabilität, große Formzusatzstabilität ( $\overline{MG} = 0,3 \text{ m}$ ,  $\overline{MF} = 4,5 \text{ m}$ , mittlerer Personendampfer);
3. große  $\overline{MG}$ -Stabilität, geringe Formzusatzstabilität ( $\overline{MG} = 0,885 \text{ m}$ ,  $\overline{MF} = 1,4 \text{ m}$ , Fischdampfer);
4. geringe  $\overline{MG}$ -Stabilität und geringe Formstabilität ( $\overline{MG} = 0,3 \text{ m}$ ,  $\overline{MF} = 1,8 \text{ m}$ , Frachtdampfer).

Die zu diesen typischen Stabilitätsverhältnissen gehörigen Kurven sind für geradwandige Schiffskörper bis 30° Neigung in Abb. 274 bis 277 dargestellt, unter jedesmaliger Hervorhebung der  $\overline{MG}$ -Stabilität und Formzusatzstabilität. Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß bis zum Eintauchen des Decks bzw. Austauschens der Kimm der Verlauf der Stabilität fast ausschließlich durch Größe und gegenseitiges Verhältnis von  $\overline{MG}$  und  $\overline{MF}$  bestimmt wird, und daß also auch der Verlauf der Stabilitätskurven bis zum Bereich der großen Unregelmäßigkeiten der Form ohne weiteres übersehen werden kann, wenn  $\overline{MG}$  und  $\overline{MF}$  bekannt

sind. Abb. 278 gibt die Verhältnisse der Anfangsstabilität der vier Schiffe in zeichnerischer Darstellung.

**Eigenschaften der  $W$ -Fläche** (Hüllfläche der Schwimmebenen). Betrachtet man wieder zwei aufeinanderfolgende Schwimmebenen  $W_1 L_1$  und  $W_2 L_2$  (Abb. 279), welche sich in einer Geraden  $s_1$  schneiden, und die  $W$ -Fläche in je einer Geraden  $S_1$  und  $S_2$  berühren, und läßt  $W_2 L_2$  allmählich mit  $W_1 L_1$  zusammenfallen, so werden auch die Geraden  $S_2$  und  $s_1$  immer näher an  $S_1$  rücken und schließlich mit ihr zusammenfallen. Da nun  $s_1$  die gemeinsame Keilstücke war, diese aber einander gleich sind, so müssen sie auch noch in dem Augenblick einander gleich sein, wo sie durch Zusammenfallen von  $W_2 L_2$  mit  $W_1 L_1$  zu einer Ebene werden; es müssen also die zu beiden Seiten von  $S_1$  liegenden Teile

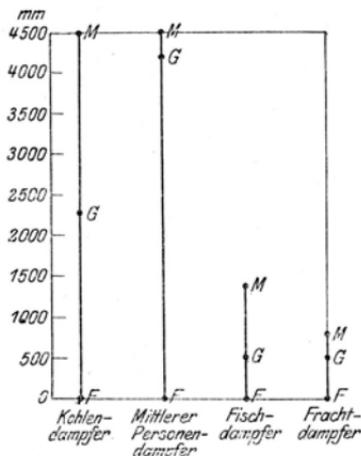


Abb. 278.

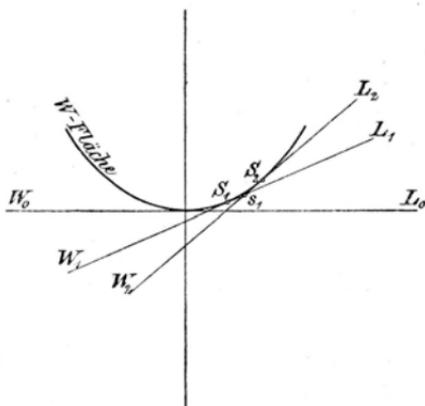


Abb. 279.

der Wasserlinie  $W_1 L_1$  gleich sein, d. h.  $S_1$  geht durch den Schwerpunkt von  $W_1 L_1$ .

Hieraus folgt:

1. Zwei unmittelbar benachbarte Wasserlinien schneiden sich in einer Geraden, welche durch den Schwerpunkt jeder von beiden geht, und

2. die  $W$ -Fläche wird von den Wasserlinien in Geraden berührt, welche Schwerpunktachsen der Wasserlinien sind. Zugleich sind diese Geraden auch Hauptträgheitsachsen der Schwimmebenen für jeden Augenblick der Neigung.

Die  $W$ -Fläche ist in diesem Falle ein Zylinder, und die Bewegung des Schwimmkörpers — Schiffes — um wagerechte, der Zylinderachse parallele Drehachsen ist dieselbe, als wenn das Schiff mit dieser Zylinderfläche auf der Wasseroberfläche rollte.

3. Die Berührungsebenen  $W_1, W_2$  der  $W$ -Fläche sind den Tangenten an den entsprechenden Punkten der  $F$ -Kurve parallel.

Folgender Satz gibt einen Anhalt für die Ermittlung der  $W$ -Fläche:

**Krümmungsmittelpunkt der  $W$ -Fläche.** Für einen Schwimmkörper von überall gleichem Querschnitt findet man den Krümmungsmittelpunkt der  $W$ -Fläche, wenn man auf dem Spantumfang in der Wasserlinie Senkrechte errichtet; wo diese die Mittellängsebene schneiden, ist der gesuchte Punkt. Sind die Spanten verschieden geneigt, so schneiden diese Senkrechten die Mittellängsebene in zwei Punkten; der Krümmungsmittelpunkt liegt dann in der Mitte zwischen beiden Schnittpunkten (Abb. 280 und 281).

Beweis: Denkt man sich die Verdrängung  $V$  um eine Schicht  $\Delta V$  wachsend (Abb. 282), so besteht für  $\Delta V$  ebenso wie für die  $V$ -Beziehung, daß das Metazentrum  $\mathfrak{M}$  der aufrechten Lage der Krümmungsmittelpunkt der Formschwerpunktskurve von  $\Delta V$  ist, und daß sich der Krümmungsradius für deren Scheitel ausdrücken läßt durch:

$$\overline{\mathfrak{M}} = r = \frac{\text{Zunahme des Trägheitsmomentes der oberen Wasserlinie}}{\text{Zunahme der Verdrängung}} = \frac{\Delta J}{\Delta V}$$

Läßt man nun  $\Delta V$  unendlich klein werden, also zu  $dV$  abnehmen, so wird die Schicht zu einer Ebene zusammenschrumpfen, und die Schwerpunktskurve der Schicht wird, da sie von der Wasserlinie  $W_0 L_0$  in jeder geneigten Lage berührt werden muß, mit einem Querschnitt der  $W$ -Fläche zusammenfallen, somit dieselbe Krümmung haben wie diese.

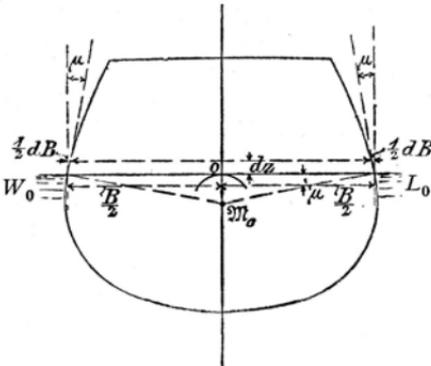


Abb. 280.

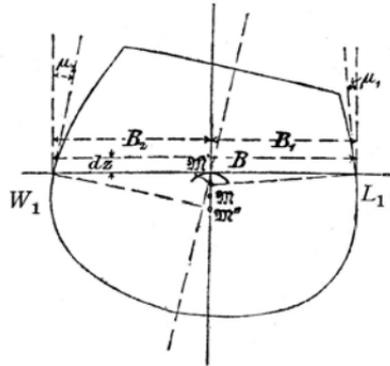


Abb. 281.

Der Krümmungsradius für den Scheitel der  $W$ -Fläche wird also (da  $F_0$  in  $\mathfrak{S}$  fällt):

$$\overline{\mathfrak{M}} = r = \frac{dJ}{dV}$$

**Differential-Metazentrum.** Man nennt den Punkt  $\mathfrak{M}$ , als Metazentrum für eine unendlich kleine Zunahme (Differential) von  $V$ : „Differential-Metazentrum“<sup>1)</sup>.

Da nun bei dem betrachteten Schwimmkörper mit überall gleichen Querschnitten die  $CWL$  ein Rechteck von der Länge  $L$  und der Breite  $B$  ist, so ist ihr Trägheitsmoment

$$J = \frac{L \cdot B^3}{12} \quad \text{und} \quad dJ = \frac{L}{12} \cdot 3 \cdot B^2 \cdot dB = \frac{L \cdot B^2}{4} \cdot dB;$$

ferner ist dann  $dV = L \cdot dS = L \cdot B \cdot dz$  ( $S$  = Spantfläche,  $dz$  = Dicke der Schicht), folglich

$$r = \frac{dJ}{dV} = \frac{B}{4} \frac{dB}{dz}$$

Wenn nun  $\mu$  den Winkel bezeichnet, den die Bordwand mit der Senkrechten einschließt, so ist

$$\frac{1}{2} \frac{dB}{dz} = \text{tg } \mu \quad \text{oder} \quad \frac{dB}{dz} = 2 \text{tg } \mu,$$

also

$$r = \frac{B}{2} \cdot \text{tg } \mu,$$

d. h.

$$r = \overline{\mathfrak{M}}_0 \quad (\text{Abb. 280}).$$

Sind die Winkel an der Bordwand ungleich, so ist

$$\frac{dB_1}{dz} = \text{tg } \mu_1, \quad \frac{dB_2}{dz} = \text{tg } \mu_2, \quad dB = dB_1 + dB_2 = \frac{\text{tg } \mu_1 + \text{tg } \mu_2}{dz}$$

also

$$r = \frac{B}{4} (\text{tg } \mu_1 + \text{tg } \mu_2) = \frac{1}{2} \left( \frac{B}{2} \text{tg } \mu_1 + \frac{B}{2} \text{tg } \mu_2 \right),$$

d. h.

$$r = \frac{1}{2} (\overline{\mathfrak{M}}' + \overline{\mathfrak{M}}'') = \overline{\mathfrak{M}} \quad (\text{Abb. 281}),$$

der Krümmungshalbmesser der  $W$ -Fläche<sup>2)</sup>.

<sup>1)</sup> Leclert, Emile: Notice sur la relation existant entre la courbure de la surface des flotaisons d'un flotteur et la hauteur métacentrique (Mémorial du Génie maritime), Paris 1870, und Transact. of the Inst. of Nav. Architects 1870.

<sup>2)</sup> Guyou: Théorie du navire, S. 110.

<sup>3)</sup> Pollard et Dudebout: Théorie du navire I, S. 328 f.; s. a. Tullinger: Berechnung der Wasserlinien-Envelope (Mitt. a. d. Geb. d. Seew. 1876, S. 126).

Werden die Beziehungen des Differentialmetazentrums auf Gewichtsänderungen endlicher Größe angewendet, so ergibt sich ein entsprechendes „Schichtmetazentrum“<sup>1)</sup>, mit dessen Hilfe sich die neue metazentrische Höhe ausrechnen läßt, ohne daß man es nötig hat, die neuen Lagen von  $M$  und  $G$  auszurechnen.

**Querschnittskurve der  $W$ -Fläche.** Hiernach läßt sich die Querschnittskurve der  $W$ -Fläche eines zylinderförmigen Schwimmkörpers, angenähert also auch die eines Schiffskörpers mit demselben Hauptspantquerschnitt, bogenstückweise bestimmen und dadurch auch die ungefähre Lage der jeweiligen Schwimmebene auffinden. Die Querschnittskurve der  $W$ -Fläche ( $W$ -Kurve) ist nach oben hohl (konkav) gekrümmt, wenn die Schiffseiten nach oben ausfallend, gewölbt (konvex), wenn sie einfallend geformt sind. Sind sie kreisförmig gestaltet, so ist die Kurve ein Punkt.

Ausführung: Errichte auf der Hauptspantlinie in  $W_0$  und  $L_0$  Senkrechte, welche die Mittellängsebene in  $\mathfrak{M}_0$  schneiden, schlage um  $\mathfrak{M}_0$  mit  $\mathfrak{M}_0O$  einen kleinen Kreisbogen, lege an diesen eine neue Wasserlinie  $W_1L_1$  unter einem kleinen Winkel, errichte in  $W_1$  und  $L_1$  wiederum Senkrechte auf der Spantlinie,

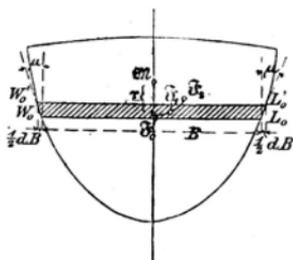


Abb. 282.

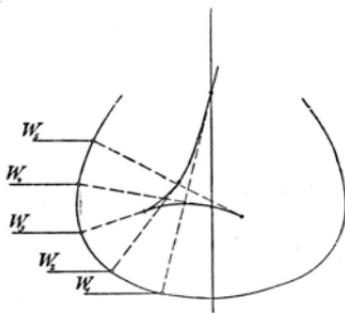


Abb. 283.

welche die Normale  $\mathfrak{M}_0O_1$  auf  $W_1L_1$  in  $\mathfrak{M}'$  und  $\mathfrak{M}''$  schneiden, halbiere  $\mathfrak{M}'\mathfrak{M}''$  in  $\mathfrak{M}_1$ , verlängere von  $\mathfrak{M}_1$  aus als Kreismittelpunkt den vorher geschlagenen Bogen um ein kleines Stück und fahre so fort; die Tangenten an die erhaltene Kurve geben alsdann die Lagen der Schwimmebenen an. Die Normalen auf denselben umhüllen die Evolute der  $W$ -Kurve.

Beide Kurven sind nur von der Form der Spanten abhängig.

**Beziehung zwischen Spantform und Metazentrum.** Ungefähren Aufschluß über den Verlauf des Metazentrums für Neigungen gibt bereits die Spantkurve selbst. Denn zeichnet man deren Krümmungsmittelpunktkurve (Evolute), so zeigt ihr Verlauf, wo die Krümmungshalbmesser des Spants größer und wo sie kleiner werden, wo also im allgemeinen die Schiffsbreite (senkrecht zur Spantkurve gemessen) zu- und wo sie abnimmt. Da aber von der Breite das Trägheitsmoment der Schwimmebene, von diesem der Krümmungsradius der  $F$ -Kurve und die Höhe des Metazentrums abhängt, so werden diese letzteren mit wachsendem Spanthalbmesser ebenfalls wachsen und umgekehrt (Abb. 283).

Es ergibt sich hieraus folgende einfache Regel:

Liegt der Krümmungsmittelpunkt der Spantkurve<sup>2)</sup> jenseits der Mittellängsebene, so wächst der Halbmesser der  $F$ -Kurve, d. h. die  $F$ -Evolute ist eine aufsteigende.

Liegt der Krümmungsmittelpunkt der Spantkurve diesseits der Mittellängsebene, also zwischen dieser und der Bordwand, so ist die  $F$ -Evolute eine absteigende Kurve.

<sup>1)</sup> Dr. Techel: Das Schichtmetazentrum. Schiffbau Bd. 25, Jg. 1923/24, S. 4.

<sup>2)</sup> Es handelt sich hier in der Hauptsache nur um den zwischen Wind und Wasser liegenden Teil der Spantkurve, vgl. a. S. 314.

Liegt der Krümmungsmittelpunkt in der Mittellängsebene selbst, so ist die  $F$ -Evolute ein Punkt.

Also: 1. Ein Schiff mit geraden, senkrechten oder nach innen oder außen geneigten Bordwänden hat eine aufsteigende  $F$ -Evolute, denn der Krümmungsmittelpunkt der Spantkurve liegt in der Unendlichkeit.

2. Ein Schiff mit in der Nähe der Wasserlinie kreisförmig gestalteten Bordwänden hat für Neigungen innerhalb dieses Bereichs als  $F$ -Evolute einen

Punkt, denn der Mittelpunkt der  $F$ -Kurve fällt mit dem Metazentrum  $M_0$  zusammen.

3. Sind die Bordwände derart gestaltet, daß innerhalb der Wasserlinien  $W_1$  bis  $W_3$  (Abb. 283) die Krümmung der Spantkurve zunimmt, also die Spantevolute absteigt,

so wird für alle diese Wasserlinien auch die metazentrische ( $F$ -)Evolute absteigen, für alle über  $W_3$  oder unter  $W_1$  liegenden Wasserlinien dagegen aufsteigen.

Wie man sieht, ist es in der Hauptsache immer die Breite der Schwimmebene, welche das Steigen, Fallen oder Liegenbleiben des Metazentrums bedingt, je nachdem sie größer oder kleiner wird oder gleich groß bleibt; dies geht deutlich aus der Abb. 284 hervor, wo je nach den Spantkrümmungen

$$\text{entweder } W'_1 L'_1 > W_0 L_0$$

$$\text{oder } W'_1 L'_1 < W_0 L_0$$

$$\text{oder } W'_1 L'_1 = W_0 L_0$$

ist.

Die geometrische Begründung hierfür liegt in der für die aufrechte Lage des Schiffes gefundenen Beziehung:

$$r = \frac{J}{V},$$

welche auch für jede geneigte Lage zutrifft, wenn man für diese, unter Voraussetzung einer sehr kleinen Neigungszunahme, die Herleitung von S. 298 wiederholt, wobei sich wie früher ergibt:

$$\overline{M_1 F_1} = r_1 = \frac{\int_0^L y_1^3 dx}{V} = \frac{J_1}{V}.$$

## 2. Neigungen längsschiffs und um beliebige Achsen.

Die Ableitung der mathematischen Beziehungen für Neigungen um die Querachse oder um beliebige Achsen ist vollkommen ähnlich wie bei Neigungen um die Längsachse; selbstverständlich muß dabei die Unsymmetrie der Formen und bei Neigungen um beliebige Achsen die Winkelstellung berücksichtigt werden, woraus sich wesentlich allgemeinere Beziehungen<sup>1)</sup> ergeben. Für die Praxis des Schiffbaus sind diese Beziehungen ohne Bedeutung.

<sup>1)</sup> Siehe Johow: 3. Aufl. S. 262 bis 264.

**B. Einfluß von Veränderungen der Hauptmaße auf die Stabilität.****1. Höhe des Metazentrums über dem Formschwerpunkt.****(Anfangsstabilität.)**

**Veränderung der Breite.** Wenn sämtliche Breitenmaße in einem Verhältnis  $n$  vergrößert oder verkleinert werden, ohne daß Tiefe und Länge geändert werden, so wird unter der Voraussetzung unendlich kleiner Neigungswinkel,

wenn  $W$  = Flächeninhalt der ursprünglichen Schwimmbene,

$y$  = ihr Trägheitshalbmesser, der Breite nach, ist:

$W y^2$  das Trägheitsmoment der unveränderten und  
 $n W \cdot (n y)^2 = W y^2 n^3$  das Trägheitsmoment der neuen Schwimmbene.

Die ursprüngliche Verdrängung  $V$  ist gleichfalls in dem Verhältnis  $n$  vergrößert worden, so daß sich die beiden Metazenterhöhen vor und nach der Veränderung verhalten:

$$r : r_1 = \frac{W \cdot y^2}{V} : \frac{W \cdot y^2 \cdot n^3}{V \cdot n} = 1 : n^2,$$

somit ist  $r_1 = r n^2$ .

Mit anderen Worten: Die Höhen der Metazentren über  $F$  verhalten sich wie die Quadrate der Breiten.

**Veränderung der Länge.** Bei Veränderungen aller Längenmaße in dem Verhältnis  $n$  wird

$$r_1 = \frac{W \cdot y^2 \cdot n}{V \cdot n} = \frac{W \cdot y^2}{V} = r.$$

Es tritt somit keine Veränderung in der Höhe des Breitenmetazentrums ein; das Längenmetazentrum wächst jedoch wie im Fall 1 mit dem Quadrate der Länge.

**Veränderung der Tauchtiefe.** Bei Veränderungen aller Tiefenmaße in dem Verhältnis  $n$  ändert sich die Wasserlinie gar nicht, dagegen wird die Verdrängung im Verhältnis der Tiefenänderung vergrößert oder verkleinert. Man hat

$$r : r_1 = \frac{W \cdot y^2}{V} : \frac{W \cdot y^2}{V_n},$$

woraus sich ergibt:

$$r_1 = \frac{r}{n},$$

d. h.: die Höhen der Metazentren über  $F$  verhalten sich umgekehrt wie die Tauchtiefen.

**Veränderungen aller drei Abmessungen.** Werden alle Abmessungen in einem bestimmten Verhältnis  $n$  geändert, wie es bei Ausführung des Baues nach einem anderen Maßstab geschieht, so vereinigen sich die Fälle 1 bis 3. Man hat dann:

$$r_1 = \frac{W \cdot y^2}{V} \cdot \frac{n^3}{n} \cdot \frac{n}{n} \cdot \frac{1}{n} = \frac{W \cdot y^2 \cdot n^4}{V \cdot n^3} = n r.$$

In diesem Falle verhalten sich die Höhen der Metazentren über  $F$  wie die einzelnen Abmessungen.

Ganz allgemein kann man sagen, weil die Verdrängungen zweier nicht zu sehr in der Form voneinander abweichender Schiffe proportional dem Produkt ihrer Längen, Breiten und mittleren Tiefgänge sind, daß die Höhen ihrer Metazentren über dem Formschwerpunkt sich verhalten wie die Quadrate ihrer Breiten, geteilt durch die mittleren Tiefgänge.

## 2. Stabilitätsmoment der Form [Stabilität für Neigungen<sup>1)</sup>].

Ungeübte sind leicht versucht, metazentrische Höhe und Stabilität als gleichbedeutend anzusehen. Man vergesse daher nicht, daß die Stabilität nicht von der Höhe des Metazentrums allein, sondern auch von der Lage der Gewichte abhängt. Durch die Änderung der Abmessungen unter Wasser treten bei den obenerwähnten vier Fällen nachstehende Änderungen des ursprünglichen Stabilitätsmoments ein:

Die Momente der Formstabilität verhalten sich  
für Fall 1 wie  $V \cdot r : V \cdot n \cdot r n^2 = r : r n^3$ , d. h. wie die Kuben der Breiten;  
für Fall 2 wie  $V \cdot r : V \cdot n \cdot r$ , d. h. wie die Längen;

für Fall 3 wie  $V \cdot r : V \cdot \frac{r}{n} \cdot n = 1$ , d. h. sie bleiben unverändert;

für Fall 4 wie  $V \cdot r : V \cdot n^3 \cdot n \cdot r = 1 : n^4$ , d. h. wie die vierten Potenzen der einzelnen Abmessungen.

Ganz allgemein kann man sagen: Die Momente der Formstabilität bei Schiffen sowohl von ähnlicher Form, aber verschiedener Größe, wie auch von verschiedener Form, aber gleicher Größe, verhalten sich wie die Trägheitsmomente der Oberwasserlinien, sind also proportional ihrer Länge und den Kuben der Breite.

## C. Einfluß von Veränderungen der Formen unter Wasser auf die Stabilität.

Die Schiffsformen unter Wasser, soweit sie nicht den ein- und austauchenden Keilstücken angehören, also innerhalb des Bereichs der Neigungen (zwischen Wind und Wasser) liegen, sondern stets vom Wasser benetzt bleiben, haben nur insofern Einfluß auf die Stabilität, als von ihnen die höhere oder tiefere Lage von  $F$ , des Scheitels der  $F$ -Kurve (oder Fläche) abhängt. Sie beeinflussen daher den weiteren Verlauf dieser Kurve (oder Fläche) nicht, sondern nur ihre Konstante.

Beweis (Abb. 285):

Ist  $F_0$  der Schwerpunkt,  $V$  der Inhalt der ursprünglichen Form } des  
 $\bar{F}_0$  „ „ „  $V + v$  „ „ „ veränderten „ } Schiffs-  
 $f$  „ „ „  $v$  „ „ „ Veränderung } körpers  
 N u.  $N_1$  „ „ „ des aus- und eintauchenden Keilstückes,  
 so bestimmt sich die Lage von  $\bar{F}_0$  durch die Momentengleichung (bezogen auf  $f$ )

$$V \cdot \overline{F_0 f} + v \cdot 0 = (V + v) \overline{\bar{F}_0 f},$$

also verhält sich

$$\overline{F_0 f} : \overline{\bar{F}_0 f} = (V + v) : V.$$

Für Neigungen war

$$\overline{F_0 F_1} = \frac{v \cdot \overline{N N_1}}{V}$$

und ist jetzt

$$\overline{\bar{F}_0 \bar{F}_1} = \frac{v \cdot \overline{N N_1}}{V + v},$$

da die Keilstücke unverändert bleiben, also verhält sich

$$\overline{F_0 F_1} : \overline{\bar{F}_0 \bar{F}_1} = (V + v) : V = \overline{F_0 f} : \overline{\bar{F}_0 f}; \quad \text{d. h. } \overline{F_0 F_1} \parallel \overline{\bar{F}_0 \bar{F}_1}.$$

<sup>1)</sup> Die Gewichtsstabilität ist hier nicht mit in Vergleich gezogen, weil sie nur in sehr geringem Grade durch die Abmessungen beeinflusst wird und hauptsächlich von der Stauung abhängt. Nur bei Veränderungen der Tiefe kann, infolge des hierdurch bedingten Tiefer- oder Höherrückens der Schwerpunkte von Schiffskörper und Ladung, die Gewichtsstabilität zu- oder abnehmen und somit die Gesamtstabilität in entsprechender Weise sich ändern (Fall 3).

Es ist also die neue  $\tilde{\gamma}$ -Kurve (Fläche) der alten  $F$ -Kurve (Fläche) parallel, solange die ein- und austauchenden Keilstücke unverändert bleiben. Die Gleichung der  $\tilde{\gamma}$ -Kurve ist:

$$\eta_i^2 = \left[ \frac{v}{V+v} \overline{NN_1} \right]^2 - \zeta_1^2,$$

sie ist also der alten Kurve auch geometrisch ähnlich, und, wenn durch die Formänderung keine Inhaltänderung<sup>1)</sup> eintritt, derselben kongruent, weil dann

$$\eta_i^2 = \left[ \frac{v}{V} \cdot \overline{NN_1} \right] - \zeta_1^2$$

wird (Abb. 286).

Die Lage von  $\tilde{\gamma}_0$  ergibt sich in diesem Falle durch die Momentengleichung:

$$\overline{F_0 \tilde{\gamma}_0} \cdot V = \overline{f_1 f_2} \cdot v;$$

$$\text{also } \overline{F_0 \tilde{\gamma}_0} = \frac{v}{V} \cdot \overline{f_1 f_2}$$

und es wird für Neigungen innerhalb der angegebenen Grenzen, also bis zur Wasserlinie  $W_1 L_1$ :

$$\overline{\tilde{\gamma}_0 \tilde{\gamma}_1} = \frac{v}{V} \cdot \overline{NN_1} = \overline{F_0 F_1}.$$

Es ergibt sich also folgendes:

Wenn bei einer Formveränderung des unteren Schiffkörpers (d. h. soweit er nicht in die beim Rollen ein- und austauchenden Keilstücke hineinreicht) die Verdrängung größer wird, so fällt kleiner das Metazentrum und die Form-

stabilität nimmt ab in um so höherem Grade, je schärfer hierbei das Schiff wird. zu völliger

Bleibt die Verdrängung der Größe nach unverändert, so bleibt auch die Formstabilität ihrer absoluten Größe nach dieselbe, aber das Metazentrum fällt, wenn das Schiff schärfer steigt wird. steigt

Hiernach kann man, unter Berücksichtigung der Lage des Gewichtsschwerpunktes und ihrer etwaigen Veränderung bei Änderung der Schiffsforn, in einem fertigen Entwurf die Stabilität nach Bedarf vergrößern oder verkleinern, indem man die Formen unter Wasser verändert.

<sup>1)</sup> Wie in Abb. 286, wo  $v_1 = v_2$  sein und unterhalb  $W_1 L_1$  liegen soll.

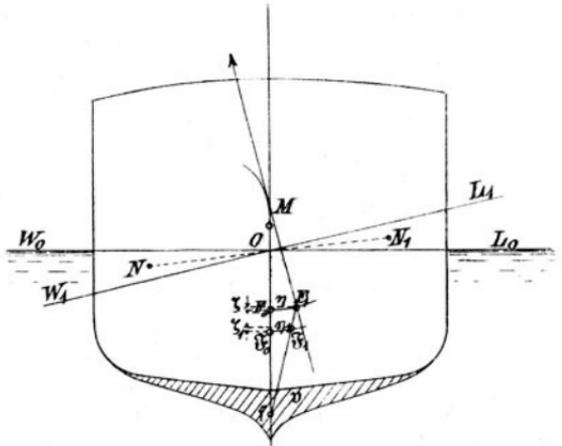


Abb. 285.

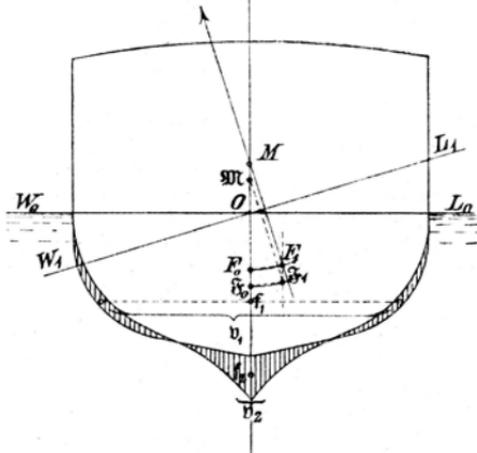


Abb. 286.

### III. Berechnung der Stabilität für Querneigungen.

Es ist allgemein üblich, die Stabilitätsrechnungen mit der Ermittlung der Hebelarme der statischen Stabilität zu beginnen; aus ihnen sind sodann die Stabilitätsmomentenkurven durch Multiplikation mit der Verdrängung zu ermitteln; die Kurven der dynamischen Stabilität, und zwar sowohl die Wegstrecken als die dynamischen Stabilitätsmomentenkurven, sind aus den entsprechenden statischen Stabilitätskurven durch Integration ohne weiteres abzuleiten. Direkte Berechnung dynamischer Stabilitätskurven und Ableitung der statischen aus ihnen ist unzweckmäßig, weil ungenau.

Die Ermittlung der Hebelarme der statischen Stabilität kann durch Versuch, durch Rechnung mit Hilfe mechanischer Meßgeräte oder durch reine Rechnung erfolgen.

Die rechnerisch-graphischen Verfahren dienen sämtlich dazu, die Verschiebung des Formenschwerpunktes der Verdrängung bei verschiedenen Neigungen zu ermitteln und unterscheiden sich im wesentlichen durch ihre mathematischen Grundlagen und demgemäß durch verschiedene Rechnungswege und durch mehr oder minder umfangreiche Zuhilfenahme von Planimeter und Integrator<sup>1)</sup>.

In folgendem sollen fünf Verfahren genauer erläutert werden, welche nach dem Gesichtspunkt einfacher und schneller Durchführbarkeit in der Praxis sich als die gebräuchlichsten eingebürgert haben. Vor Beschreibung der einzelnen Verfahren sei bemerkt, daß es in allen Fällen zweckmäßig ist, die Rechnungen mit Hilfe eines Spantenrisses durchzuführen, der nach der Tschibyjeffschen Darstellung gezeichnet ist (s. S. 292); die Wasserlinienteilung durch Höhengschnitte bleibt auch hierbei zweckmäßig gleichmäßig, es muß also in jedem Falle genau auf die richtige Anwendung von Faktoren geachtet werden. Der Gebrauch des Tschibyjeffschen Verfahrens war in Deutschland bisher wenig üblich; da bei ihm eine größere Anzahl Multiplikationen bzw. Umfahrungen mit mechanischen Apparaten fortfallen und alle Rechenoperationen mit kleineren Zahlen erfolgen, ergibt sich durch seine Anwendung gerade für Stabilitätsrechnungen wesentliche Vereinfachung und Zeitersparnis. Zudem wird die Rechnung schon mit 7 Spantquerschnitten genauer, als wenn man wie üblich bei der Simpsonschen bzw. Trapezregel 10 Spantquerschnitte und 2 Zwischenspannten an den Enden, im ganzen also 12 Querschnitte anwendet. Bei den Beispielen für die einzelnen Stabilitäts-Rechnungsarten ist erläutert, mit welchen grundlegenden Rechnungsverfahren sie durchgeführt sind.

Die Ermittlung der Stabilitätsverhältnisse durch einen Modellversuch (Verfahren von Heck, s. Johow-Krieger, III. Auflage) ist wenig üblich. Ein sehr einfaches Versuchsverfahren, bei welchem der Schwerpunkt der in Papier ausgeschnittenen Spantquerschnittsflächen für verschiedene Neigungen und Querschnittsflächen durch Auswägung ermittelt wird, ist von Dr. Kempf durchgebildet worden und hinter den Rechnungsverfahren beschrieben.

Der Umfang der erforderlichen Rechnungen für Neigungen ist von dem Schiffstyp abhängig. Bis 90° Neigung wird die Berechnung nur in wenigen Fällen nötig sein (große Segeljachten). Meist wird bei 75° Neigung eine vollständige Übersicht über die Lage und Größe des größten Hebelarmes sowie über den ungefähren Umfang der Stabilität vorhanden sein. Bei großen Personendampfern mit hohem Freibord wird Berechnung bis 50 bis 60° Neigung meistens genügen. Bei kleineren Passagierschiffen, die auf Flüssen und Revieren verkehren, genügt die Berechnung der Stabilität bis zu etwa 30° Neigung vollauf.

<sup>1)</sup> Eingehend sind die verschiedenen Rechnungsmethoden in der einschlägigen Literatur, vor allem in den früheren Auflagen dieses Buches, sowie in Pollard und Dubeout: *Théorie du navire*, beschrieben, welches äußerst klar und erschöpfend alle Rechnungen am geeigneten Schiffskörper darstellt und ihren Ursprung angibt (Bd. I, S. 115 f.). Außerdem siehe die Veröffentlichungen der Schiffsbau-technischen Gesellschaften; Schmidt, A.: *Die Stabilität von Schiffen* und Herner: *Theorie des Schiffes*. Über Ausführung von Stabilitätsrechnungen mit Hilfe des Integrations siehe den betr. Artikel von Weitbrecht: *Schiffbau*, 7, Jg., S. 497.

## A. Rechnungsverfahren von Barnes<sup>1)</sup>.

### 1. Theoretische Grundlage.

Dieses Verfahren ist von den rein rechnerisch zum Ziele führenden am meisten gebräuchlich. Es geht aus von der Atwoodschen und der Moseleyschen Formel (S. 298 und 307):

$$St = P \cdot \overline{GH} = P \left[ \frac{v \cdot \overline{J J_1}}{V} \pm \overline{FG} \cdot \sin \varphi \right];$$

$$St_d = P \cdot (\overline{F\varphi H} - \overline{FG}) = P \left[ \frac{v(\overline{JN} + \overline{J_1 N_1})}{V} \mp \overline{FG}(1 - \cos \varphi) \right]$$

und bestimmt das Breiten- und Höhenmoment der ein- und austauchenden Keilstücke ( $v \cdot \overline{J J_1}$  und  $v(\overline{JN} + \overline{J_1 N_1})$ ) mit Hilfe von Wasserlinien, welche durch die Achse in  $O$  gelegt werden und einer Berichtigung mittels der hierbei zuviel oder zu wenig abgeschnittenen Schicht. Diese heißt die korrigierende Schicht. Denn, wie früher (auf S. 298) erwähnt, schneiden sich die aufeinanderfolgenden, gleiche Verdrängung begrenzenden Schwimmebenen nicht in der durch  $O$  gehenden Achse (Abb. 287).

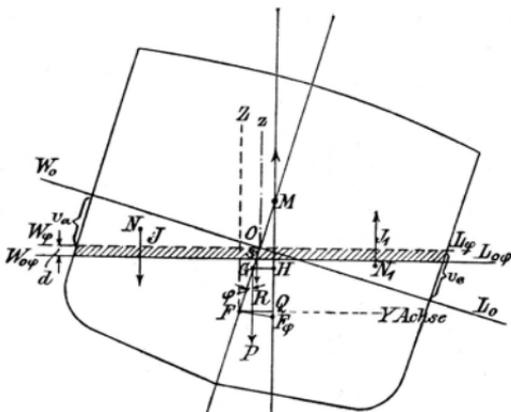


Abb. 287.

Wenn also durch eine solche Hilfswasserlinie  $W_\varphi L_\varphi$  eine Schicht  $s_\varphi$  von der Dicke  $d$  zuviel oder zuwenig abgeschnitten wird, und die hierbei entstehenden Keilstücke  $v_a$  und  $v_e$  sind, so ist der von  $W_\varphi L_\varphi$  begrenzte Verdrängungsraum

$$V_\varphi = V_0 + v_e - v_a = V_0 + s_\varphi,$$

also

$$s_\varphi = v_e - v_a,$$

d. h. der Rauminhalt der korrigierenden Schicht ist gleich dem Unterschied zwischen den Rauminhalten der beiden durch  $W_\varphi L_\varphi$  abgeschnittenen Keilstücke.

Es handelt sich also zunächst darum, die Rauminhalte der Keilstücke  $v_a$  und  $v_e$  zu bestimmen, wie unten gezeigt werden wird.

Sodann sind ihre Momente

1. in bezug auf die durch  $Oz$  gehende senkrechte Ebene (Breitenmoment),
2. in bezug auf die durch  $O$  gehende wagerechte Ebene  $W_\varphi L_\varphi$  (Höhenmoment)

zu berechnen und mittels der entsprechenden Momente der Schicht zu berichtigen. Letzteres geschieht, indem man den Schwerpunkt der Schicht aufsucht und ihre Momente in bezug auf dieselben Ebenen bildet. Da die Schicht nur dünn sein wird, ihr wagerechter Querschnitt sich also wenig verändert, kann

<sup>1)</sup> Transactions of the Institution of Naval Architects Bd. II, S. 163, 1861; verbessert von White und John: ebenda Bd. XII, S. 77. 1871.

sie als zylindrisch angenommen werden; ihr Schwerpunkt liegt dann der Breite nach in derselben wagerechten Entfernung von der Ebene  $OZ$ , wie der Schwerpunkt ihrer Grundfläche  $W_\varphi L_\varphi$  vom Punkte  $O$ ; der Höhe nach um die halbe Dicke  $d$  der Schicht unter (oder über)  $W_\varphi L_\varphi$ , und zwar ist

$$d = \frac{s_\varphi}{W_\varphi} = \frac{v_e - v_a}{W_\varphi}.$$

Ist die Schicht abzuziehen (wie in Abb. 288), und liegt ihr Schwerpunkt rechts vom Punkte  $O$ , so ist ihr Moment (in bezug auf die Ebene  $OZ$ ) ein rechtsdrehendes, weil sie selbst (als negativer Auftrieb) eine nach unten wirkende Kraft darstellt. Ihr Breitenmoment ist daher von dem linksdrehenden Moment der Keilstücke abzuziehen. Liegt dagegen ihr Schwerpunkt links vom Punkte  $O$  (wie in Abb. 289), so ist das Moment der Keilstücke um das der Schicht zu vergrößern.

Im andern Falle, wenn  $W_\varphi L_\varphi$  eine zu kleine Verdrängung abschneidet, die Schicht also hinzugezählt werden muß, d. h. den Auftrieb als nach oben

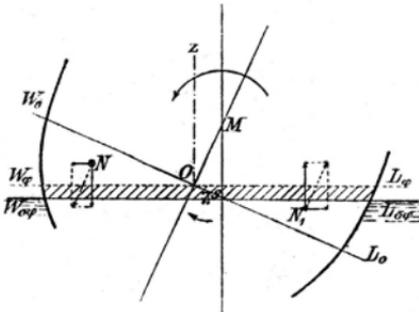


Abb. 288.

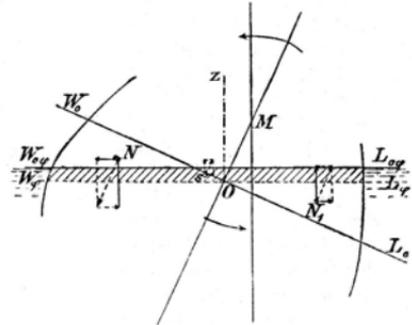


Abb. 289.

wirkende Kraft vermehrt, so wird ihr Breitenmoment linksdrehend, ist also hinzuzählen, wenn der Schwerpunkt rechts von  $O$ , dagegen abzuziehen, wenn er links von  $O$  liegt (Abb. 289).

Allgemein gesagt: Das Breitenmoment der korrigierenden Schicht ist von dem Gesamtmoment der Keilstücke **abzuziehen**, wenn ihr Schwerpunkt auf der Seite des größeren Keilstückes, dagegen **hinzuzählen**, wenn er auf der Seite des kleineren Keilstückes liegt. In der Regel ist ersteres der Fall, letzteres kommt nur bei größeren Neigungen und ungewöhnlichen Schiffen vor.

Das Höhenmoment der Schicht ist immer abzuziehen, denn es ist, wie aus den Abbildungen hervorgeht, in beiden Fällen in bezug auf die durch  $O$  gelegte Ebene ein rechtsdrehendes, gegenüber dem linksdrehenden der Keilstücke, an welcher Seite von  $O$  auch der Schwerpunkt der Schicht liegen mag.

Für genauere Rechnungen ist auch der Inhalt etwaiger bei Bestimmung der Keilstücke unberücksichtigt gebliebener Anhänge (aus- und einspringender Teile) mit in Rechnung zu ziehen, derart, daß die korrigierende Schicht = Unterschied der Keilstücke + Anhänge ( $A$ ):

$$s = v_e - v_a + (A)$$

und ihre Dicke

$$d = \frac{v_e - v_a + (A)}{W_\varphi + (a)}$$

ist, wenn ( $a$ ) den Flächeninhalt der in der Wasserlinie  $W_\varphi L_\varphi$  liegenden Anhänge bezeichnet. Der Rauminhalt ( $A$ ) der Anhänge, ebenso wie ihre Momente in

bezug auf die beiden Ebenen  $O_z$  und  $W_\varphi L_\varphi$  sind durch besondere Rechnungen zu ermitteln und letztere den Momenten der korrigierenden Schicht zu- oder abzurechnen. Ausspringende Teile erhöhen, einspringende vermindern die Stabilität.

Sind auf diese Weise die richtigen Momente der Keilstücke

$$v \cdot J \overline{J_1} \quad \text{und} \quad v(\overline{JN} + \overline{J_1 N_1})$$

gefunden, so hat man:

für statische Stabilität

$$v \cdot J \overline{J_1} = V \cdot \overline{FQ}; \quad \overline{FQ} = \frac{v \cdot J \overline{J_1}}{V},$$

$$\overline{FQ} = \overline{FR} + \overline{RQ} = \overline{FG} \cdot \sin \varphi + \overline{GH};$$

also  $\overline{GH}$  = Hebelarm der statischen Stabilität =  $\overline{FQ} - \overline{FG} \sin \varphi$ ;

für dynamische Stabilität

$$v(\overline{JN} + \overline{J_1 N_1}) = V \cdot \overline{F\varphi Q}; \quad \overline{F\varphi Q} = \frac{v(\overline{JN} + \overline{J_1 N_1})}{V},$$

$$\overline{F\varphi Q} = \overline{F\varphi H} - \overline{QH} = \overline{F\varphi H} - \overline{FG} \cdot \cos \varphi,$$

also  $(\overline{F\varphi H} - \overline{FG})$  = Hebelarm der dynamischen Stabilität

$$= \overline{F\varphi Q} + \overline{FG} \cdot \cos \varphi - \overline{FG}$$

$$= \overline{F\varphi Q} - \overline{FG}(1 - \cos \varphi).$$

$\overline{FQ}$  und  $\overline{F\varphi Q}$  sind die Koordinaten von  $F\varphi$ , bezogen auf die durch  $F$  gelegten, mit jeder Neigung wechselnden Achsen  $FZ$  und  $FY$ .

#### Inhalt der Keilstücke.

In dem Spantquerschnitt eines um den Winkel  $\varphi$  geneigten Schiffes ist der Inhalt der schmalen Dreiecksfläche zwischen zwei sehr

nahe aufeinanderfolgenden Wasserlinien ( $w_{\varphi n} l_{\varphi n}$  und  $w_{\varphi n+1} l_{\varphi n+1}$ )  $dj = \frac{\gamma^2}{2} d\varphi$ , wenn  $\gamma$  die in beiden Wasserlinien gleiche Schiffsbreite — von  $O$  gemessen —,  $d\varphi$  der von ihnen eingeschlossene Winkel ist. Der Flächeninhalt des ganzen Spantausschnittes  $L_0 O L_\varphi$ , zugleich der Querschnitt des eingetauchten Keilstückes, ist demnach:

$$j = \frac{1}{2} \int_0^\varphi \gamma^2 d\varphi.$$

Teilt man den Keilquerschnitt durch eine Anzahl in gleichen Winkelabständen ( $d\varphi$ ) folgende Wasserlinien in eine Reihe kleiner Ausschnitte mit den Breiten  $\gamma_0$ ,  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  usw., so kann der ganze Keilquerschnitt mittels der Simpsonschen oder Trapezformel summiert werden, und es wird dann (Abb. 291):

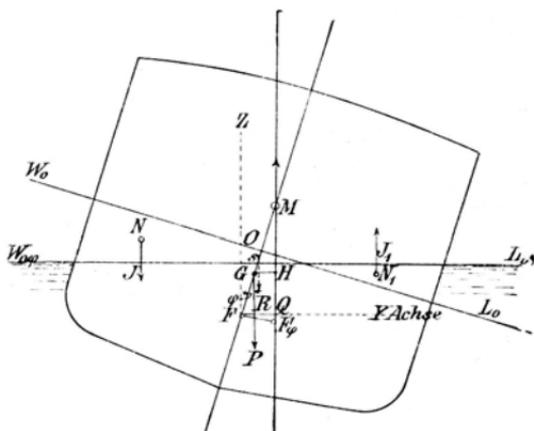


Abb. 290.

$$f = \frac{1}{2} \cdot \frac{d\varphi}{3} (y_0^2 + 4y_1^2 + 2y_2^2 + \dots)^1)$$

oder

$$f = \frac{1}{2} \cdot d\varphi \left( \frac{y_0^2}{2} + y_1^2 + y_2^2 + \dots \right)$$

Der Rauminhalt eines Keilkörpers von der Dicke  $dx$  wird also

$$dv = f \cdot dx = \frac{1}{2} \int_0^\varphi y^2 d\varphi \cdot dx,$$

somit der Rauminhalt des ganzen Keilstückes von der Länge  $L$ :

$$v = \int_0^L f d\varphi = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^\varphi y^2 d\varphi \cdot dx.$$

Dies würde der Flächeninhalt einer Kurve sein, deren Ordinaten die Flächeninhalte der aufeinanderfolgenden Spantausschnitte, und deren Abszissen die Spantabstände  $\Delta x$  sind, also:

$$v = \int_0^x f dx = \frac{\Delta x}{3} (f_0 + 4f_1 + 2f_2 + \dots)$$

(nach Simpson),

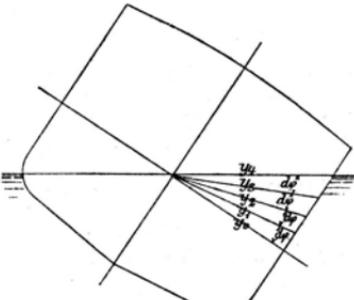


Abb. 291.

wenn man die Summierung zuerst nach  $\varphi$  und dann nach  $x$  vollzieht.

Da aber bei einem Doppelintegral die Reihenfolge der Veränderlichen, nach welcher die Summierung erfolgt, willkürlich ist, so kann man auch zuerst nach  $x$  summieren, wodurch man für die einzelnen ( $n$  ten) geneigten Wasserlinien die Werte erhält:

$$\frac{1}{2} \int_0^L y_n^2 dx = \frac{1}{2} \frac{\Delta x}{3} (y_{n \cdot x_0}^2 + 4y_{n \cdot x_1}^2 + 2y_{n \cdot x_2}^2 + \dots)^2),$$

das sind die statischen Momente der halben geneigten Wasserlinien in bezug auf die durch  $O$  gehende Achse.

Bezeichnet man diese der Reihe nach mit  $m_0, m_1, m_2$  usw. und summiert sie nunmehr nach  $\varphi$ , so wird der eintauchende Keilinhalt:

$$v_e = \frac{1}{2} \int_0^\varphi \int_0^x y^2 dx \cdot d\varphi = \frac{\Delta \varphi}{3} (m_0 + 4m_1 + 2m_2 + \dots).$$

Ebenso für das austauchende Keilstück:

$$v_a = \frac{\Delta \varphi}{3} (m'_0 + 4m'_1 + 2m'_2 + \dots).$$

Demnach wird der Unterschied der beiden Keilstücke:

$$v_e - v_a = \frac{\Delta \varphi}{3} [(m_0 - m'_0) + 4(m_1 - m'_1) + 2(m_2 - m'_2) + \dots],$$

<sup>1)</sup>  $y_0, y_1, y_2 \dots$  sind die Polarkoordinaten der Fläche  $L_0 O L \varphi$  und ergeben sich aus dem Spantenriß durch Aufmaß in den betreffenden Wasserlinien.

<sup>2)</sup>  $y_{n \cdot x_0}, y_{n \cdot x_1}, y_{n \cdot x_2} \dots$  sind die zu den Abszissen  $x_0, x_1, x_2$  gehörigen Ordinaten der  $n$ -ten geneigten Wasserlinie.

da nun  $(m_0 - m'_0)$  usw. das Moment  $M_0$  usw. der ganzen Wasserlinie in bezug auf die Achse durch  $O$  darstellt, so ist dieser Unterschied:

$$v_e - v_a = s = \int_0^\varphi M d\varphi = \frac{\Delta\varphi}{3} (M_0 + 4M_1 + 2M_2 + \dots)$$

der Inhalt der korrigierenden Schicht.

Es ist also:

1. der Inhalt jedes der beiden Keilstücke gleich der Summe der statischen Momente der dem Keilstück zugehörigen Wasserlinienhälften und

2. der Unterschied der Keilstücke gleich der Summe der statischen Momente der ganzen Wasserlinien in bezug auf die durch  $O$  gehende Achse, und zwar summiert nach den Winkelabständen  $(\Delta\varphi)$  der Wasserlinien.

### Moment der Keilstücke

(Abb. 292). Der Schwerpunkt der Dreiecksfläche zwischen den Wasserlinien  $w_{\varphi_n} l_{\varphi_n}$  und  $w_{\varphi_{n+1}} l_{\varphi_{n+1}}$  liegt vom Punkte  $O$  um  $\frac{2}{3}y$  und von der durch  $O$  gehenden senkrechten Ebene  $OZ$  um  $\frac{2}{3}y \cdot \cos(\varphi - \varphi_n)$  entfernt.

Sein Moment in bezug auf diese Ebene ist daher

$$\begin{aligned} d f \cdot \overline{O i} &= \frac{1}{2} y^2 d\varphi \cdot \frac{2}{3} y \cdot \cos(\varphi - \varphi_n) \\ &= \frac{1}{3} y^3 \cos(\varphi - \varphi_n) d\varphi, \end{aligned}$$

wenn  $\varphi$  der Neigungswinkel des Schiffes und  $\varphi_n$  der Winkel ist, den der Flächenstreifen mit der ursprünglichen Schwimmebene  $W_0 L_0$  einschließt.

Die Summe der Momente aller kleinen Dreiecksflächen ist das Moment des ganzen Spantausschnittes, also:

$$\int d f \cdot \overline{O i} = f \cdot \overline{O J} = \frac{1}{3} \int_0^\varphi y^3 \cos(\varphi - \varphi_n) d\varphi,$$

nach Simpson summiert: (unter Teilung des Winkels  $\varphi$  wie vorher durch die Polarkoordinaten  $\gamma_1, \gamma_2, \dots$ )

$$= \frac{1}{3} \frac{\Delta\varphi}{3} [y_0^3 \cos(\varphi - \varphi_0) + 4y_1^3 \cos(\varphi - \varphi_1) + 2y_2^3 \cos(\varphi - \varphi_2) + \dots]$$

Das Moment eines Keilkörpers von der Länge  $dx$  ist demnach:

$$f \cdot dx \cdot \overline{O J} = d v \cdot \overline{O J} = \frac{1}{3} \int_0^\varphi y^3 \cos(\varphi - \varphi_n) d\varphi \cdot dx$$

und das Moment des ganzen Keilstückes von der Länge  $L$ :

$$v \cdot \overline{O J} = \frac{1}{3} \int_0^L \int_0^\varphi y^3 \cos(\varphi - \varphi_n) d\varphi \cdot dx.$$

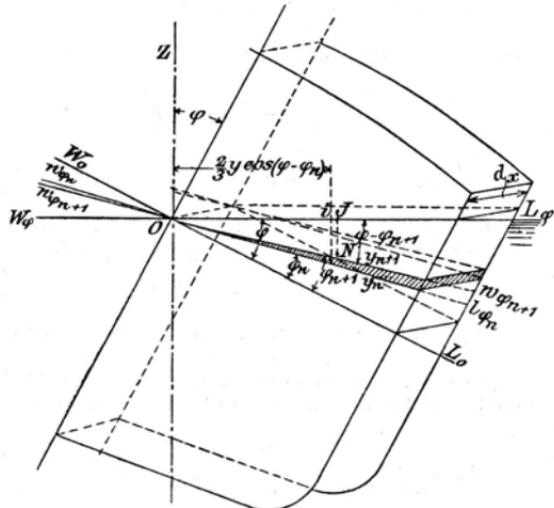


Abb. 292.

Summiert man auch hier zuerst nach  $x$ , dann nach  $\varphi$ , so erhält man für jede Wasserlinie den Wert

$$\frac{1}{3} \cos(\varphi - \varphi_n) \int_0^{\varphi} y^3 d\varphi,$$

das ist das Trägheitsmoment der halben Wasserlinie in bezug auf die Achse durch  $O$  ( $= i_n$ ), multipliziert mit dem Cosinus des Winkels, den sie mit der um  $\varphi$  (gegen die ursprüngliche Schwimmbene) geneigten Wasserlinie einschließt. Demnach wird das Breitenmoment des eintauchenden Keilstückes  $v_e$  (Abb. 287):

$$\begin{aligned} v_e \cdot \overline{OJ_1} &= \int_0^{\varphi} i_n \cos(\varphi - \varphi_n) d\varphi \\ &= \frac{\Delta\varphi}{3} [i_0 \cdot \cos(\varphi - \varphi_0) + 4 i_1 \cdot \cos(\varphi - \varphi_1) + 2 i_2 \cdot \cos(\varphi - \varphi_2) + \dots], \end{aligned}$$

und das Breitenmoment des austauchenden Keilstückes  $v_a$ :

$$\begin{aligned} v_a \cdot \overline{OJ} &= \int_0^{\varphi} i'_n \cos(\varphi - \varphi_n) d\varphi \\ &= \frac{\Delta\varphi}{3} [i'_0 \cdot \cos(\varphi - \varphi_0) + 4 i'_1 \cdot \cos(\varphi - \varphi_1) + 2 i'_2 \cdot \cos(\varphi - \varphi_2) + \dots], \end{aligned}$$

und das Gesamtbreitenmoment beider Keilstücke in bezug auf die Ebene  $OZ$ , wenn  $(i_n + i'_n) = J_n$  gesetzt wird,

$$\begin{aligned} &v_e \cdot \overline{OJ_1} + v_a \cdot \overline{OJ} \\ &= \frac{\Delta\varphi}{3} [J_0 \cdot \cos(\varphi - \varphi_0) + 4 J_1 \cdot \cos(\varphi - \varphi_1) + 2 J_2 \cdot \cos(\varphi - \varphi_2) + \dots]. \end{aligned}$$

In gleicher Weise ergibt sich, wie aus der Abbildung sofort ersichtlich, das Gesamthöhenmoment beider Keilstücke in bezug auf die Ebene  $W_\varphi L_\varphi$ :

$$\begin{aligned} &v_e \cdot \overline{JN} + v_a \cdot \overline{J_1 N_1} \\ &= \frac{\Delta\varphi}{3} [J_0 \cdot \sin(\varphi - \varphi_0) + 4 J_1 \cdot \sin(\varphi - \varphi_1) + 2 J_2 \cdot \sin(\varphi - \varphi_2) + \dots]. \end{aligned}$$

Die Momente der Keilstücke sind also die Summen der Trägheitsmomente der durch  $O$  gelegten Wasserlinien, jedes einzelne multipliziert mit dem  $\frac{\text{Cosinus}}{\text{Sinus}}$  (für das  $\frac{\text{Breiten-}}{\text{Höhen-}}$  Moment) desjenigen Winkels, den die Wasserlinie mit der jeweiligen geneigten Schwimmbene einschließt, und zwar summiert nach den Winkelabständen ( $\Delta\varphi$ ) der Wasserlinien.

Diese Momente, berichtigt durch die Momente der Schicht  $s$  (und der Anhänge) ergeben alsdann die entsprechenden Momente der wirklich bei der Neigung ein- und austauchenden Keilstücke:

$$v \cdot \overline{JJ_1} \quad \text{und} \quad v (\overline{JN} + \overline{J_1 N_1}),$$

aus welchen die Hebelarme der statischen und dynamischen Stabilität, wie vorhin gezeigt, berechnet werden.

## 2. Ausführung der Stabilitätsrechnung.

Man fertige einen Spantenriß in möglichst großem Maßstab (etwa 1 : 25) an, und zwar bei Schiffen mit Holzbeplankung auf Außenkante Planken und mit Angabe der oberen Begrenzung des Decks an der Bordwand, sowie

etwaiger auf diesem vorhandener wasserdichter Aufbauten<sup>1)</sup>. Die Decksbucht bleibt in der Regel unberücksichtigt; die Spantkurve wird dann durch eine wagerechte Linie in der Höhe des Decks abgeschlossen (Abb. 293).

In diesen Spantenriß lege man durch den Punkt  $O$  — dem gewählten Tiefgang entsprechend — die geeigneten Wasserlinien, für welche die Stabilität berechnet werden soll. Hierbei teilt man entweder den Winkel, bei welchem die Deckskante des Hauptspantes ins Wasser tauchen würde, in gleiche Teile, um dadurch zu dem überall gleichen Winkelabstand  $\Delta\varphi$  zu gelangen, oder man wählt letzteren beliebig, als Teil des ganzen Quadranten, zu  $5^\circ$ ,  $10^\circ$  oder  $15^\circ$ . Ersteres bietet den Vorteil, daß man für diejenige Stelle der Stabilitätskurve, wo sie infolge des Überganges der Schiffsoberfläche aus der senkrechten Bordwand in die wagerechte Decksebene eine Ungleichmäßigkeit besitzt, den genauen Wert der Ordinate erhält; letzteres ist einfacher und für jeden Tiefgang gleichmäßig anwendbar.

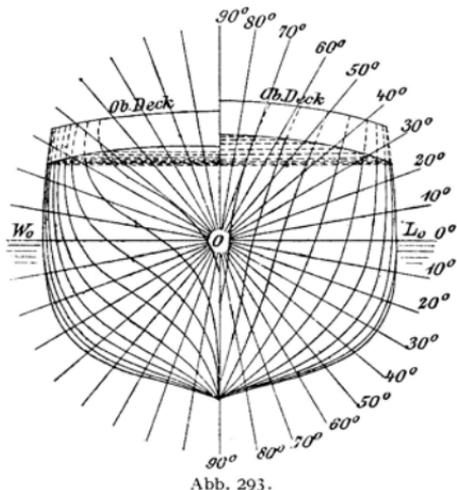


Abb. 293.

Zur Berechnung dienen alsdann die beigegebenen Tabellen S. 333 bis 335:

Tabelle A für vorbereitende Rechnungen,

„ B „ Schlußrechnungen.

Von ersteren ist für jede zu berechnende Wasserlinie, von letzteren für jedes zu berechnende Keilstück eine Tabelle anzulegen, und zwar jedesmal mit besonderen Spalten für die eintauchende und die austauchende Seite.

Erläuterung zu den Tabellen. Die erste Spalte der Tab. A enthält die Spantnummern, die erste Spalte der Tab. B die Neigungswinkel der Wasserlinien. In Tab. A, Spalte 2, trage man nun die von  $O$  aus aufgemessenen Ordinaten, d. h. die Breiten der einzelnen Wasserlinienhälften für die eintauchende Seite ( $= y_e$ ) und für die austauchende Seite ( $= y_a$ ) ein, in Spalte 5 die Quadrate und in Spalte 8 die Kuben dieser Ordinaten; ferner in Spalte 3, 6 und 9 die Simpsonschen Multiplikatoren und in Spalte 4, 7 und 10 die mittels dieser erhaltenen Produkte. Zur Vereinfachung der Rechnung ist die zweite Form der Simpsonschen Gleichung gewählt (s. S. 89). Die Summen der letztgenannten drei Spalten ergeben sodann die zur Berechnung des Flächeninhaltes, des statischen Momentes und des Trägheitsmomentes der betreffenden Wasserlinie erforderlichen Werte, welche in folgender Weise benutzt werden, indem man bezeichnet:

$$\Sigma(y_e) = \mathbf{E}; \quad \Sigma(y_e^2) = \mathbf{E}^2; \quad \Sigma(y_e^3) = \mathbf{E}^3.$$

$$\Sigma(y_a) = \mathbf{A}; \quad \Sigma(y_a^2) = \mathbf{A}^2; \quad \Sigma(y_a^3) = \mathbf{A}^3.$$

<sup>1)</sup> Eine einfache und sinnmäßige Bewertung der Aufbauten kann in der Weise erfolgen, daß man ihren Inhalt berechnet, ihn dann nach Art und Ausführung der Aufbauten mit gleichem Faktor wie bei der Freibordrechnung multipliziert und den so erhaltenen Inhalt gleichmäßig über die Oberdeckfläche verteilt, so daß also die Seitenhöhe an jedem Punkte der Länge des Schiffes entsprechend erhöht wird. Bei kleinen Schiffen wird die dadurch bewirkte Ungenauigkeit allerdings unter Umständen reichlich groß; bei ihnen ist die Wirkung der Aufbauten besser im einzelnen zu berechnen.

**Flächeninhalt und Schwerpunkt der geneigten Wasserlinie**, zugleich Schwerpunkt der korrigierenden Schicht, der Breite nach.

$\frac{2}{3} E + \frac{2}{3} A$  multipliziert mit dem Abstand der Spanten,  $\Delta x = h$ , ergibt den Flächeninhalt der (ganzen) Wasserlinie,

$\frac{2}{3} E^2 - \frac{2}{3} A^2$  multipliziert mit dem halben Abstand der Spanten,  $h/2$ , ergibt das Moment der Wasserlinie in bezug auf die Achse durch  $O$ .

Durch Division beider Werte  $\left(\frac{\text{Moment}}{\text{Fläche}}\right)$  erhält man den Schwerpunktsabstand der Wasserlinie von der Achse durch  $O$  und damit zugleich den der korrigierenden Schicht. Der Schwerpunkt liegt an der Seite, für welche das Moment der Wasserlinienhälfte den größeren Wert hat (vgl. Tab. B, untere Hälfte zu Spalte 5 bis 9).

**Rauminhalt und Momente der korrigierenden Schicht.** Der Rauminhalt der korrigierenden Schicht ist der Unterschied der Rauminhalte des ein- und des austauchenden Keilstückes. Um diese für einen bestimmten Neigungswinkel  $\varphi$  zu erhalten, trage man für alle im Bereich dieses Winkels liegenden Wasserlinien die Summen aus Spalte 7 der Tab. A, jede mit  $\frac{2}{3}$  multipliziert, in Spalte 2 der Tab. B ein, und zwar je für das ein- und austauchende Keilstück (die Spalten hierzu befinden sich in Tab. B untereinander). Der Unterschied beider Gesamtsummen, mit  $\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \Delta \varphi \cdot h$  multipliziert, gibt den Überschuß des einen Keilstückes über das andere ( $v_a - v_e$ ), d. h. den Inhalt der korrigierenden Schicht.

Dieser Inhalt, dividiert durch den Flächeninhalt der zum Winkel  $\varphi$  gehörigen Wasserlinie:  $\frac{\text{Rauminhalt}}{\text{Flächeninhalt}}$ , gibt die Dicke der Schicht.

Somit kann sowohl das Breitenmoment der Schicht = Rauminhalt  $\times$  dem vorher gefundenen Schwerpunktsabstand der Wasserlinie von der Achse durch  $O$ , wie auch das Höhenmoment = Rauminhalt  $\times$  halbe Dicke der Schicht berechnet werden (Tab. B; untere Hälfte zu Spalte 10 und 11).

**Momente der Keilstücke.** Um die Momente der Keilstücke für einen bestimmten Winkel  $\varphi$  zu finden, zähle man für jede im Bereich dieses Winkels liegende Wasserlinie die aus Spalte 10 der Tab. A sich ergebenden Summen der ein- und austauchenden Seite zusammen und trage die so gefundene Gesamtsumme für beide Keilstücke, mit  $\frac{2}{3}$  multipliziert, in Spalte 5 der Tab. B ein. Die Spalten 8 und 10 dieser Tabelle enthalten die Werte des Cosinus und des Sinus der Winkel ( $\varphi - \varphi_n$ ), welche die einzelnen Wasserlinien mit der dem Winkel  $\varphi$  entsprechenden Schwimmbene bilden, und mit denen die zugehörigen Werte der Spalte 5 zu multiplizieren sind; summiert man diese Produkte und multipliziert sie mit  $\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{3} \Delta \varphi \cdot h$ , so erhält man aus Spalte 9 und 11 die unkorrigierten Momente der Keilstücke der Breite und Höhe nach.

Durch Korrektur mit den entsprechenden Momenten der Schicht ergeben sich alsdann die wirklichen Momente der Keilstücke und hieraus die Hebelarme der statischen und dynamischen Stabilität, wie in Tab. B, obere Hälfte, gezeigt ist.

**Anwendung der Berechnungsformeln.** 1. Simpsons Regel. Zu beachten ist, daß für jeden Winkel  $\varphi$  die Zahl der in seinem Bereich liegenden Wasserlinien, deren Werte die Ordinaten in Tab. B bilden, sich ändert; will man daher für die Berechnung die Simpsons I. Regel anwenden, welche eine ungerade Zahl von Ordinaten, also eine gerade Zahl von Abschnitten voraussetzt, so hat man für jeden Winkelabschnitt noch eine Zwischenordinate einzulegen. Bei Berechnung der Stabilität von  $10$  zu  $10^\circ$  würden also die aufzulesenden Wasserlinien in Winkelabständen von  $5^\circ$  einzulegen sein.

Andernfalls hat man für die Winkel mit einer geraden Ordinatenzahl eine andere Summierungsformel anzuwenden, am besten die Trapezregel, wenn die Abstände nicht zu groß sind.

## Stabilitätsrechnung nach Barnes mittels Simpsons Regel.

Tabelle A. Vorbereitende Rechnung.

Wasserlinie bei 10° Neigung<sup>1)</sup> ( $\varphi = 10^\circ$ ).

## Eintauchendes Keilstück.

Spant Nr.	Flächeninhalt			Statisches Moment			Trägheitsmoment		
	Ordinaten $y_e$	Multiplik. Multiplik.	Produkte (2) × (3)	Quadrate der Ordinaten $y_e^2$	Multiplik. Multiplik.	Produkte (5) × (6)	Kuben der Ordinaten $y_e^3$	Multiplik. Multiplik.	Produkte (8) × (9)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
(HL) 0		1/2			1/2			1/2	
1		2			2			2	
2		1			1			1	
3		2			2			2	
4		1			1			1	
5		2			2			2	
6		1			1			1	
7		2			2			2	
8		1			1			1	
9		2			2			2	
(VL) 10		1/2			1/2			1/2	
Summen	$\Sigma(y_e) = E_{10} = \dots$			$\Sigma(y_e^2) = E_{10}^2 = \dots$			$\Sigma(y_e^3) = E_{10}^3 = \dots$		
$\times 2/3$		$2/3 E_{10} = \dots$			$2/3 E_{10}^2 = \dots$		$2/3 E_{10}^3 = \dots$		$2/3 A_{10}^3 = \dots$

Beide Keilstücke = .....

## Austauchendes Keilstück.

	$y_a$		$y_a^2$		$y_a^3$	
(HL) 0		1/2		1/2		1/2
1		2		2		2
2		1		1		1
3		2		2		2
4		1		1		1
5		2		2		2
6		1		1		1
7		2		2		2
8		1		1		1
9		2		2		2
(VL) 10		1/2		1/2		1/2
Summen	$\Sigma(y_a) = A_{10} = \dots$		$\Sigma(y_a^2) = A_{10}^2 = \dots$		$\Sigma(y_a^3) = A_{10}^3 = \dots$	
$\times 2/3$		$2/3 A_{10} = \dots$		$2/3 A_{10}^2 = \dots$		$2/3 A_{10}^3 = \dots$

<sup>1)</sup> Für jeden weiteren Neigungswinkel eine Tabelle. Für 0°, d. h. die aufrechte Lage ( $\varphi = 0^\circ$ ), sind die Ordinaten für das ein- und das austauchende Keilstück gleich groß.

Tabelle B. Schlußrechnung. Stabilität für 80° Neigung ( $\varphi = 80^\circ$ ).

Eintauchendes Keilstück				Beide Keilstücke				Dynamische Stabilität		
Neigung der Wasserlinien ( $\varphi_n$ )	$\frac{2}{3} \Sigma$ der Produkte der Quadrate der Ordinaten ( $\frac{1}{2} \mathcal{E}^2$ )	Multiplik.	Produkte (2) $\times$ (3)	Produkte (5) $\times$ (6)	Kosinus der Neigungswinkel ( $\varphi - \varphi_n$ )	Produkte (7) $\times$ (8)	Sinus der Neigungswinkel ( $\varphi - \varphi_n$ )	Produkte (7) $\times$ (10)		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0°		1/2		1/2			80° =		80° =	
10°		2		2			70° =		70° =	
20°		1		1			60° =		60° =	
30°		2		2			50° =		50° =	
40°		1		1			40° =		40° =	
50°		2		2			30° =		30° =	
60°		1		1			20° =		20° =	
70°		2		2			10° =		10° =	
80°		1/2		1/2			0° =		0° =	
Eintauch. Keilstück $v_e =$	$\frac{2}{3} \Sigma [(\mathcal{E}_{80}^3) + \mathcal{A}_{80}^3] \cdot \cos(\varphi - \varphi_n) =$									
Austausch. " $v_a =$	$\frac{1}{3} \times \frac{\Delta \varphi}{3} \times h$									
Unterschied =	$= \frac{1}{3} \times \frac{1}{3} \text{ Bog. } 10^\circ \times h =$									
$\times 2 \frac{\Delta \varphi}{3} \times h =$	$= v_a \cdot \overline{JO} + v_e \cdot \overline{J_1 O} =$									
Überschuß d. eintauch. üb.	$=$ Korrektur für Schicht									
d. austausch. K = $v_e - v_a =$	$=$ " Anhänge									
	$=$ Korrigiertes Moment der Keilstücke									
	$= \frac{v \cdot J J_1}{V}$									
	$\overline{FQ} = \frac{v \cdot J J_1}{V}$									
$\Delta \varphi = 10^\circ$	$\overline{FR} = \overline{FG} \sin \varphi = a \cdot \sin 80^\circ =$									
$h =$	$=$ Hebelarm d. stat. Stabilität									
$V =$	$\overline{GH} = \overline{FQ} - \overline{FR} =$									
$\gamma \cdot V = P =$	$=$ Stabilitätsmoment $\mathbf{P \cdot GH} =$									
	$=$ Unkorrig. Moment d. Keilstücke									
	$= v_a \cdot \overline{JN} + v_e \cdot \overline{J_1 N_1}$									
	$=$ Korrektur für Schicht									
	$=$ " Anhänge									
	$=$ Korrigiert. Moment d. Keilstücke									
	$= \frac{v(\overline{JN} + \overline{J_1 N_1})}{V}$									
	$= \frac{v(\overline{JN} + \overline{J_1 N_1})}{V} = \overline{F\varphi Q}$									
	$= \overline{FG}(1 - \cos \varphi)$									
	$=$ Hebelarm d. dynam. Stab.									
	$= \frac{F\varphi H - \overline{FG}}{V}$									
	$=$ Arbeit in mt $\mathbf{P(F\varphi H - \overline{FG})}$									

1) Summe aus Spalte 11.

Austauschendes Keilstück		Geneigte Wasserlinie. Flächeninhalt.		Korrigierende Schicht.	
0°	1/2	Eint. Keilst. = $\frac{2}{3} E_{80}$	Überschuß des eintauchenden Keilstücks	.....	m <sup>3</sup>
10°	2	Aust. " = $\frac{2}{3} A_{80}$	Rauminhalt der Anhänge	.....	"
20°	1	Summe =	Gesamtinhalt	.....	m <sup>3</sup>
30°	2	× h ×	Dicke der Schicht	.....	"
40°	1	Flächeninhalt ohne Anhänge	Rauminhalt	.....	"
50°	2	der	Flächeninhalt	.....	"
60°	1	Gesamtinhalt =			
70°	2				
80°	1/2				
Austauch. Keilstück $v_a$ = . . . . .		<b>Moment und Schwerpunkt.</b>		Korrektur für statische Stabilität.	
Anhänge (A).		Eint. Keilst. $\frac{2}{3} E_{80}^2$	Breitenmoment der Schicht	= Rauminhalt × ⊙-Abstand	
(Ergebnisse besonderer Rechnung.)		Aust. " $\frac{2}{3} A_{80}^2$	Unterschied	= . . . . . × = . . . . . m <sup>4</sup>	
Rauminhalt = . . . . m <sup>3</sup>		× $\frac{1}{2} \times h = \times$	Moment ohne Anhänge	Korrektur für dynamische Stabilität.	
Breitenmoment f. stat.			der	Höhenmoment der Schicht	
Stabilität . . . . . = . . . . m <sup>4</sup>		Gesamtmoment =		= Rauminhalt × $\frac{1}{2}$ Dicke der Schicht	
Höhenmoment f. dynamische Stabilität . . . . . = . . . . m <sup>4</sup>		Schwerpunkt d. Wasserlinie	Moment	= . . . . . × . . . . . = . . . . . m <sup>4</sup>	
Flächeninhalt in der Wasserlinie . . . . . = . . . . m <sup>2</sup>		nach der eintauchend. Seite	= Fläche		
Moment desselben . . . . . = . . . . m <sup>3</sup>		⊙-Abstand =			

2. Trapezregel. Die ausschließliche Anwendung dieser Formel vereinfacht die Rechnung im ganzen, da nur das erste und letzte Glied der Rechnung besondere Faktoren enthält.

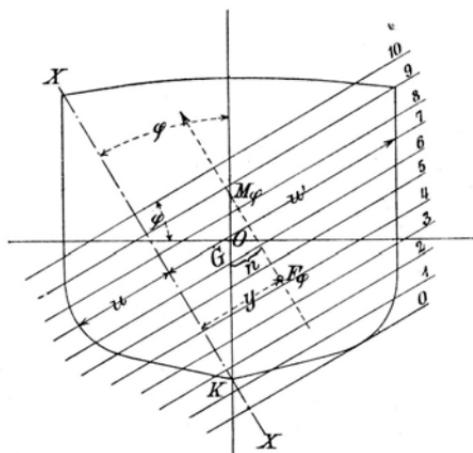


Abb. 294.

**Ausführung.** (Abb. 294). Benjamin legt, um für einen bestimmten Neigungswinkel  $\varphi$  die Auftriebsrichtung und damit die Lage des Metazentrums  $M\varphi$  zu erhalten, eine Anzahl paralleler Wasserlinien durch den Spantenriß, mißt deren Ordinaten  $u$

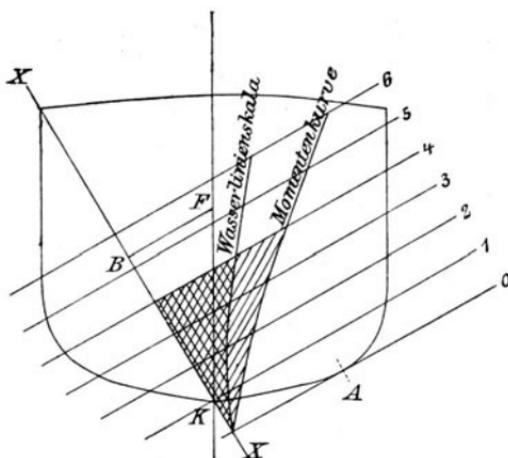


Abb. 295.

vielfach in Frankreich, sowohl auf Privat- wie auf Staatswerften gebräuchlich.

## B. Rechnungsverfahren von Benjamin<sup>1)</sup> - Spence<sup>2)</sup>,

vielfach in Frankreich, sowohl auf Privat- wie auf Staatswerften gebräuchlich.

riß, mißt deren Ordinaten  $u$  und  $u'$  von einer durch den Punkt  $K$  gelegten senkrechten Achse  $XX$  auf und berechnet — ebenso wie beim aufrechtliegenden Schiff — die Inhalte und Momente der einzelnen Wasserlinienflächen

und der von ihnen begrenzten Verdrängungen in bezug auf die Achse  $XX$ . Die Summen der Inhalte und der Momente ergeben den Rauminhalt und das Moment der Verdrängung; der Quotient aus beiden deren Schwerpunktsabstand von der Achse  $XX$ .

Aus dem Schwerpunktsabstand  $y$  ist die Größe des

<sup>1)</sup> Benjamin, Ludwig: Contributions to the solution of the problem of stability. Tr. of Inst. Nav. Arch. 1884, S. 208; s. a. Reed: Stab. of ships, S. 158. — Pollard et Dudebout: I, S. 123. — Schmidt, A.: S. 253, sowie zweite Auflage dieses Buches.

<sup>2)</sup> Spence, J. C.: The graphic calculation of the data depending on the forms of ships, required for determining their stability. Tr. of Inst. Nav. Arch. 1884, S. 222; s. a. A. Schmidt, S. 258 u. 270.

Da hierbei die Ordinaten zu beiden Seiten von  $XX$  verschiedene Vorzeichen erhalten, so vereinfachte Spence die Aufmessung und Berechnung dadurch, daß er die Momentenachse  $XX$  außerhalb des Spantenrisses anordnete. Für die Ausführung bedient man sich eines Liniennetzes auf Pausleinen, welches unter dem gewünschten Winkel und in dem gegebenen Abstände  $U$  der Achse  $XX$  von  $K$  auf den Spantenriß gelegt wird, und zwar, um die beiderseitigen Ordinaten in den einzelnen Spantquerschnitten zu erhalten, nach beiden Seiten. Die unterste ( $0$ ) Linie muß hierbei das Hauptspant berühren (Abb. 295).

**Anwendung der Berechnungsformeln.** Der grundsätzliche Gang des Rechnungsverfahrens gestattet die Anwendung der Simpsonschen Regel und der Trapezregel ohne weiteres. Dagegen ist die Anwendung des Tschibyscheffschen Verfahrens nur für die Zerlegung in der Längsschiffriechung zu empfehlen, also für die Zeichnung der Spantenquerschnitte; die Höhenteilung erfolgt zweckmäßig in gleichmäßigen Abständen.

### C. Integratorverfahren von H. L. Schulz (Fellowsches Verfahren).

H. L. Schulz und Fellow bestimmen den Schwerpunktsabstand  $y$  der durch eine geneigte Wasserlinie begrenzten Verdrängung von der Momentenachse  $XX$  mit Hilfe des Integrators (s. S. 120 f.).

**Theoretische Grundlage.** Die Ermittlung der Verdrängungen und Momente erfolgt, indem die Spanten (die symmetrisch nach beiden Seiten gezeichnet sein müssen) umfahren werden. Die erhaltenen Flächeninhalte und Momente werden sodann zu einer Spantenskala und Momentenkurve zusammengesetzt (Abb. 296).

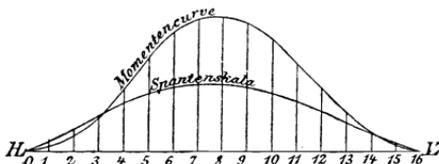


Abb. 296.

Die beiden so gefundenen Kurven stellen jedesmal den Rauminhalt der Verdrängung und ihr Moment, bezogen auf die Momentenachse des Integrators dar; durch Division der Flächeninhalte beider, welche ebenfalls mittels des Integrators bestimmt werden, ergibt sich der gesuchte Abstand.

Trägt man diese Abstände für jeden Neigungswinkel von einer Abszissenachse aus auf verschiedenen, den Verdrängungen in Tonnen entsprechenden senkrechten Geraden ab, so erhält man für jeden Neigungswinkel eine Kurve, deren Ordinaten die Hebelarme  $Y$  für jede gewünschte Verdrängung angeben. Diese Kurven nennt man Stabilitäts-Querkurven (s. Abb. 298).

Die Zusammenfügung der Verdrängungen und Momente der einzelnen Spanten zur Gesamtverdrängung kann ohne Auftragung einfacher erfolgen, indem die Spanten hintereinander umfahren werden, wodurch sich die Momente und Verdrängungen mechanisch addieren.

Aus den Querkurven erhält man die eigentlichen Stabilitätskurven für jede beliebige Verdrängung, indem man die zugehörigen Hebelarme  $Y$ , vermindert um den Wert  $\overline{GK} \cdot \sin \varphi$  ( $G$  = Gewichtsschwerpunkt,  $K$  = Projektion der Kiellinie als Drehachse) [s. Abb. 297<sup>1)</sup>], als Ordinaten nach zunehmenden Neigungswinkeln abträgt<sup>2)</sup>; denn es ist

$$\overline{GH} = Y - \overline{GK} \cdot \sin \varphi.$$

Bestimmt man mittels des Integrators auch die Momente in bezug auf eine zu der vorigen senkrechte Momentenachse (also eine Parallele zu der

<sup>1)</sup> In Abb. 297 ist als Drehachse der Punkt  $G'$  gewählt, so daß hier  $\overline{GH} = Y - \overline{G'G} \cdot \sin \varphi$  ist (s. a. Abb. 298).

<sup>2)</sup> Hieraus erklärt sich die Bechnung Querkurven, denn diese entstehen aus den Stabilitätskurven für verschiedene Tiefgänge und Verdrängungen, indem man die zu einem bestimmten Neigungswinkel gehörigen Hebelarme in der Querrichtung zu den Kurven aufmißt.

jeweiligen geneigten Wasserlinie), so erhält man die Abstände der Verdrängungsschwerpunkte von der Wasserlinie und damit die genaue Lage dieser Punkte, also die  $F$  - Kurve selbst.

**Ausführung.** Für die Ausführung ist folgendes zu bemerken:

1. Um den Integrator nicht für jede Neigung verschieben zu müssen, wird der Spantenriß selbst um einen Punkt der Momentenachse des Integrators drehbar eingerichtet.

Zu diesem Zweck zeichne man auf eine Unterlage von weißem Zeichenpapier eine Gradeinteilung mit den zu ermittelnden Neigungswinkeln, auf ein Stück

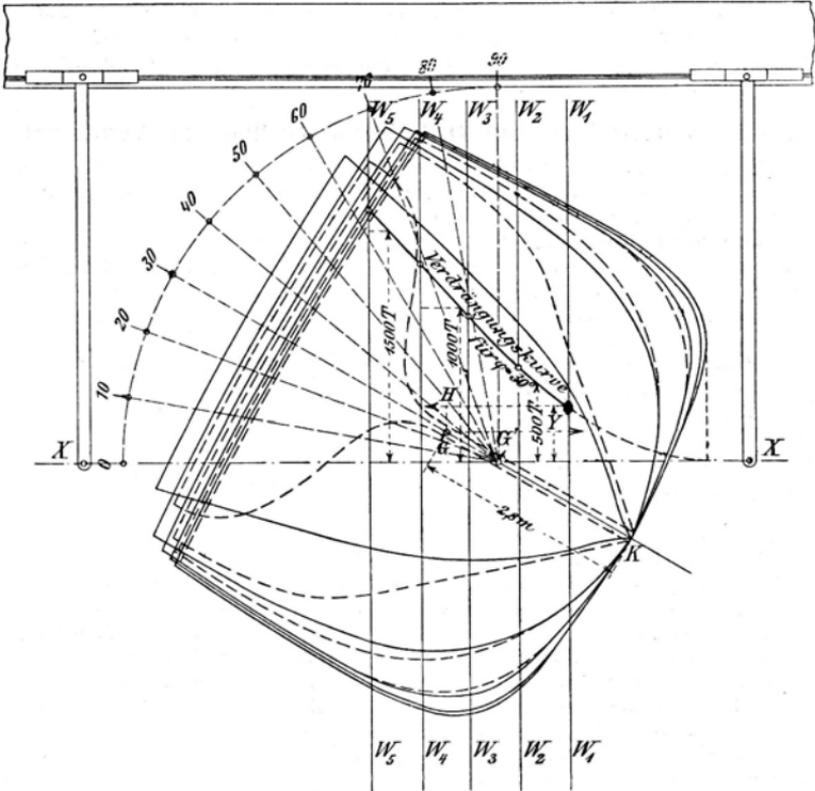


Abb. 297.

Pauspapier vier (oder fünf) Wasserlinien  $W_1, W_2, W_3 \dots$  und die zu diesen winkelrechte Momentenachse  $XX$  und auf ein zweites Stück Pauspapier einen vollständigen Spantenriß (die Spanten symmetrisch nach beiden Seiten). Diese Papiere befestige man übereinander mittels einer feinen Nadel so, daß der Spantenriß unter dem Wasserliniennetz um die Winkel der Gradeinteilung gedreht werden kann, wobei die jeweilige Neigungslinie stets in die Momentenachse  $XX$  fallen muß (Abb. 297).

Maßstab des Spantenrisses bei kleineren und mittleren Schiffen 1 : 50, bei größeren 1 : 100, der Länge des Fahrarmes des Integrators entsprechend; (Maßstab 1 : 100 ist wesentlich ungenauer) Anhänge (Wellenausstritt), Aufbauten und Deckslinien sind anzugeben. Drehpunkt ist zweckmäßig der tiefste Punkt  $K$  im  $\infty$  oder auch — wenn es für die Drehung an Platz fehlt — ein höhergelegener Punkt ( $G'$ ) in der Nähe des Gewichtsschwerpunktes  $G$ . Das oberste der drei Papiere

muß so groß sein, daß die Rollen des Integrators beim Umfahren der Spanten nicht über den Rand gleiten, weil sonst Ungenauigkeiten entstehen. Es ist gleichgültig, ob man das Lineal des Integrators, also die Momentenachse, wagrecht oder senkrecht legt; dies ist lediglich von dem zur Verfügung stehenden Platz abhängig.

2. Nachdem nun der Integrator so aufgestellt ist, daß seine Momentenachse  $XX$  mit der Mittellinie des Spantenrisses für die aufrechte Lage zusammenfällt, werden die Spanten, zuerst in dieser, dann in jeder der vorgesehenen Neigungen, der Reihe nach bis zu den einzelnen Wasserlinien umfahren, und zwar — wenn nach Simpson summiert werden soll — immer diejenigen hintereinander, die mit demselben Faktor zu multiplizieren sind, also jedesmal die geraden, dann die ungeraden und die Endspanten für sich. Zur besseren Unterscheidung trage man diese drei Gruppen in drei verschiedenen Farben auf. Bei Anwendung

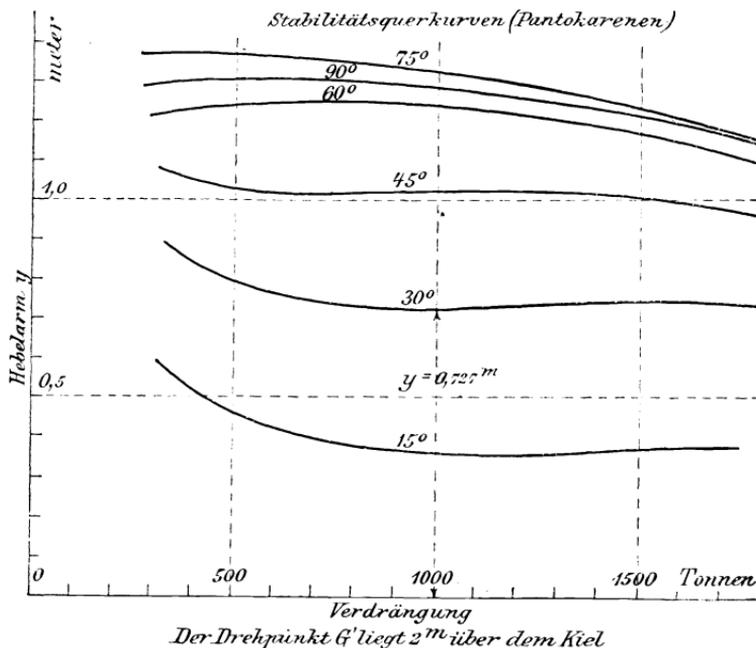


Abb. 298.

der Trapezregel kann man alle Spanten hintereinander — auch in Absätzen — umfahren, nur die Endspanten für sich, oder letztere, wenn sie sehr klein sind, ganz vernachlässigen. Bei Anwendung der Tschibyscheffschen Regel werden alle Spanten hintereinander umfahren, es erübrigt sich also die Verwendung verschiedener Farben.

3. Die Ablesungen der Flächenrolle und der Momentenrolle (bei der aufrechten Lage nur die der Flächenrolle) sowie die Unterschiede werden hierbei in eine Tabelle nach dem Muster auf S. 341 eingetragen, und zwar für jede Neigung und jede Wasserlinie einzeln.

4. Die Division der gefundenen Gesamtmomente durch die zugehörigen Verdrängungen (multipliziert mit den unveränderlichen Faktoren 0,1 und 0,6 des Integrators; s. Anm. auf S. 122) ergibt nun die Abstände  $y$  des Drehpunktes von der jeweiligen Auftriebsrichtung und aus diesen die Hebelarme der statischen Stabilität, wenn man den Wert  $\bar{G}G' \cdot \sin \varphi$  (oder falls  $K$

der Drehpunkt ist:  $\overline{KG} \cdot \sin \varphi$ ) ab- oder zurechnet, je nachdem  $G$  über oder unter  $G'$  (oder  $K$ ) liegt.

5. Setzt man die Abstände  $y$  für jeden Neigungswinkel nach zunehmenden Verdrängungen zu Stabilitäts- Querkurven (Abb. 298) zusammen, so kann man daraus für jede Verdrängung und jede Lage von  $G$  die statische Stabilitätskurve ermitteln.

Die dynamische Stabilitätskurve erhält man aus der statischen, wie bekannt, durch Integration der letzteren, ebenfalls mittels des Integrators.

Um gegen Rechenfehler gesichert zu sein, empfiehlt es sich, für jeden Neigungswinkel und jede Wasserlinie auch die gefundenen Spantflächen  $n$  und ihre Momente zu Kurven (Spanten-skalen und deren Momentenkurven) zusammenzusetzen, um an deren Verlauf die Richtigkeit der Rechnung zu prüfen. Die Flächen der ersteren geben, mit dem Integrator umfahren, zugleich eine Kontrolle für die gefundenen Verdrängungen. Zeichnet man außerdem mit Hilfe dieser letzteren für jede Neigung den Lastenmaßstab, so erhält man durch Absetzen einer gegebenen Verdrängung den dazugehörigen Tiefgang.

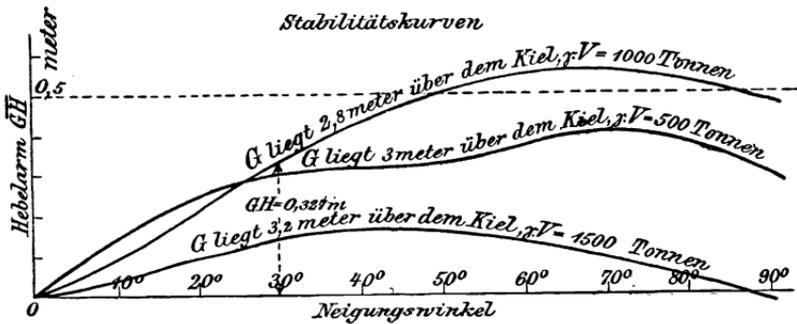


Abb. 299.

Legt man die Wasserlinien so, daß bei jeder Neigung eine von ihnen durch die Kante des Decks im  $\times$  geht, so kann man eine Kurve für diejenigen Neigungen ermitteln, für welche bei den verschiedenen Tiefgängen die Deckskante zu Wasser kommt.

Die Querkurven<sup>1)</sup> verlaufen sehr unregelmäßig durcheinander und zeigen besonders an ihren Enden starke Krümmungen. Um ihren Verlauf noch über den berechneten Teil hinaus verfolgen zu können, ist es unter Umständen zweckmäßig, ihre Endpunkte festzulegen. Für die Verdrängung Null, dem einen Grenzwert, ist die Ordinate der Querkurve gleich der Strecke  $XA$  in Abb. 295, d. h. gleich der Strecke von der Momentenachse bis zum Berührungspunkt der Tangente an den Spantenriß bei der betreffenden Neigung. Zur Ermittlung des anderen Grenzwertes muß die Verdrängung des völlig untergetauchten Schiffes (einschl. wasserdrichter Aufbauten) und ihr Schwerpunkt ermittelt werden. Aus der Höhenlage dieses Schwerpunktes  $F$  (Abb. 295) über dem Drehpunkt  $K$  kann die Ordinate  $\overline{BF}$  der Querkurve für die gesamte Verdrängung aus der Beziehung  $\overline{BF} = \overline{KF} \cdot \sin \varphi$  gefunden werden.

Das vorstehend beschriebene Verfahren ist dasjenige, welches bei Verwendung eines Tschibyscheff-Spantenrisses am schnellsten zum Ziele führt, übersichtliche Ergebnisse liefert und an Genauigkeit bei sorgfältiger Arbeit weitgehenden Ansprüchen genügt.

<sup>1)</sup> In Abb. 298 ist z. B. für die Neigung  $30^\circ$  und die Verdrängung von 1000 t

$$\begin{aligned} Y &= 0,727 \text{ m;} \\ \text{da nun } \overline{GG'} \cdot \sin \varphi &= 0,8 \cdot \sin 30^\circ = 0,400 \text{ ,, (Abb. 297),} \\ \text{so wird } \overline{GH} &= Y - \overline{GG'} \cdot \sin \varphi = 0,327 \text{ m (Abb. 299).} \end{aligned}$$

Ermittlung der Hebelarme  $Y^1$ .

$$L = 136,0 \text{ m; Spantabstand } d = \frac{136}{10} = 13,6 \text{ m; } \frac{d}{3} = 4,53. \quad 30^\circ \text{ Neigung.}$$

Wasserlinie WL 1.

Spanten	Multiplikator	Ablesungen der Flächenrolle $\times 0,1$	Unterschiede	Produkte für Verdrängung	Ablesungen der Momentenrolle	Unterschiede	Produkte für Schwerpunkt
0, 10	$\frac{1}{2}$	26,4	—	—	9881	—	—
$\frac{1}{2}, 3, 5, 7, 9\frac{1}{2}$	2	135,8	109,4	218,8	9054	827	1654
1, 9	$\frac{3}{2}$	158,8	23,0	34,5	8952	102	153
2, 4, 6, 8	4	280,9	122,1	488,4	8024	928	3752
				741,7			5519

$$\text{Verdrängung} = 741,7 \times 4,53 = 3360 \text{ m}^3, \text{ Hebelarm } Y \text{ (von } K \text{ aus)} \\ = (5519 : 741,7) \times 0,6 = 4,458 \text{ m.}$$

Stabilitätskurve.

Hebelarme der statischen Stabilität  $\overline{GH} = Y - \overline{GK} \cdot \sin \varphi$ .

Neigung: $\varphi =$	$10^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$40^\circ$	$50^\circ$	$60^\circ$	$70^\circ$	$80^\circ$	$90^\circ$
Sinus $\varphi =$	0,1737	0,3420	0,5000	0,6428	0,7660	0,8660	0,9397	0,9848	1,000
$Y =$									
$\overline{GK} \times \sin \varphi =$									
$\overline{GH} =$									

**Anmerkung:** Die mechanischen Instrumente (Planimeter und Integrator) zeigen infolge geringen Spieles ihrer Einzelteile leicht geringe Ungenauigkeiten, die sich bei mehrfachem Umfahren addieren. Man muß daher bei ihrer Verwendung zu Stabilitätsrechnungen vorsichtig sein. Eine Korrektur läßt sich erzielen, wenn man einen rechteckigen Querschnitt in Breite und Höhe des betreffenden Hauptspantes bei einer Neigung (etwa  $30^\circ$ ) mit dem Integrator so oft umfährt, wie die Berechnungsquerschnitte umfahren werden müssen. Der Schwerpunkt des eingetauchten Trapezes ist dann rechnerisch zu bestimmen. Der Unterschied zwischen der rechnerischen und mechanischen Bestimmung ergibt dann die Korrekturkonstante, die für alle Neigungen und Tiefgänge ungefähr gleich groß ist; es genügt also ihre Bestimmung für eine mittlere Neigung und einen mittleren Tiefgang.

D. Planimeter-Verfahren von Middendorff.

**Theoretische Grundlage.** Dieses Verfahren schließt sich in Hergang und Ausführung dem eben beschriebenen an, indem ebenfalls für jede Neigung die Verdrängungskurve bestimmt wird; es ist aber noch dadurch vereinfacht, daß es mit Hilfe eines gewöhnlichen Planimeters an Stelle des Integrators oder auch mittels bloßer Rechnung zum Ziele führt.

Es stützt sich auf die Tatsache, daß der Schwerpunkt der Verdrängung in der mittleren Höhe  $h$  der von der Verdrängungskurve  $CB$  (Lastenmaßstab), der Linie  $AC$  und der obersten Wasserlinie  $AB$  eingeschlossenen Fläche

$$\overline{ABC} \text{ liegt, daß also } h = \frac{\text{Fläche } \overline{ABC}}{\text{Linie } \overline{AB}}$$

zeigt, ist die oberhalb der Integralkurve  $CB$  liegende Fläche  $\overline{ABC}$  das statische

<sup>1)</sup> S. Hütte: 22. Aufl., II, S. 648. Drehpunkt ist bei diesem Beispiel der Punkt  $K$  am Kiel (s. Abb. 297). Maßstab der Zeichnung: 1:100. Bei anderem Maßstab sind die Unterschiede der Ablesungen mit den entsprechenden Umrechnungszahlen zu multiplizieren, wie auf S. 124 erläutert ist; s. a. Anm. a. S. 122.

Stabilitätsrechnung nach Middendorf (Simpsonsche Regel).  
Neigungswinkel  $\varphi = \dots^\circ$ .

Schnittebene <sup>1)</sup>	I			II			III			IV			V			VI		
	Ableseung	Multiplikator	Produkt	Ableseung	Multiplikator	Produkt	Ableseung	Multiplikator	Produkt	Ableseung	Multiplikator	Produkt	Ableseung	Multiplikator	Produkt	Ableseung	Multiplikator	Produkt
1. 3. 5. 7. 9.		4			4			4			4			4			4	
2. 4. 6. 8.		2			2			2			2			2			2	
Summe =	$\Sigma I = \dots$			$\Sigma II = \dots$			$\Sigma III = \dots$			$\Sigma IV = \dots$			$\Sigma V = \dots$			$\Sigma VI = \dots$		
$\frac{1}{3}$ Spantabstand =	$\times \dots$			$\times \dots$			$\times \dots$			$\times \dots$			$\times \dots$			$\times \dots$		
Verdrängung	$V_I = \dots$			$V_{II} = \dots$			$V_{III} = \dots$			$V_{IV} = \dots$			$V_V = \dots$			$V_{VI} = \dots$		
Fläche der V-Kurve bis Schnittebene VI	$M = V_{VI} \cdot h' = \dots$																	
⊙-Abstand von Schnittebene VI	$h' = \frac{M}{V_{VI}} = \dots$																	

Moment der durch die Linie  $\overline{AB}$  dargestellten Verdrängung, und zwar in bezug auf diese Linie  $\overline{AB}$ , also  $V \cdot h = \text{Fläche } \overline{ABC}$ , wo  $V = \text{Linie } \overline{AB}$  ist.

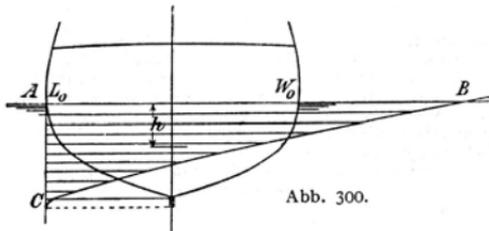


Abb. 300.

Die gleiche Beziehung besteht für jeden Neigungswinkel, und zwar sowohl für die nach wagerechten wie für die nach senkrechten Schichten berechnete Verdrängungskurve. Man erhält also auch den Schwerpunktsabstand  $h'$  der Verdrängung von der Linie  $\overline{L\varphi D}$  (Abb. 301), wenn man den Schiffskörper

parallel zu dieser in Schichten zerlegt und die Verdrängungskurve bestimmt,

nämlich  $h' = \frac{\text{Fläche } \overline{AL\varphi D}}{\text{Linie } \overline{L\varphi D}}$ . Natürlich muß in beiden Fällen  $\overline{AB} = \overline{L\varphi D}$  = V sein.

Zeichnet man also für jeden Neigungswinkel und Tiefgang die beiden Verdrängungskurven, so erhält man die wirkliche Lage des Verdrängungsschwerpunkts im Schnittpunkte  $F\varphi$  der Parallelen, die in den Abständen  $h$  und  $h_1$  zu  $AB$  und  $L\varphi D$  gezogen werden (Abb. 301).

Somit ergibt sich das

$$\begin{aligned} \text{statische Stabilitätsmoment} &= V \cdot \overline{GH}, \\ \text{dynamische} &= V \cdot (\overline{F\varphi H} - \overline{F_0 G}). \end{aligned}$$

Da es in den meisten Fällen nur darauf ankommt, das statische Stabilitätsmoment zu kennen, so genügt schon die Konstruktion der senkrechten Ver-

<sup>1)</sup> Es sind hier die senkrechten Schnittebenen gemeint. Die (wagerechte) Schwimmbene ( $AB$ ), von welcher die Ordinaten  $V$  abgesetzt werden, findet man, wenn man die Verdrängungskurven nach wagerechten Schnittebenen (Wasserlinien) in derselben Weise zeichnet und  $AB = V$  für die aufrechte Lage macht. Dasselbe ist für jeden Tiefgang zu wiederholen.

drängungskurven  $AL\varphi D$ , durch welche man den Abstand  $h'$  und damit die Auftriebsrichtung  $F\varphi M\varphi$  findet.

**Ausführung.** Nachdem zunächst für den größten Tiefgang und die aufrechte Lage eine gewöhnliche Verdrängungskurve angefertigt ist, wird für jede Neigung ebenfalls eine solche (wagerechte) Kurve gezeichnet und in dieser die einzelnen Tiefgänge derart bestimmt, daß  $a_1b_1 = ab$ ;  $c_1d_1 = cd$ ;  $e_1f_1 = ef$ ;  $g_1h_1 = gh$  und  $i_1k_1 = ik$  gemacht wird. Hierdurch erhält man die wirkliche Lage der Schwimmebene für die den einzelnen Tiefgängen entsprechenden Verdrängungen der geneigten Lage (Abb. 302).

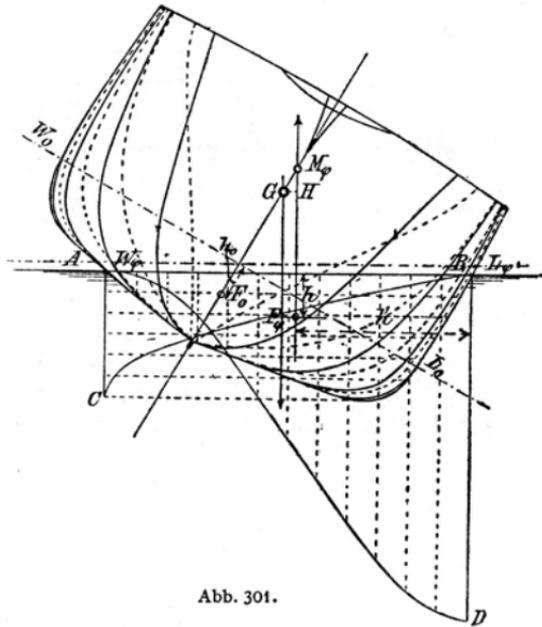


Abb. 301.

Von diesen Schwimmebenen aus konstruiert man nun die senkrechten Verdrängungskurven, indem man die Wasserlinien in eine (gerade) Anzahl Teile teilt (Abb. 301), die Verdrängungen bis zu den einzelnen senkrechten Teillinien bestimmt und auf diesen absetzt. Benutzt man hierbei, zur Ermittlung der Spantflächen, ein Planimeter, so kann man entweder nach der Tschibyscheff- oder der Trapezregel verfahren, indem man den Stift des Instrumentes der Reihe nach über sämtliche Spantlinien führt und die Gesamtfläche (Ablesung) mit der Entfernung der Spanten multipliziert (bei der Trapezregel müssen die Flächen der beiden Endspanten noch mit  $\frac{1}{2}$  multipliziert werden); oder man kann nach der Simpsonschen Regel arbeiten, indem man zuerst der Reihe

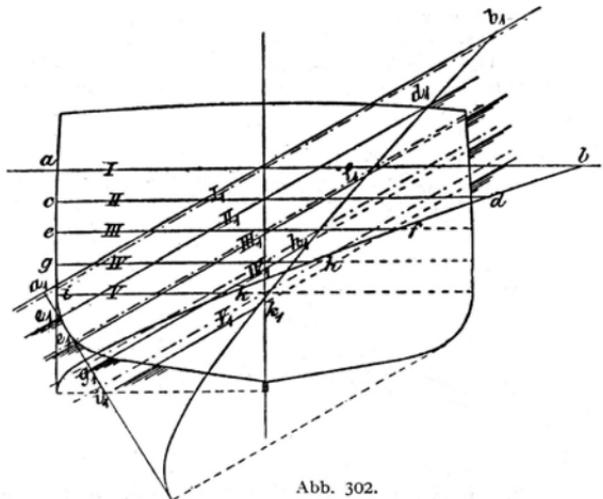


Abb. 302.

nach alle ungeraden Spanten umfährt, deren Gesamtfläche abliest, dann ebenso alle geraden und die erstere Ablesung mit 4, die letztere mit 2 multipliziert. Die Summe der Produkte, mit  $\frac{1}{3}$  der Spantentfernung multipliziert, gibt die Verdrängung. Die erste und letzte Spantfläche sind gewöhnlich so klein, daß

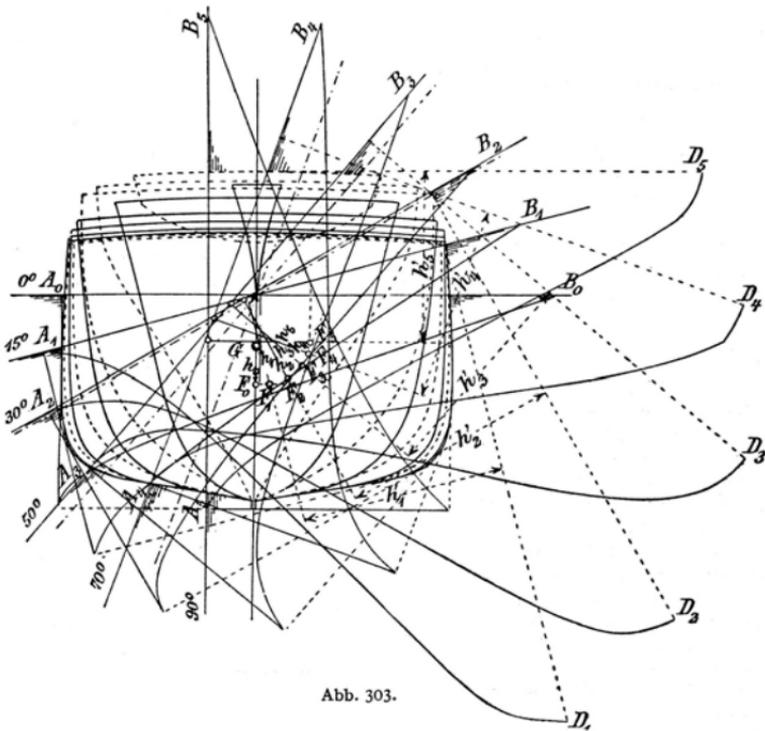


Abb. 303.

sie vernachlässigt werden können; sind sie größer, so müssen sie der Summe der Produkte noch hinzugefügt werden.

Die Tabelle auf S. 342 zeigt die Zusammenstellung der Ablesungen; in der Abb. 303 ist eine vollständige Stabilitätsrechnung für das beladene Schiff durch-

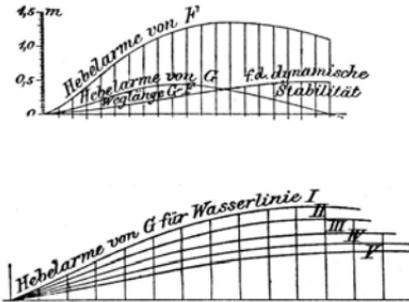


Abb. 306.

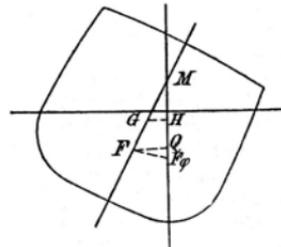


Abb. 305.

geführt, und in Abb. 304 sind in doppelter Größe die sich ergebenden Kurven für die Hebelarme von  $F$ , von  $G$  und die Weglängen  $G-F$ , d. h. die Hebelarme  $\overline{F\varphi H} - \overline{FG}$  der dynamischen Stabilität gezeichnet. Der Hebelarm von  $G$  ist hierbei gefunden aus der Gleichung

$$\overline{GH} = \frac{\overline{GM}}{\overline{FM}} \times \text{Hebelarm von } F(\overline{FQ}) \quad (\text{Abb. 305}).$$

Die Kurven der Hebelarme von  $G$  für alle fünf Wasserlinien zeigt Abb. 306.

Das Verfahren hat den großen Wert, daß es sehr übersichtlich ist und durch das Nebeneinanderlegen der verschiedenen Verdrängungskurven, denen man bei einiger Übung die Richtigkeit oder Unrichtigkeit auf den ersten Blick ansieht, stets eine Kontrolle gestattet.

### E. Stabilitätsermittlung nach Kempf.

Ein sehr einfaches und genaues Verfahren zur Ermittlung der Stabilität mit Hilfe von Spantschablonen und einer einfachen Wage ist von Dr.-Ing. Kempf<sup>1)</sup> durchgebildet worden. Wie bei allen anderen Verfahren werden die Verdrängungen bei verschiedenen Neigungen und die zugehörigen Schwerpunkte festgestellt.

Die Verdrängungen werden ermittelt, indem man eine Anzahl Spantenquerschnitte, die man von einem Spantenriß auf Pauspapier mit Hilfe einer Nadel

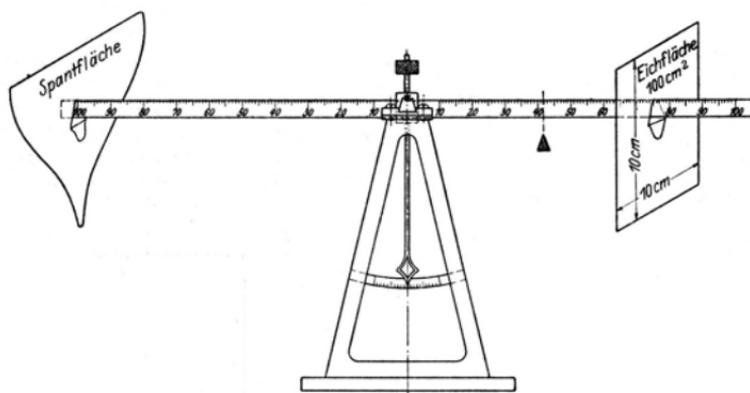


Abb. 307.

auf gutes weißes Schreibpapier von etwa 0,1 mm Dicke überträgt, sie ausschneidet und genau aufeinanderklebt, wozu vorsichtiges Betupfen an etwa drei Stellen genügt. Man erhält dadurch gewissermaßen einen sehr stark in die Länge verkürzten Schiffskörper, dessen Verdrängung bei den in Frage kommenden Tiefgängen und Neigungen durch die „Flächenformwage“ ermittelt wird.

Die Flächenformwage ist ein von Dr. Kempf für diesen Zweck besonders konstruiertes Gerät nach Abb. 307, d. h. ein einfacher zweiarmiger Wagebalken mit Teilung an jedem Ende. Die Wägung erfolgt durch Vergleich mit einem Einheitsgewicht (einer Papierfläche bzw. einigen zusammengeklebten Papierflächen), dessen Gewicht der Verdrängung des Schiffes bei vollem Tiefgang ungefähr entspricht.

Zur Durchführung einer Stabilitätsrechnung sind drei Sätze Schablonen bzw. drei Stück verkürzte Schiffsmodelle erforderlich. Wie aus Abb. 308 ersichtlich, die ein solches Modell (nur das Vorschiff ist dargestellt) zeigt, kann man durch entsprechende Wahl der Tiefgänge zwei verschiedene Neigungen aus einem Modell berechnen, indem das Modell, von oben beginnend, durch Abschneiden verkleinert wird und jedesmal die Verdrängung durch Auswägen ermittelt wird. Der Schwerpunkt jeder einzelnen Verdrängung wird durch Ausbalancieren auf einer Nadel oder durch Aufhängen in zwei Punkten nacheinander festgelegt. Man erhält so unmittelbar die Verdrängungsschwerpunktkurve (in Abb. 308 ist

<sup>1)</sup> Dr.-Ing. Kempf: Einige neue Geräte zur mechanischen Ermittlung der Schiffsform. Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1923.

sie nur für eine der beiden Neigungen eingezeichnet), deren harmonischer Verlauf die Richtigkeit der Ermittlung kontrolliert. Der zur Schwimmbene parallele Abstand von irgendeinem Bezugspunkt, z. B. von Oberkante Kiel, ist der Hebelarm des Auftriebes bezogen auf diesen Punkt.

Die Genauigkeit des Verfahrens ist vor allem von genauer Bestimmung der Verdrängung abhängig. Durch das Zusammenkleben wird das Gewicht des Schablonenmodelles um etwa 0,5 vH erhöht; man kann diesen Fehler ausschalten, indem man die einzelnen Spantschablonen vorher wägt und mit dem Gesamtgewicht der Schablone vergleicht. Die größte Fehlerquelle liegt im Schablonenstoff selbst, der beim besten, gleichmäßig gewalzten Schreibpapier Gewichtsunterschiede von etwa 2 vH aufweisen kann. Diesen Fehler kann man größtenteils ausschalten, wenn man zunächst eine Anzahl von gleich großen Rechtecken schneidet, die etwas größer sind als das Hauptspant, und diese gegen das Einheitsgewicht, welches zur Bestimmung der Verdrängung dienen soll, abwägt. Man notiert

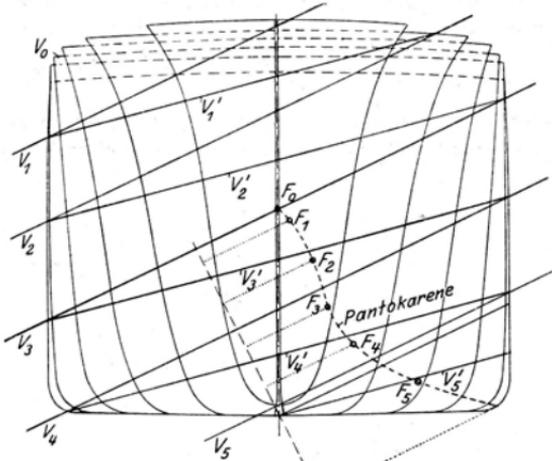


Abb. 308.

dann auf jeder Schablone, um wieviel vom Hundert sie von dem spezifischen Flächengewicht des Einheitsgewichtes abweicht; schneidet man die Spanten dann aus diesen Rechtecken aus und berücksichtigt den auf jeder Schablone verzeichneten kleinen Korrekturwert von höchstens  $\pm 2$  vH bei der Ablesung, indem man voraussetzt, daß sich die Ungleichförmigkeit des Stoffes gleichförmig über die Schablone verteilt, so ist diese Fehlerquelle praktisch behoben.

Die Methode beruht auf der Trapezregel unter Vernachlässigung der halben Endflächen. Es ist deshalb eine ausreichende Zahl von Spantquerschnitten zu wählen. Um diese Zahl der Spantquerschnitte nicht allzu groß machen zu müssen, empfiehlt es sich, das Volumen des Schiffes bis zum Deck oder bis zur obersten Wasserlinie nach einem anderen Rechnungsverfahren (nach Simpson oder Tschibyschew) genau zu ermitteln und mit der mit dem Schablonenmodell (aus etwa 10 bis 12 Spantquerschnitten) ermittelten Verdrängung zu vergleichen; es ergibt sich dann eine Abweichung, die auch bei allen anderen Verdrängungen entsprechend berücksichtigt werden muß und dadurch die Ungenauigkeit der Trapezregel behebt.

Es sei hier noch kurz darauf hingewiesen, daß sich diese Methode mit Hilfe ausgeschnittener Spantflächenschablonen auch zur Berechnung aller Längsstabilitätsverhältnisse (z. B. Trimmrechnung, Schottenrechnung, Leck- und Ablaufrechnung) ähnlich verwenden läßt, wenn man statt der Spantschablonen Schnittschablonen ausschneidet und zur Schiffsform verleimt. Die Schnittschablonen werden hierbei zweckmäßigerweise in der Länge maßstäblich verkürzt.

## F. Nachprüfung von Stabilitätsrechnungsergebnissen.

Jede Stabilitätsrechnung ist zunächst einer Kritik rechnerischer Richtigkeit zu unterziehen, da Ungenauigkeiten der mechanischen Hilfsmittel (geringstes Spiel von Planimeter- bzw. Integratorrollen ist schädlich, vgl. Anmerkung S. 341) und der graphischen Auftragung (Durchstraken der Querkurven) unter Umständen, besonders bei kleinen Neigungen, wesentliche Fehler herbeiführen. Zur Kontrolle kann für alle Schiffsformen die  $\overline{MG}$ -Tangente im Anfangspunkt nach Abb. 262 benutzt werden. Für Schiffe mit annähernd senkrechten und geraden Spantquerschnitten ist die Kurve nach

$$h = \overline{MG} \cdot \sin \varphi + \overline{MF} \cdot \frac{\text{tg}^2 \varphi}{2} \cdot \sin \varphi$$

für einen gewissen Bereich ein weitergehendes Kontrollmittel. Um kleinere Unregelmäßigkeiten festzustellen, ist es unter Umständen zweckmäßig, den Wert  $\frac{h}{\sin \varphi}$  aufzusetzen, der im Anfangspunkt gleich  $\overline{MG}$  ist und bei Neigungen die Größe der metazentrischen Höhe für Neigungen (shifting metacentres) darstellt. Die Kurve verläuft im Anfangspunkt tangential in die Horizontale ein und erhebt sich dann zunächst meist über sie. Der über der Horizontalen befindliche Teil stellt ein Kriterium für die Größe der Formzusatzstabilität dar, da die jedesmalige Ordinate

$$= \frac{\text{Formzusatzhebelarm}}{\sin \varphi}$$

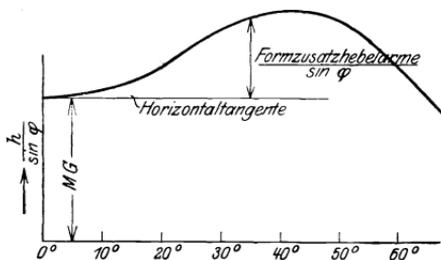


Abb. 309.

ist (s. Abb. 309).

Die durch diese Hilfsmittel gegebenen Kontrollen können nur für kleinere Winkel angewendet werden; sie sind besonders nützlich, wenn es sich um Schiffe geringer  $\overline{MG}$ -Stabilität und großer Formzusatzstabilität handelt, weil bei ihnen prozentual kleine Fehler in den zuerst errechneten Größen (Hebelarm bezogen auf Oberkante Kiel) nach Abzug der gegenwirkenden Größe ( $\overline{KG} \cdot \sin \varphi$ ) einen großen Teil des Restwertes  $h$  darstellen. Bei größeren Neigungen (über  $20^\circ$ ) spielen diese Ungenauigkeiten, die an sich gleich groß bleiben, keine so wesentliche Rolle mehr. Die Rechnungsergebnisse größerer Winkel können durch die weiter unten gegebenen Überschlags- und Annäherungsrechnungen nachgeprüft werden.

## G. Überschlags- und Annäherungsrechnungen zur Ermittlung der Querstabilität.

Die an sich ziemlich umfangreichen Rechnungen, welche zur genauen Ermittlung, besonders der Stabilität für Neigungen, erforderlich sind, lassen ersichtlich erscheinen, besonders für Entwurfsrechnungen Überschlagsrechnungen zu verwenden. Ihr Gebrauch ist aber in manchen Fällen auch für endgültige Rechnungen genügend genau.

1. Annäherungsformeln für die Anfangsstabilität<sup>1)</sup>.

## a) Breitenträgheitsmoment.

Das Breitenträgheitsmoment einer Wasserlinie ist im wesentlichen durch die Länge, die Breite und den Völligkeitsgrad gegeben; es kann natürlich bis zu einem gewissen Grade ohne Änderung dieser Werte durch die Verteilung des Areals beeinflusst werden; bei normalem Verlauf der Wasserlinien ist seine Größe aber  $L \cdot B^3 \cdot x$ , worin  $x$  in Abhängigkeit von  $\alpha$  folgende Werte hat:

$\alpha = 0,50$	$x = 0,0217$	$\alpha = 0,68$	$x = 0,0396$	$\alpha = 0,86$	$x = 0,0635$
0,51	0,0224	0,69	0,0408	0,87	0,0649
0,52	0,0232	0,70	0,0420	0,88	0,0663
0,53	0,0241	0,71	0,0432	0,89	0,0677
0,54	0,0250	0,72	0,0445	0,90	0,0691
0,55	0,0260	0,73	0,0457	0,91	0,0705
0,56	0,0269	0,74	0,0470	0,92	0,0719
0,57	0,0279	0,75	0,0483	0,93	0,0733
0,58	0,0289	0,76	0,0496	0,94	0,0747
0,59	0,0299	0,77	0,0510	0,95	0,0761
0,60	0,0309	0,78	0,0523	0,96	0,0776
0,61	0,0319	0,79	0,0537	0,97	0,0790
0,62	0,0330	0,80	0,0551	0,98	0,0804
0,63	0,0340	0,81	0,0565	0,99	0,0818
0,64	0,0351	0,82	0,0579	1,00	0,0833
0,65	0,0362	0,83	0,0593		
0,66	0,0373	0,84	0,0607		
0,67	0,0384	0,85	0,0621		

Diese Werte sind jedoch nur für Wasserlinien der vollen Schiffsbreite verwendbar; für schmalere Wasserlinien können sie nur verwendet werden, wenn ihr Völligkeitsgrad  $\alpha$  aus dem Produkt der tatsächlichen Breite und Länge der Wasserlinie ermittelt ist.

b) Diagramm für  $\overline{MF}$  und Verdrängungs- $\odot$  unter WL<sup>2)</sup>.

Wenn  $B$  = Breite des Schiffes in der Wasserlinie,

$Tg$  = Tiefgang des Schiffes bis Okt. Kiel, mittschiffs (Tauchtiefe), so gibt das Diagramm Abb. 310 einen angenäherten Wert für die Höhe des Breitenmetazentrums  $M$  über dem Formenschwerpunkt  $F$  sowie für die Lage des Formschwerpunktes unter der Wasserlinie.

Die Werte für  $\overline{MF}$  sind ermittelt nach der Formel:

$$\overline{MF} = \frac{B^2}{Tg \cdot m},$$

in welcher  $m$  ein Erfahrungswert ist, der sich mit dem Wert  $\alpha/\delta$  wie folgt ändert:

$\alpha/\delta$	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40	1,45	1,50
$m$	12,50	12,30	12,10	11,90	11,70	11,50	11,30	11,10	10,90

$\alpha/\delta$	1,55	1,60	1,65	1,70	1,75	1,80	1,85	1,90	
$m$	10,70	10,49	10,25	9,98	9,67	9,33	8,94	8,46	

<sup>1)</sup> Vgl. auch die Annäherungsformeln von Normand, S. 130, sowie Schmidt: Annäherungsformeln für den Handgebrauch zur Berechnung der Formstabilität eines Schiffes. Schiffbau Jg. 20, S. 249.

<sup>2)</sup> Nach den von Niels Olsen: Schiffbau Jg. VIII, S. 161, und von Niels J. Ornell in Skibsbygg. 1918 (vgl. Schiffbau Jg. 19, S. 480) gegebenen Diagrammen.

Additional material from *Hilfsbuch für den Schiffbau*,  
ISBN 978-3-642-50392-4 (978-3-642-50392-4\_OSFO1),  
is available at <http://extras.springer.com>



Die Formel entspricht der auf S. 130 gegebenen

$$\overline{MF} = \frac{\alpha^3}{2(\alpha + 1)(2\alpha + 1)} \cdot \frac{L \cdot B^3}{V},$$

wenn man diese schreibt:

$$\overline{MF} = \frac{B^2}{Tg} \cdot \left[ \frac{\alpha}{\delta} \cdot \frac{\alpha^2}{2(\alpha + 1)(2\alpha + 1)} \right]$$

und den Ausdruck in der Klammer =  $1/m$  setzt.

- c) Formel für Breitenmetazentrum über Verdrängungsschwerpunkt.

$$\overline{MF} = \frac{(3\alpha - 1)B^2}{24 \cdot Tg}.$$

Diese Formel ist entstanden durch Vereinfachung der Wasserlinienform, die aus einem mittleren Rechteck und zwei Dreiecken an den Enden zusammengesetzt gedacht ist. Bei Anwendung der Formel für den tiefer gelegenen Teil des Schiffes, wo die völlige Breite der Wasserlinien noch nicht erreicht ist, müssen  $\varphi$  und  $\delta$  auf die wirkliche Breite der Schwimmwasserlinie bezogen sein<sup>1)</sup>.

## 2. Annäherungsformeln für die Stabilität bei Neigungen.

- a) Berechnung der Hebelarme aus  $\overline{MG}$  und  $\overline{MF}$ .

Aus der auf S. 315 gegebenen Beziehung

$$h = \overline{MG} \cdot \sin \varphi + \overline{MF} \cdot \sin \varphi \cdot \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2},$$

welche nur für Schiffe mit annähernd geraden Wänden gilt, lassen sich die Hebelarme der statischen Stabilität bis zu einer Neigung berechnen, bei welcher das Deck eintaucht oder die Kimm austaucht. Nach Einsetzung der Werte der Winkelfunktionen ist

für 5° Neigung	$h = 0,0872 \cdot \overline{MG} + 0,0003 \cdot \overline{MF}$
10°	= 0,1737 „ + 0,0027 „
15°	= 0,2588 „ + 0,0093 „
20°	= 0,3420 „ + 0,0227 „
25°	= 0,4226 „ + 0,0459 „
30°	= 0,5000 „ + 0,0833 „

falls in einem Teil der Schwimmlinie stark gekrümmte Spantlinien auftreten (Kreuzerheck), ergeben sich naturgemäß Ungenauigkeiten.

- b) Berechnung der Hebelarme aus der Lage des Verdrängungsschwerpunktes bei 90° Neigung<sup>2)</sup>.

In Abb. 311 bedeute:

$WL$	die Schwimmlinie	bei aufrechter Lage des Schiffes
$F$	den Verdrängungs-⊙	„ „ „ „ „
$W_{90}L_{90}$	die Schwimmlinie	des um 90° geneigten Schiffes
$F_{90}$	den Verdrängungs-⊙	„ „ „ „ „

Die Koordinaten von  $F_{90}$ , bezogen auf ein rechtwinkliges Koordinatensystem dessen Abszissenachse ( $XX$ ) die Symmetrielinie des Schiffes ist, und dessen Ordinatenachse ( $YY$ ) durch  $F$  geht, seien

$$\overline{JF} = n \quad \text{und} \quad \overline{JF_{90}} = p.$$

<sup>1)</sup> Von Murray: Mar. Engg., April 1922, S. 160.

<sup>2)</sup> Mitgeteilt von Dipl.-Ing. Heiner Schultz, Hamburg.

Für den Fall, daß der Gewichts- $\odot$   $G$  des Schiffes in  $F$  liegt, ist  $n = h_{\text{stat.}}$  = dem Hebelarm der statischen Stabilität bei  $90^\circ$  Neigung und  $p = h_{\text{dyn.}}$  = dem Hebelarm der dynamischen Stabilität bei  $90^\circ$  Neigung.

Liegt der Gewichts- $\odot$   $G$  des Schiffes höher (-) oder tiefer (+) als  $F$ , so ist

$$h_{\text{stat.}} = n \mp \overline{FG}$$

und

$$h_{\text{dyn.}} = p \mp \overline{FG}.$$

Anmerkung: Der Fall, daß  $G$  unterhalb  $F$  liegt (+), kommt für normale Seeschiffe nicht in Betracht, das +-Zeichen ist in den nachstehenden Formeln deshalb nicht berücksichtigt.

Die Werte  $n$  und  $p$  lassen sich aus dem Spantenriß durch einfache Momentenrechnung leicht ermitteln; ihre rein formelmäßige Berechnung s. unter 3.

Außer  $n$  und  $p$  werden die für jedes Schiff vorher zu errechnenden Werte  $\overline{MF}$ , Metazentrum über dem Verdrängungs- $\odot$  bei aufrechter Lage des Schiffes, und  $\overline{MG}$ , die metazentrische Höhe, benötigt. Es sei noch  $p - n = d$  und  $p + n = r$  bezeichnet, dann sind die

#### 1. Hebelarme der statischen Stabilität

bei  $15^\circ$  Neigung:

$$h_{15} = 0,269 \overline{MF} - 0,259 \overline{FG} \text{ (größtmögl. Wert = angenähert } 0,264 \overline{MG}\text{)}; \quad (1)$$

bei  $30^\circ$  Neigung:

$$h_{30} = 0,9 d + \frac{1}{2} (n - \overline{FG}) \text{ (für Fracht- und Linienschiffe weniger genau)}; \quad (2)$$

bei  $45^\circ$  Neigung:

$$h_{45} = 0,48 d (1 + 0,735 r/p) + 0,707 (n - \overline{FG}); = \infty d + 0,707 h_{90}; \quad (3)$$

bei  $60^\circ$  Neigung:

$$h_{60} = 0,866 (p - \overline{FG}); \quad (4)$$

bei  $75^\circ$  Neigung:

$$h_{75} = r/2 - \overline{FG}; \quad (5)$$

bei  $90^\circ$  Neigung:

$$h_{90} = n - \overline{FG}. \quad (6)$$

Aus den Formeln (4) und (5) ergibt sich folgende Regel für eine schnelle Beurteilung der Grenze der Stabilität:

Es ist Stabilität vorhanden: bei  $60^\circ$ , wenn  $\overline{FG} < p$ ;

„  $75^\circ$ , „  $\overline{FG} < r/2$ .

Die Formeln (2), (4) und (5) können angewendet werden, wenn  $\frac{MF - n}{d} > 1$  und  $< 2$  ist. Ist das nicht der Fall (z. B. bei völligen Handelsschiffen ist dieser Wert durchweg  $< 1$ , bei Kriegsschiffen häufig  $> 2$ ), so setze man:

$$h_{75} = 0,259 p - 0,268 (MF)_{90} + 0,966 h_{90};$$

$$h_{60} = 0,50 p - 0,583 (MF)_{90} + 0,866 h_{90};$$

$$h_{30} = 1,766 d - h_{60} + 1,366 h_{90},$$

wobei  $(MF)_{90} = \left(\frac{n}{p}\right)^3 \cdot \overline{MF}$  ist.

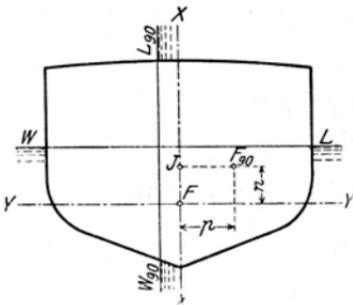


Abb. 311.

2. Der Winkel, bei welchem die Stabilität ihren Höchstbetrag aufweist, der größte Hebelarm der statischen Stabilität und der Winkel, bei dem die Stabilität gleich Null wird (Kenterwinkel), ergeben sich entweder aus der nach Formel (1) bis (6) ermittelten Stabilitätskurve oder aus folgenden Formeln:

a) Winkel für den Stabilitätshöchstbetrag:

$$\sin \varphi = 0,70 \sqrt{\frac{\overline{MG} + n}{\overline{MF}}} . \quad (7)$$

b) Größter Hebelarm der Stabilität:

$$h_{gr} = \text{angenähert } d + (n - \overline{FG}) \cdot \sin \varphi_{gr} . \quad (8)$$

c) Kenterwinkel:

$$\sin \varphi = \sqrt{\frac{\overline{MG} + n}{\overline{MF}}} , \quad (9a)$$

$$\varphi \text{ (in Graden)} = 90 + 120 \frac{h_{90}}{\overline{MF}} . \quad (9b)$$

Anmerkung: Die Formel (9a) für den Kenterwinkel gilt nur für Kenterwinkel, die innerhalb des Bereiches bis zu  $90^\circ$  liegen, wenn also  $\overline{FG} > n$  ist.

Die in den Formeln auftretenden Beizahlen sind keine Erfahrungskoeffizienten, sondern Werte aus konstanten, geometrischen bzw. goniometrischen Beziehungen bei den einzelnen Neigungen.

Zur Nachprüfung der obigen Formeln auf Brauchbarkeit an Hand von Stabilitätsberechnungen, die für die Winkel von  $0$  bis  $90^\circ$  mittels der üblichen Verfahren (Keilstückrechnung, Planimeter- oder Integratorverfahren) ausgeführt sind, errechnet man aus der vorhandenen Stabilitätskurve die für die obigen Formeln zu benutzenden Werte  $p$ ,  $n$ ,  $d$  und  $r$  wie folgt: Abb. 312 sei die gegebene Stabilitätskurve.

Bei  $90^\circ$  Neigung ist der Hebelarm der dynamischen Stabilität

$$h_{dyn.} = p - \overline{FG}, \text{ also } p = h_{dyn.} + \overline{FG} .$$

Da die dynamische Stabilität gleich dem ersten Integralwert der statischen Stabilität ist, so ist der Abb. 312 gemäß

$$\begin{aligned} h_{dyn.} \text{ für } \pi/2 (90^\circ) &= (\text{Fläche } A - \text{Fläche } B) \\ &= \frac{\text{Fläche } A - \text{Fläche } B}{\overline{OJ}} \cdot \frac{\pi}{2} \end{aligned}$$

und

$$p = \frac{\text{Fläche } A - \text{Fläche } B}{\overline{OJ}} \cdot \frac{\pi}{2} + \overline{FG} .$$

Zweckmäßig ist es, bei der Nachprüfung zunächst den Wert  $d = p - n$  zu bestimmen, dieser ist, der Abb. gemäß

$$d = \frac{\text{Fläche } A - \text{Fläche } B}{\overline{OJ}} \cdot \frac{\pi}{2} + \overline{GJ} .$$

Wenn der Gewichts- $\odot G$  unterhalb  $J$  (Abb. 311) liegt, wenn der Hebelarm der statischen Stabilität also positiv ist, so liegt die ganze Stabilitätskurve oberhalb der Nulllinie  $\overline{OJ}$ , es ist dann

$$p - n = d = \frac{\text{Fläche } A}{\overline{OJ}} \cdot \frac{\pi}{2} - \overline{GJ} = \text{mittl. Hebelarm} \cdot \frac{\pi}{2} - \overline{GJ} .$$

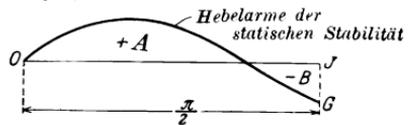


Abb. 312.

Aus  $\pm \overline{GJ} = n - \overline{FG}$  ergibt sich  $n = \overline{FG} \pm \overline{GJ}$  und schließlich  $p = n + d$  und  $r = n + p$ .

Die aus vorhandenen Stabilitätskurven ermittelten Werte für  $p$ ,  $n$ ,  $d$  und  $r$  in obige Formeln eingesetzt, ergeben, wie an zahlreichen Beispielen der verschiedensten Schiffarten nachgewiesen, Werte, welche mit denen der vorhandenen Stabilitätskurven eine gute Übereinstimmung zeigen.

### 3. Annäherungsformeln zur Ermittlung der Werte $n$ und $p$ .

Für ein Schiff mit senkrechten Wänden im Überwasserschiff und dem Freibord der aufrechten Lage =  $Fb$  ist angenähert:

$$n = \frac{FB}{4 \frac{\delta}{\alpha}} \left(1 + \frac{\delta}{\alpha}\right) - \frac{Tg}{6} \left(1 - \frac{\delta}{\alpha}\right). \quad (10)$$

Hierin ist:  $Tg$  = Berechnungstiefe des Schiffes in aufrechter Lage,  
 $\delta$  = Völligkeitsgrad der Verdrängung,  
 $\alpha$  = Völligkeitsgrad der Schwimmlinie.

Für  $\frac{\delta}{\alpha} \geq 0,9$ , oder auch, wenn  $\frac{Fb}{Tg} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\delta}{\alpha}$  (bei beliebig großem  $\frac{\delta}{\alpha}$ ) ist, wird

$$n = \frac{Fb}{2}, \quad (10a)$$

so daß  $n = \frac{Fb}{2}$  auf alle Fälle ein für die Formeln (7) und (9) verwendbarer Überschlagswert ist. Bei Schiffen mit beliebig gestaltetem Überwasserteil bestimme man  $Fb$  als ideellen Freibord  $Fb + \frac{\text{Volumen oberh. OD}}{WL_{OD}}$ . Der Wert  $n = \frac{Fb}{2}$  kann dann auch für die Formeln (2) bis (6) verwendet werden, wenn  $Fb < \frac{Tg}{2}$ , was gewöhnlich der Fall sein wird.

$$p = 2p_R \cdot \frac{Fb}{Tg \cdot \frac{\delta}{\alpha} + Fb}; \quad (11a)$$

hierin bedeutet:

$p_R$  den Wert  $p$  für ein Displacement =  $1/2$  Gesamttrauminhalt =  $R/2$ ,  
 $F_b$  den ideellen Freibord, wie oben.

$p_R$  ist sehr genau =  $\frac{b}{2} \frac{2\alpha + \delta'}{2\alpha + 1}$ ; wobei  $b = 1/2$  größte Breite;  $\delta'$  der Völligkeitsgrad  $\delta$  für das Displacement  $\frac{R}{2}$  des aufrecht schwimmenden Schiffes. Kürzer setzt man:  $p_R = \frac{b}{4} (1 + \delta_R)$ ; wobei  $\delta_R = \frac{R}{L \cdot B \cdot (Tg + Fb)}$ . Für Schiffe mit beliebig gestaltetem Überwasserschiff und Sprung ist sehr genau:

$$p = 2p_R \frac{\text{Volumen des Überwasserschiffes}}{R}; \quad (11b)$$

wobei Volumen des Überwasserschiffes =  $R -$  dem Tiefgang  $Tg$  entsprechendes Displacement  $V$ , also:

$$p = 2p_R \left(1 - \frac{V}{R}\right); \quad (11c)$$

für moderne Segelschiffe großer Fahrt und für scharfe Fahrzeuge, wie Fischdampfer und ähnliche Typen, ist mit großer Annäherung:

$$p = \frac{b \cdot Fb}{Tg + Fb}. \quad (11d)$$

4. Kurzer graphischer Stabilitätsnachweis<sup>1)</sup>.

Abb. 313 zeigt den Hauptspantumriß eines modernen Segelschiffes. Es sei  $\overline{KB} = b = B/2$ ;  $\overline{HK}$  = ideale Seitenhöhe = Seitenhöhe bis  $OD$  + durch den Sprung bedingtes Volumen, dividiert durch die  $WL$  in Höhe Seitenkante Oberdeck, entsprechend dem ideellen Freibord in den Formeln (10) und (11). Es sei  $Tg$  und die Höhenlage des Gewichtszentrums  $G$  und des Verdrängungszentrums  $F$  gegeben. Ziehe die Diagonale  $\overline{HB}$  und von  $H$  aus eine Gerade mit der Steigung  $1/2$  zur Mittschiffslinie (Symmetrielinie)  $\overline{HK}$ . Die

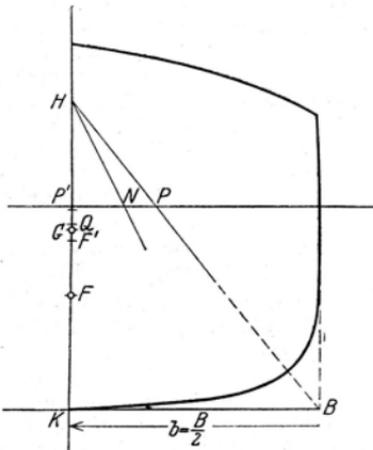


Abb. 313.

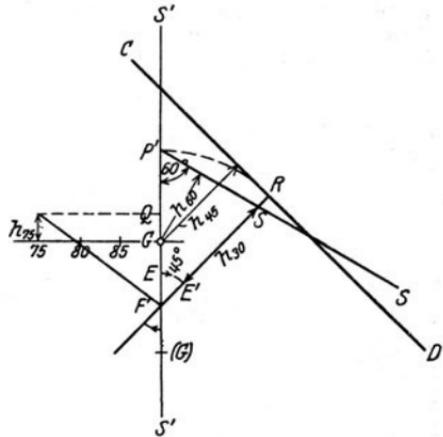


Abb. 314.

Schnittpunkte dieser beiden Geraden mit der Schwimmlinie seien mit  $P$  und  $N$  bezeichnet und die Abstände von  $P$  und  $N$  von  $\overline{HK}$  mit  $\phi$  und  $n$ . Trage die Strecken  $\phi$  und  $n$  auf der Symmetrielinie ab, so daß  $\overline{FP'} = \phi$  und  $\overline{FF'} = n$ , halbiere  $\overline{F'P'}$ , so daß  $\overline{QF'} = \overline{QP'}$ .

Ist

$$\overline{FG} \leq \overline{FF'}, \text{ dann ist das Schiff noch bei } 90^\circ \text{ stabil,}$$

wenn

$$,, \leq \overline{F'Q}$$

„ „  $75^\circ$ ,

und wenn

$$,, \leq \overline{FP'}$$

„ „  $60^\circ$ .

Der Stabilitätshebelarm bei  $90^\circ$  Neigung ist  $\overline{F'G} = \infty \overline{FF'} - \overline{FG}$  (hier negativ), für  $75^\circ$ :  $\overline{QG} = \infty \overline{F'Q} - \overline{FG}$  (hier positiv), den Kenterpunkt bestimmt man im vorliegenden Falle nach Abb. 314 angenähert, indem man die in einer beliebigen Distanz abgesetzten Ordinaten für  $90^\circ$  und  $75^\circ$  durch eine Gerade verbindet. In Abb. 314 sind die oberhalb  $F'$  liegenden Streckenwerte in größerem Maßstabe gezeichnet.

Zur Symmetrielinie  $S'S'$  sei von  $P'$  aus die Gerade  $\overline{P'S}$  unter  $60^\circ$ , und von  $F'$  aus die Gerade  $\overline{F'R} = \overline{F'P'}$  unter  $45^\circ$  gezogen, und durch  $R$  lotrecht zu  $\overline{F'R}$  die Gerade  $\overline{CD}$ . Die Geraden  $\overline{P'S}$  und  $\overline{CD}$  geben mit großer Annäherung die Richtung des Auftriebs für  $60^\circ$  und  $45^\circ$  Neigungswinkel an, so daß die von  $G$  aus auf  $\overline{P'S}$  und  $\overline{CD}$  gefällten Lote die betreffenden Hebelarmstrecken im Maßstabe der Abb. 314 sind.

<sup>1)</sup> Mitgeteilt von Dr.-Ing. Heinr. Schultz, Hamburg.

Macht man auf  $\overline{F'R}$ ,  $\overline{F'E'} = \overline{F'E} = \frac{1}{2}\overline{F'G}$ , so ist

$$\overline{E'S} = \approx h_{30} = \overline{F'S} - \frac{\overline{F'G}}{2};$$

liegt  $G$  unterhalb  $F'$ , so wird  $h_{90}$  positiv;

$$h_{30} = \overline{F'S} + \frac{\overline{F'G}}{2} \quad \text{und} \quad h_{75} = \overline{F'Q} + \overline{F'G}.$$

Die nach Abb. 314 gewonnenen Hebelarmstrecken in ein Diagramm wie üblich eingetragen ergeben den Hauptverlauf der Stabilitätskurve. Die Konstruktion in Abb. 313 entspricht der Formel (11d) und der Formel (10a). Abb. 314

ist die graphische Übersetzung der Formeln (2) bis (6), wobei Formel (3) in der einfacheren Form:  $h_{45} = d + h_{90} \cdot \sin 45^\circ$  erscheint.

Für einen anderen Tiefgang bestimmt man  $P$  und  $N$  als Schnittpunkte der neuen  $WL$ , und verfährt unter Berücksichtigung des zugehörigen  $\overline{FK}$ -Wertes weiter wie in Abb. 313 und 314 angeben.

In erster Linie ist die Konstruktion nach Abb. 313 für moderne große Segelschiffe und scharfe Dampfer, wie Fischdampfer, geeignet.

Bei völligen Handelsdampfern erhält man nach Abb. 313 den  $p$ -Wert etwas zu groß, dennoch gibt die Konstruktion nach Abb. 314 auch für diese für Neigungen  $\cong 45^\circ$  einen guten Überschlag, weil bei Handelsschiffen mit dem richtigen  $p$ -Wert

gerechnet die Formeln (3), (4), (5) etwas zu kleine Hebelarme liefern.

Für Kriegsschiffe erhält man nach Abb. 313 zu große  $p$ -Werte, bestimmt daher für diese  $p$  besser aus Formel (11 a), setzt  $n = Fb/2$ , oder bestimmt den  $p$ - und  $n$ -Wert graphisch nach Abb. 315 und verfährt dann weiter nach Abb. 314.

Brauchbar für alle Schiffstypen ist die Ermittlung der Verdrängungs- $\odot$ -kurven der  $90^\circ$ -Lage und damit der Werte  $n$  und  $p$  nach Abb. 315, unter der meistens statthaften Voraussetzung, daß für Verdrängungen die  $> R/2$  sind, die Schiffsbreite und die  $WL$ -Arealen konstant bleiben.

Gegeben sei  $R, V, L, B, Tg, \overline{HK}$  und  $\alpha$ , der Tiefgang für die Verdrängung  $R/2$  des aufrecht schwimmenden Schiffes sei  $t$ . Es sei in Abb. 315  $\overline{HD} = \overline{HK}$  der Abb. 313  $\overline{OD} = Tg$ ,  $\overline{OD'} = Tg \delta/\alpha$ , dann ist die Mittelsenkrechte  $\overline{AB}$  auf  $\overline{HD'}$ , die der Verdrängung  $R/2$  und dem Tiefgang  $t$  entsprechende Schwimmlinie und  $\overline{AD'} = t \delta'/\alpha$ , die Strecke  $\overline{AB}$  sei  $= b \cdot \frac{3\alpha}{2\alpha + 1}$ . Die durch  $C$  gezogene Parallele zur Diagonale  $\overline{DB}$  schneidet die Diagonale  $\overline{AE}$  in  $(F)$ , wobei

$\overline{CD'} = \frac{1}{3}\overline{DD'} = \frac{1}{3}\alpha$ , mache  $\overline{JP_0} = P_0(F)$ , dann ist  $(F)$  der  $\odot$  der Unterwasserschiffshälfte vom Displacement  $R/4$ ; die Projektion  $P'$  von  $P_0$  auf  $\overline{AB}$  be-

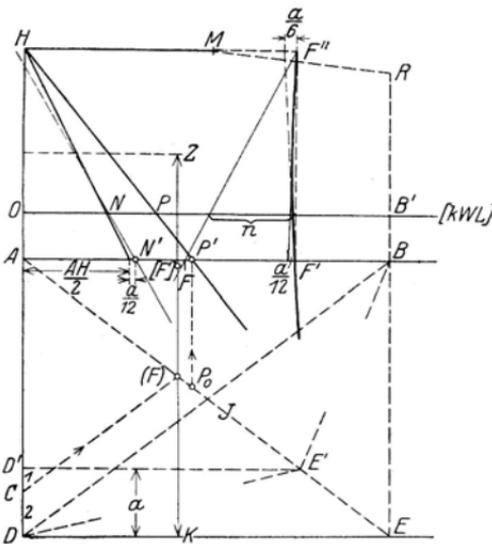


Abb. 315.

stimmt den Wert  $p_R$  in Übereinstimmung mit Formel (11 a), nach der ferner die Gerade  $\overline{HP'}$  als  $p$ -Kurve angesehen werden kann. Der Abstand  $(F)Z$  des  $\odot'[F]$  von der Mittelsenkrechten zu  $\overline{HA}$  ist  $= 2n$ , demnach  $[F']K$  der Displacements- $\odot'$ -abstand von  $\overline{DE}$  für die  $90^\circ$ -Lage und die Verdrängungen  $R/2$  und  $R$ . Die Strecken  $K(F)(F')$  entsprechend abgesetzt liefern die Gerade  $\overline{FF''}$  als Displacements- $\odot'$ -kurve des aufrecht schwimmenden Schiffes für  $V = R/2$  bis  $R$ . Die Displacements- $\odot'$ -kurve der  $90^\circ$ -Lage mit ihren Ordinaten auf der entsprechenden  $WL$  der aufrechten Lage aufgetragen, weicht meist nicht viel von der Geraden  $\overline{F'F''}$  ab. Die Tangente im Punkt  $F'$  hat in Anlehnung an Formel (10) die Steigung  $\frac{a}{6} : \overline{F''F'}$ , wobei  $\frac{a}{6} = \frac{CD'}{2}$ , im Punkte  $F''$  etwa die halbe der

obigen. Hiermit ist der Verlauf der  $n$ -Kurve genügend bestimmt.

Liegt die genaue Verdrängungskurve (Lastenmaßstab) des aufrecht schwimmenden Schiffes vor, so bestimme man den Tiefgang  $t$  für die Verdrängung  $R/2$ , legt in dem Schnittpunkt der  $WL$  mit der  $V$ -Kurve eine Tangente an diese, die auf der Nulllinie die Strecke  $t \cdot \delta'/\alpha'$  abschneidet, dann ist die  $p$ -Kurve mit größter Genauigkeit Diagonale des Rechtecks aus  $p_R$  und  $t \delta'/\alpha'$ , entsprechend Abb. 315. Mit der Verdrängungskurve ist auch die  $\overline{FF''}$ -Kurve gegeben, und die  $F'F''$ -Kurve kann in Anlehnung an Abb. 315 mit Hilfe der Tangenten schnell gezeichnet werden, wobei  $\frac{a}{12} = \overline{FF'} - \frac{1}{2} \overline{FF''}$ .

Macht man  $\overline{B'R} =$  wirklichen

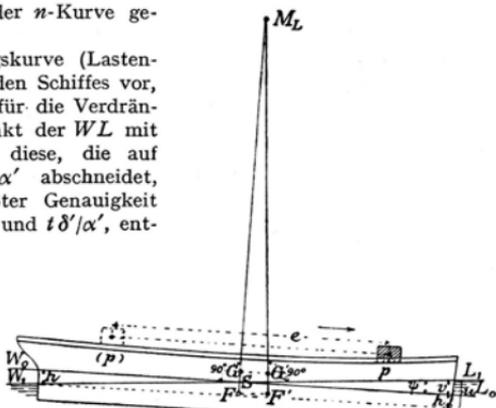


Abb. 316.

Freibord,  $\overline{HM} = \overline{OB}/2$  und verbindet  $M$  mit  $R$ , so hat man in der Figur  $HMRBE'D$  einen Berechnungsquerschnitt, den man als Unterlage zur rein graphischen Bestimmung der Stabilitätshebelarme für beliebige Neigungen weiter verwenden kann. Vgl. den gleichnamigen Aufsatz des Verfassers in Werft, Reederei, Hafen 1928 und Johow-Förster, 4. Aufl., S. 476: 3. Stabrechnung mit einem vereinfachten besonderen Berechnungsquerschnitt.

## IV. Anwendungen der Stabilitätslehre.

### A. Trimm und Krängung.

Unter Trimm versteht man die Lage des Schiffes der Länge nach, d. h. in bezug auf den vorderen und hinteren Tiefgang; Trimmänderung bedeutet also eine Veränderung der Tauchung vorne und hinten. Krängung ist eine Neigung des Schiffes der Breite nach.

Trimmänderung sowohl wie Krängung werden durch Verschiebung von Gewichten in der Längs- bzw. Querrichtung des Schiffes hervorgerufen; denn jede Verschiebung eines Einzelgewichts hat eine Verschiebung des Gesamt- (Gewichts-) Schwerpunkts zur Folge, durch welche die Lage des Schiffes sich ändert. Nach dem bekannten Satze der Mechanik findet diese Verschiebung des Gesamtschwerpunkts parallel zu der des Einzelgewichts statt, und die Verschiebungen verhalten sich umgekehrt wie die zugehörigen Gewichte.

Ist also  $p$  das verschobene Gewicht (Abb. 316 und 317), ( $p$ ) dessen ursprüngliche Lage,  $e$  seine Verschiebung,  $P$  das Schiffsgewicht,  $x$  die Verschiebung des Gesamtschwerpunktes, so ist

$$x = \frac{p \cdot e}{P} = \overline{GG'}$$
 und  $\parallel e$ .

Bilden die beiden Schwimmlagen (Abb. 318) vor und nach der Verschiebung, also auch die zugehörigen Auftriebsrichtungen, den Winkel  $\varphi$  querschiffs ( $\psi$  längsschiffs) miteinander, so ist, da  $G'$  in der neuen Auftriebsrichtung, also senkrecht

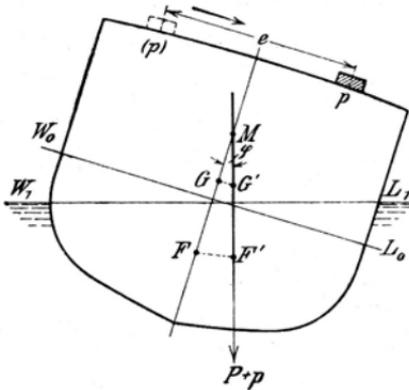


Abb. 317.

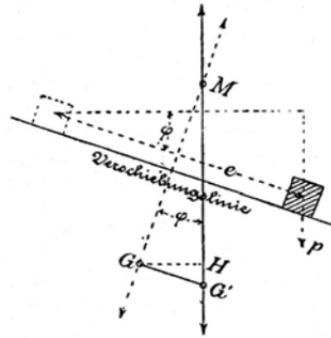


Abb. 318.

über (oder unter) dem neuen Formschwerpunkt  $F'$  liegen muß:  $\overline{GG'} = \overline{MG} \cdot \operatorname{tg} \varphi$  bei Querverschiebung (Krängung) und  $\overline{GG'} = \overline{M_L G} \cdot \operatorname{tg} \psi$  bei Längsverschiebung (Trimmänderung), demnach wird

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{p \cdot e}{P \cdot \overline{MG}} \quad \text{und} \quad \operatorname{tg} \psi = \frac{p \cdot e}{P \cdot \overline{M_L G}}.$$

Auf Grund der Stabilitätslehre ergibt sich diese Beziehung folgendermaßen:

Das Produkt  $p \cdot e$  ist das Verschiebungsmoment des Gewichtes  $p$ , und dieses ist, je nach der Richtung von  $e$ , ein kränzendes oder ein trimmendes Moment (oder auch beides zugleich). Diesem wirkt bei eintretender Neigung des Schiffes das Stabilitätsmoment entgegen, und Gleichgewichtsbedingung für die geneigte Lage ist, daß beide Momente einander gleich sind. Auf die neue Auftriebsrichtung bezogen, ist das

$$\text{Stabilitätsmoment } P \cdot \overline{G'H} = P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \varphi,$$

$$\text{und das Verschiebungsmoment von } p = p \cdot e \cdot \cos \varphi$$

werden diese einander gleichgesetzt, so ergibt sich:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{p \cdot e}{P \cdot \overline{MG}}.$$

### 1. Trimberechnung.

Bezeichnet man mit  $W_0 L_0$  und  $W_1 L_1$  die beiden Wasserlinien, auf welchen das Schiff vor und nach der Verschiebung des Gewichtes  $p$  ( $\parallel$  zur  $WL$ ) schwimmt,

mit  $v$  und  $h$  die Tauchungsunterschiede vorn und hinten, so stellt sich der Gesamtauchungsunterschied vor und nach dieser Verschiebung dar durch (Abb. 316)

$$(W_0 W_1 + L_0 L_1) = h + v = u,$$

und man hat die Gleichung

$$u = \overline{W_0 L_0} \cdot \operatorname{tg} \psi = L \cdot \operatorname{tg} \psi,$$

wenn  $\psi$  der Neigungswinkel gegen die ursprüngliche Schwimmebene und  $L$  die Schiffslänge in dieser ist.

Dieser Unterschied  $u$  verteilt sich nach der Form der Wasserlinie in dem Verhältnis der Entfernungen ihres Schwerpunktes von den Schiffsenden auf Vor- und Hintersteven, und zwar ist, wenn mit  $S$  der Schwerpunkt der oberen Wasserlinie bezeichnet wird,

$$h : u = \overline{W_0 S} : L$$

und

$$v : u = \overline{L_0 S} : L,$$

woraus sich ergibt

$$h = \frac{u \cdot \overline{W_0 S}}{L}$$

und

$$v = \frac{u \cdot \overline{L_0 S}}{L};$$

da nun  $\operatorname{tg} \psi = \frac{\overline{p \cdot e}}{P \cdot \overline{M_L G}}$  ist, so wird der ganze Tauchungsunterschied

$$u = \overline{p \cdot e} \cdot \frac{L}{P \cdot \overline{M_L G}}.$$

Für angenäherte Rechnungen und gewöhnliche, nicht zu lange<sup>1)</sup> Schiffe kann man  $\overline{M_L G} = L$  setzen, demnach wird angenähert

$$u = \frac{\overline{p \cdot e}}{P}.$$

Soll für einen bestimmten Tauchungsunterschied das erforderliche Verschiebungs- (Trimm-) Moment berechnet werden, so ergibt sich dies aus obiger Formel:

$$[\overline{p \cdot e}] = u \cdot \frac{P \cdot \overline{M_L G}}{L}.$$

In der Regel wird gleich bei der Entwurfrechnung das Trimmoment für einen Tauchungsunterschied von 1 m ( $u = 1$  m) ermittelt; dieses ist also:

$$[\overline{p \cdot e}]_{(1)} = \frac{P \cdot \overline{M_L G}}{L} \quad (\text{angenähert} = P),$$

mit dessen Hilfe alsdann das Trimmoment für jeden anderen Tauchungsunterschied ( $x$ ) und umgekehrt der Tauchungsunterschied für irgendein anderes Trimmoment berechnet werden kann, denn es ist:

$$[\overline{p \cdot e}]_{(x)} = x \cdot [\overline{p \cdot e}]_{(1)} \quad \text{und} \quad x = \frac{[\overline{p \cdot e}]_{(x)}}{[\overline{p \cdot e}]_{(1)}}.$$

Alle Maße in Metern und Tonnen ausgedrückt.

<sup>1)</sup> Bis  $L : B = 5$ ; für größere Längen etwa 0,2  $L$  mehr für jede weitere Breite, also für  $L : B = 6$ ,  $\overline{M_L G} = 1,2 L$ ,  
 $L : B = 7$ ,  $\overline{M_L G} = 1,4 L$  usw.

## 2. Bestimmung des Gewichtsschwerpunktes durch Krängung.

**Theoretische Grundlage des Krängungsversuches.** Der Krängungsversuch hat den Zweck, die Höhenlage des Gewichtsschwerpunktes eines Schiffes zu ermitteln.

Hierzu wird das Schiff durch Gewichte, gewöhnlich Ballasteisen, derartig belastet, daß es eine geneigte Lage annimmt; aus dem Winkel, welchen seine Schwimmebene bei dieser Belastung mit der ursprünglichen (bei aufrechter Lage) bildet, wird der Schwerpunkt berechnet.

Es seien in der Abb. 319 mit  $(p/2)$  und  $p/2$  zwei gleich große und in gleichen Entfernungen  $e$  von der Mittschiffsebene aufgeschichtete Gewichtsmengen, Ballasteisen od. dgl., bezeichnet. Ihr gemeinsamer Schwerpunkt befindet sich somit in der Mittelebene des Schiffes.

Wird nun  $(p/2)$  von der einen nach der anderen Seite hinüberschafft<sup>1)</sup>, also um die Strecke  $2e$  verschoben, so neigt sich das Schiff um einen gewissen Winkel  $\varphi$ ; dieser Winkel ergibt sich aus der Gleichung

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{p/2 \cdot 2e}{P \cdot \overline{MG}} = \frac{p \cdot e}{P \cdot \overline{MG}};$$

es wird also die metazentrische Höhe

$$\overline{MG} = \frac{p \cdot e}{P \cdot \operatorname{tg} \varphi},$$

worin  $P$  das Schiffsgewicht samt dem für den Krängungsversuch an Bord genommenen Ballast bedeutet.

Für die Verdrängung, welche diesem Schiffsgewicht entspricht, ist sowohl die Lage des Metazentrums  $M$  wie des Formschwerpunktes  $F$  aus der Berechnungstabelle bekannt<sup>2)</sup> (wobei für  $M$  das Metazentrum der aufrechten Lage, d. h. für kleine Neigungswinkel gilt, weil die Neigungen beim Krängungsversuch 3 bis 4° selten übersteigen), also ist die Lage des Gesamt-(System-)Schwerpunktes hiermit gefunden, denn es ist dessen Abstand vom Formschwerpunkt  $F$

$$\pm \overline{FG} = \overline{MF} - \overline{MG} = r - \frac{p \cdot e}{P \cdot \operatorname{tg} \varphi}.$$

Ein Abzug ist nun noch für die Gewichte  $p$  zu machen, welche nach dem Versuch wieder von Bord geschafft werden.

Bezeichnet man mit  $h$  die Höhe des Schwerpunktes dieser Gewichte über dem Gesamtschwerpunkt während des Versuchs (also mit Ballast), so liegt nach Fortschaffung von  $p$  der Gesamtschwerpunkt des Schiffes um  $\frac{p \cdot h}{P - p}$  tiefer, als sich nach obiger Rechnung ergeben hatte.

Ist diese neue Lage  $G_0$ , und sind  $F_0$  und  $M_0$  der Formschwerpunkt und das Metazentrum der aufrechten Lage für die Verdrängung  $P - p$ , dann ist  $\overline{M_0 G_0}$  die metazentrische Höhe für das Schiff ohne Ballast und

$$\overline{M_0 F_0} - \overline{M_0 G_0} = \overline{F_0 G_0} = \pm a$$

der Abstand des Gewichts- vom Formschwerpunkt.

Streng genommen ist dieses Verfahren zwar nur für unendlich kleine Winkel zulässig, weil nur für diese das Metazentrum unverändert bleibt; sobald der

<sup>1)</sup> In der Wirkung ist dies dasselbe, wie wenn ein in der Mitte lagerndes Gewicht  $p$  um die Strecke  $e$  verschoben würde.

<sup>2)</sup> Vgl. S. 361.

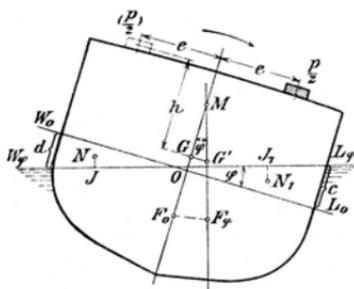


Abb. 319.

Krängungswinkel 3 bis 4° überschreitet (bei Schiffen, bei denen  $\frac{\overline{MG}}{\overline{MF}}$  relativ klein ist, schon bei kleineren Winkeln). gilt für geradwandige Schiffe:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{p \cdot e}{P \left( \overline{MG} + \overline{MF} \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \right)}$$

und

$$\overline{MG} = \frac{p \cdot e}{P \cdot \operatorname{tg} \varphi} - \frac{\overline{MF} \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi}{2}.$$

Nach dieser Formel können Krängungsversuche bis über 10° ausgeführt werden; ein möglichst großer Krängungswinkel ergibt größere Genauigkeit, weil dann die schädlichen Einflüsse von Wind, losem Wasser und beweglichen Gewichten eine verhältnismäßig geringere Rolle spielen.

Für Schiffe mit unregelmäßigen Formen (Jachten, Unterseeboote) ergibt sich schon bei kleinem Krängungswinkel von 2 bis 3° eine unter Umständen nicht unwesentliche Ungenauigkeit aus der Annahme eines gleichbleibenden  $\overline{MG}$  auch für Neigungen. Zur Feststellung des  $\overline{MG}$  für die Anfangslage zeichnet man in derartigen Fällen die Kurve für  $\frac{\overline{MG}_\varphi}{\sin \varphi}$  unter Annahme eines System-schwerpunktes  $G'$  in der Nähe des tatsächlichen. Den aus dem Krängungsversuch gefundenen Wert von  $(\overline{MG})_\varphi$  trägt man sodann in das Diagramm auf der Abszisse des Krängungswinkels von der  $\frac{(\overline{MG})_\varphi}{\sin \varphi}$  Kurve nach unten ab

(Abb. 320). Die Parallele zur Horizontalachse durch den Punkt  $G$  der Abszisse schneidet die Nullachse im genauen Gewichtsschwerpunkt  $G^1$ .

**Krängungsversuche im Hafen.** Der Versuch darf nur bei windstillem Wetter stattfinden; die Wasseroberfläche muß ruhig sein. Das Schiff darf nur leicht in der Längsrichtung vertäut sein und muß möglichst in der Richtung von Wind und Strom liegen. Schlagseite ist zu vermeiden (über 1 bis 2° ist unzulässig).

Das Schiff muß so stabil sein, daß äußere Einflüsse es nicht zu leicht in Unruhe bringen können; übergroße Stabilität ist auch unzweckmäßig, da sonst zu große Gewichte erforderlich werden, um einen genügenden Neigungswinkel zu erzielen.

Bewegliche Wasseroberflächen in Tanks und Bilgen sind unbedingt zu vermeiden. Ganz besonders ist bei flachbodigen Schiffen darauf zu achten, daß der Boden in allen Räumen absolut trocken ist bzw. die Tanks gefüllt sind, da das beim Versuch überfließende Wasser das Ergebnis sonst außerordentlich fälschen kann. Kessel müssen bis zum richtigen Wasserstand gefüllt sein. Für alle an Bord befindlichen (Kohlen, Wasserballast, Werkzeug, Krängungsgewichte) und fehlenden (Teile der Ausrüstung) Gewichte sind Größe und Lage genau zu ermitteln.

Das spezifische Gewicht des umgebenden Wassers ist festzustellen.

Der Krängungsballast, etwa 1 bis 2 vH des Schiffsgewichtes (seine Größe kann auch nach der Krängungsformel ermittelt werden, indem man die

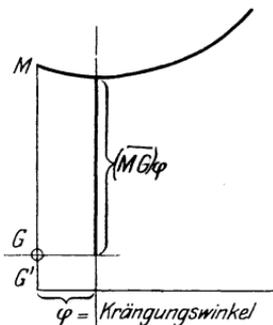


Abb. 320.

<sup>1)</sup> Vgl. A. Schmidt (Danzig): Bemerkungen über die Bestimmung des Gewichtsschwerpunktes der Höhe nach mit Hilfe des Krängungsversuches. Schiffbau Jg. 12, S. 191; ferner C. F. Holt: On the analysis of the results of inclining experiments. Engg. 1917.

Lage von  $G$  schätzt und den gewünschten Krängungswinkel annimmt) wird auf dem Oberdeck an beiden Seiten so gelagert, daß sein Gesamtschwerpunkt ungefähr über dem Schwerpunkt der Schwimmlinie liegt, er also weder Neigung noch Trimmänderung verursacht. Wenn es sich um nicht zu große Schiffe handelt, werden die Krängungsgewichte zweckmäßig auf eine oder mehrere Loren gelegt, die auf Schienen von Bord zu Bord geschoben werden; dieses Verfahren hat den Vorteil, daß die Gewichte zueinander in absolut gleicher Lage bleiben, die Verschiebungsentfernung also sehr genau festgestellt werden kann, und daß der Krängungsversuch in sehr kurzer Zeit, also z. B. in einer Mittagspause, durchgeführt werden kann, wenn alles gut vorbereitet ist.

Zur Messung der Neigung werden 2 bis 3 genügend schwere Lote verwendet, deren Gewichte in ein mit Wasser gefülltes Gefäß gehängt werden, um das Pendeln zu vermindern; genauere Ergebnisse erhält man mit gedämpften Wasserwagen, wie sie zu Krängungsversuchen auf See benutzt werden (s. unten).

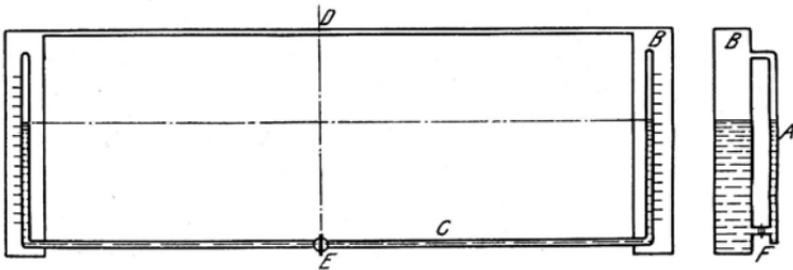


Abb. 321.

Messung der Krängungswinkel durch Feststellung der Ein- und Austauschung der Schiffsteile ist wenig gebräuchlich, da umständlich und nur bei ganz ruhiger Wasseroberfläche genau.

Zur Ausführung des Versuches muß der vordere und hintere Tiefgang genau gemessen werden. Nach Feststellung der Stellung der Meßgeräte (Lot, Wasserwaage) wird der Krängungsballast ganz nach einer Schiffsseite gebracht und der Ausschlag der Meßgeräte abgelesen. Dann wird der Ballast in seine alte Mittschiffs-lage gebracht und nachgeprüft, ob das Schiff in seine Anfangslage zurückgegangen ist. Darauf wird der Versuch nach der anderen Schiffsseite wiederholt. Es empfiehlt sich, den Ballast auch noch auf halber Schiffsbreite zu lagern und die Zwischenaus-schläge zu messen, um ein genaueres Resultat zu erhalten. Während des Versuches müssen die hilfeleistenden Mannschaften einen bestimmten Platz angewiesen erhalten, den sie während jeder Ablesung einzunehmen haben.

**Krängungsversuche auf See<sup>1)</sup>.** Durch Verwendung gedämpfter Wasserwagen oder gedämpfter Libellen ist es möglich, die Mittellage eines schlingernden Schiffes genau zu bestimmen; hierdurch ist die Grundlage für Krängungsversuche in beladenem Zustand gegeben, ohne Verzögerungen im Hafen zu verursachen. Derartige Krängungsversuche beladener Schiffe sind erwünscht, um die tatsächlichen Bedingungen günstiger Stabilitätseigenschaften zu ermitteln, die durch Rechnung nur ungenau festgestellt werden können.

Die Wasserwaage ist in Abb. 321 dargestellt. An zwei senkrechte Meßröhren (A) sind Wasserkästen (B) angeschlossen, deren größerer Wasserspiegel bei eintretender Neigung des Schiffes sehr langsam fällt, da eine entsprechend große Wassermenge nach der anderen Seite fließen muß, ehe die Bewegung sichtbar wird. In der Mitte des Verbindungsrohres (C) ist ein Hahn (E)

<sup>1)</sup> Vgl. Commentz: Bedeutung und Messung der Stabilität von Seeschiffen, und derselbe: Bemerkungen zur Kritik von Stabilitätsrechnungsergebnissen. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1913 und 1920.

mit drei Durchflüssen, einem großen und zwei verschiedenen kleineren. Der große wird geöffnet, wenn eine größere Wassermenge schnell überströmen soll, also zwischen der Feststellung der Mittellagen für das senkrechte und für das gekrängte Schiff. Die kleineren dienen zum Durchfluß und zur Einregelung während der Feststellung der einzelnen Mittellage. Da in diesem Zustand die Bewegung der Wasserspiegel soweit abgedämpft ist, daß sie kaum merklich ist, kann man direkt ablesen, wenn das Wasser sich auf die dem Schiff entsprechende Lage eingestellt hat. Nun ist es aber nötig, prüfen zu können, ob der kleine oder kleinste Durchfluß im Hahn *E* auch wirklich frei ist; zu dem Zweck kann einer der Wasserkästen durch den Hahn *F* abgeschaltet werden, und die sofort im Meßrohr eintretende Bewegung zeigt an, daß die Verbindung der beiden Seiten ungestört ist. Ein oberes Verbindungsrohr *D* gestattet Luftübertritt und schließt den Apparat von der Außenluft ab, so daß kein Wasser verdunsten kann.

Die Versuche auf See sind möglichst bei ruhigem Wetter durchzuführen. Über Einzelheiten der Vorbereitung und Ausführung gelten sinngemäß die Bemerkungen für die im Hafen auszuführenden Versuche. Krängungsversuche auf See bzw. im Hafen während der Beladung sind am einfachsten mittels besonderer seitlich liegender Tanks durchzuführen, die zu diesem Zweck mit Wasser gefüllt werden; solche Krängungstanks sind bei englischen Schifffahrtsgesellschaften eingeführt und werden zu ständiger Kontrolle der Betriebsstabilität verwendet. Um die Einflüsse freier Wasseroberflächen, die im Betriebe nicht ganz zu vermeiden sind, möglichst zu verringern, ist mit größeren Krängungsgewichten, etwa 2 bis 4 vH der beladenen Verdrängung, zu arbeiten; die Ungenauigkeit, die dann durch den größeren Neigungswinkel entsteht, ist geringer als die dadurch erreichte Verringerung des Einflusses freier Wasseroberflächen.

**Berechnung des Gewichtsschwerpunktes und der metazentrischen Höhe  $\overline{MG}$ .**  
 Nach Feststellung des Mittelwertes von  $tg \varphi$  wird das Gewicht des Schiffes im Krängungszustand genau bestimmt und die Lage von *G* nach den oben gegebenen Formeln berechnet. Die Lage von *M* wird aus dem Kurvenblatt entnommen oder bei wesentlicher Trimmelage des Schiffes durch Berechnung nach

$$\overline{MF} = \frac{\text{Trägheitsmoment der Schwimmlinie}}{\text{Verdrängung}}$$

ermittelt.

Die wirkliche Lage von *G* für den Schiffskörper selbst erhält man durch Momentenrechnung, indem die überzähligen und fehlenden Gewichte berücksichtigt werden.

**Protokoll eines ausgeführten Krängungsversuches.**

Zeit: 11. August 1911, 5<sup>1</sup>/<sub>4</sub> bis 6<sup>1</sup>/<sub>4</sub> Uhr morgens.

Hochwasser: 6<sup>1</sup>/<sub>4</sub> Uhr morgens.

Stromverhältnisse: zuerst leichter Flutstrom in Längsschiffsrichtung, später Stauwasser.

Wind: leichter Zug, wechselnde Richtung.

Wasseroberfläche: zuerst ruhig, später leicht bewegt.

Tiefgang: vorn 3,90 m,

„ hinten 4,30 m.

Mittlerer Tiefgang 4,10 m.

Verdrängung hierbei 5530 t.

Es befanden sich an Bord:

Wasser in den Kesseln . . . . .	125,0 t
„ „ Tank I, II, III . . . . .	467,5 „
Kohlen . . . . .	180,0 „
35 Mann . . . . .	2,5 „
Gerüste, Werkzeug . . . . .	20,0 „
Krängungsgewichte . . . . .	10,0 „

Es fehlten:

Ausrüstungs- und Einrichtungsgegenstände . .	70,0 „
--	--------

Lage der Krängungsgewichte:

vorn = B.B. u. St.B. je 2,5 t neben Luke II, 400 mm über Hauptdeck, 7250 mm aus Mitte,

hinten = B.B. u. St.B. je 2,5 t neben Luke III, 400 mm über Poopdeck, 7065 mm aus Mitte.

Lage und Länge der Lote:

vorn: Vorkante Luke I, Spt. 152, 10 280 mm lang,

hinten: Hinterkante Luke III, Spt. 26, 8320 mm lang.

### Versuchsergebnisse.

Gewichte		Ausschlag vorn		Ausschlag hinten	
St.B. t	B.B. t	St.B. mm	B.B. mm	St.B. mm	B.B. mm
5,0	5,0		0		0
2,5	7,5		210		175
0,0	10,0		440		375
2,5	7,5		210		160
5,0	5,0		0	10	
7,5	2,5	210		190	
10,0	0,0	440		350	
7,5	2,5	210		170	
5,0	5,0	0		0	

$$\operatorname{tg} \varphi = 0,04239, \quad \varphi = 2^{\circ} 26'.$$

#### a) Schiff im Krängungszustand.

Verdrängung . . . . . 5530 t

Höhe des Metazentrums über Oberkt. Kiel . . . . . 6,890 m

Gewichtsschwerpunkt unter Metazentrum:

$$\overline{MG} = \frac{5 \cdot 14,315}{5530 \cdot 0,4239} = +0,305 \text{ m}$$

Gewichtsschwerpunkt über Oberkt. Kiel . . . . . 6,585 m

#### b) Schiff leer mit Wasser in den Kesseln.

	Gewicht t	Schwerpunkt über Oberkt. Kiel m	Moment m
Wasser in Tank I, II, III . . . . .	467,5	0,6	280,5
Kohlen . . . . .	180,0	1,75	315,5
35 Mann . . . . .	2,5	10,80	27,0
Gerüste, Werkzeug . . . . .	20,0	7,00	140,0
Krängungsgewichte . . . . .	10,0	10,70	107,0
	680,0		870,0
Fehlende Gewichte . . . . .	70,0	10,0	700,0
	610,0		170,0
Schiff in Krängungszustand . . . . .	5530	6,585	36 410
Davon ab . . . . .	610		170
	4920		36 240

Gewichtsschwerpunkt über Oberkt. Kiel:

$$\frac{36\,240}{4920} = 7,370 \text{ m,}$$

Metazentrum über Oberkt. = 7,230 m,

Gewichtsschwerpunkt unter Metazentrum  $\overline{MG} = -0,140 \text{ m.}$

**Anmerkung.** Es ist zweckmäßig, bei Gelegenheit des Krängungsversuches auch gleichzeitig die genaue Lage des Gewichtsschwerpunktes der Länge nach zu ermitteln; hierzu wird zunächst die Lage des Verdrängungsschwerpunktes im Krängungszustand ermittelt (da der Gewichtsschwerpunkt in gleicher Länge liegt) und dann für die Länge die gleiche Momentenkorrektionsrechnung der fehlenden und zukommenden Gewichte durchgeführt wie unter B. für die Höhe. Ferner ist der Krängungszustand meist der grundlegende für die Ermittlung des Schiffseigengewichtes, die Ablesung der Tiefgänge muß deshalb mit möglichster Genauigkeit erfolgen.

## B. Auswertung von Stabilitätsrechnung und Krängungsversuch.

Zweck der Stabilitätsrechnung und des Krängungsversuches ist die Berechnung der Stabilität für verschiedene Belastungszustände. Die hierzu erforderlichen Stabilitätswerte werden der Rechnung entnommen; die Gewichtsschwerpunkte müssen durch Momentenrechnung erst ermittelt werden.

Um eine vollständige Übersicht über alle Stabilitätseigenschaften eines Handelsschiffes zu haben, sind mindestens folgende Zustände zu untersuchen:

1. Schiff leer, mit Wasser in den Kesseln;
2. Schiff ohne Ladung, Kessel ohne Wasser, Doppelbodentanks so weit gefüllt, als mit Rücksicht auf ebene Lage nötig (Dockzustand);
3. Schiff ohne Ladung, seefertig ausgerüstet (Kohlen, Speise- und Frischwasser, genügend Ballastwasser) (Ballastfahrt);
4. Schiff mit Ladung, seefertig ausgerüstet (Abgang beladen).
5. Schiff mit Ladung, nach Verbrauch von Kohlen (bis auf Reserve), Speise- und Frischwasser. Genügend beballastet (Ankunft beladen);

Bei Berechnung der Ladung ist homogene Ladung anzunehmen; ihr spezifisches Gewicht darf jedoch nicht nur ermittelt werden, indem das zur Verfügung stehende Gewicht in dem vorhandenen Raum untergebracht wird; die Rechnungen sind vielmehr auch für spezifisch leichtere Ladung zu ermitteln; dabei ergibt sich unter Umständen wesentlich ungünstigere Anfangsstabilität.

Ein verhältnismäßig kritischer Zustand für die Anfangsstabilität ergibt sich bei einem Tiefgang von etwa 0,38 der Schiffsbreite, da für diesen Tiefgang  $\overline{KM}$  ein Minimum ist. Der Umfang der Stabilität wird bei spezifisch leichterer Ladung durch das Austauschen des Schiffes vergrößert. Man untersucht also zweckmäßig bei beladenem Schiff Anfangs- und Neigungsstabilität beim größten Tiefgang und diesem kritischen Tiefgang von 0,38 B.

Für Schiffe, bei denen noch andere als die genannten Ladezustände in Frage kommen (Holzdecklast), oder bei denen das spezifische Gewicht der Ladung in engen Grenzen liegt (Kohlenschiffe, Tankdampfer) werden die besonderen Bedingungen der Fahrt berücksichtigt. Unter Umständen müssen noch andere Ladezustände als die genannten berücksichtigt werden (z. B. wenn große Reservebunker vorhanden).

Bei Passagierschiffen für Flüsse und Reviere ist der leere Zustand, der Zustand mit Passagieren ohne Kohle und Frischwasser, und der Zustand mit Passagieren und mit Kohle und Frischwasser durchzuprüfen.

Die Tabelle S. 364/365 zeigt eine Zusammenstellung der gesamten Stabilitätseigenschaften eines mittleren Fracht- und Personendampfers in einer Form, wie sie zweckmäßig jedem Handelsschiff zur Orientierung für die Schiffsleitung mitzugeben ist (Ladezustände bei Benutzung der Reservebunker und bei kleinerem Tiefgang sind fortgelassen). Sie enthält die ungünstigsten

## Stabilitätseigenschaften eines mittleren Fracht- und

	Ladezustand	Homogene	Kohlen <sup>2)</sup>	Wasser <sup>3)</sup>	Verdrängung	Tiefgang vorn Mitte hinten
		Ladung <sup>1)</sup>	t	t		
		t	t	t	t	m
1.	Leeres Schiff, fertig nach Bauvorschrift, mit 125 t Wasser in den Kesseln und 10 t Wasser im Kondensator; in Frischwasser	—	—	—	4950 = Eigen- gewicht	2,83 3,63 4,23
2.	Wie 1., jedoch <b>ohne Wasser in den Kesseln und im Kondensator</b> , aber mit dem für genügende Stabilität erforderlichen <b>Ballastwasser</b> ; α) in Seewasser, β) in Frischwasser	—	—	Ba. I 124 II 274 III 81 V 158 <u>637</u> Ba. I 121 II 267 III 81 Sp. V 154 VI 115 <u>738</u>	5452     5551	3,80 3,91 4,02  3,77 4,07 4,37
3.	Wie 1., jedoch <b>mit Kohlen</b> in den festen Bunkern, <b>Speise- und Frischwasser</b> und genügend <b>Ballastwasser</b> ; in Seewasser	—	Fb. 713	Ba. I 124 II 274 III 81 Sp. V 154 Fr. VI 115 VII 98 <u>846</u>	6509	4,32 4,63 4,94
4.	Wie 1., jedoch <b>mit Ladung</b> und ausgerüstet mit <b>Kohlen in den festen Bunkern, Speise- und Frischwasser</b> und genügend <b>Ballastwasser</b> (Ladungsverhältnis 1 t auf 9 m <sup>3</sup> ); in Seewasser	738	Fb. 713	Ba. I 124 II 274 III 81 Sp. V 154 Fr. VI 115 VII 98 <u>846</u>	7247	4,70 5,12 5,54
5.	Wie 4., jedoch <b>nach verbrauchter Ausrüstung</b> , also <b>ohne</b> Speise- und Frischwasser, mit nur <b>170 t Kohle</b> im unteren festen Bunker und genügend <b>Ballastwasser</b> (Ladungsverhältnis 1 t auf 5 m <sup>3</sup> ); in Seewasser	1330	Fb. 170	Ba. I 124 II 274 III 81 V 158 VI 118 <u>755</u>	7205	4,71 5,08 5,45

<sup>1)</sup> Rauminhalt einschl. Reservebunker I, II und III, Proviant-, Kühl-, Gepäck- und Posträume 6644 m<sup>3</sup>, Schwerpunkt 5,43 m über Oberkante Kiel und 3,57 m vor Mitte Schiff (Fall Nr. 4 und 5). In den Räumen befindet sich stets solche homogene Ladung, daß das für die Stabilität ungünstigste Ladungsverhältnis erreicht wird; bei leichterer oder schwererer Ladung, aber bei gleicher Anordnung von Kohlen und Wasser ergibt sich eine größere metazentrische Höhe.

<sup>2)</sup> Feste Bunker 713 t zu 1000 kg; Reservebunker I 471 t zu 1000 kg (Unterraum); Reservebunker II 875 t zu 1000 kg (Unterraum); Reservebunker III 195 t zu 1000 kg (Zwischendeck).

<sup>3)</sup> Speisewasser in Tank V 154 t, sonstiges Frischwasser in Tank VI, VII und VIII 291 t,

Personendampfers bei ungünstigen Belastungszuständen.

-  Ladung
-  Kohlen
-  Wasser

Fb. Feste Bunker;  
Rb. Reservebunker;  
Ba. Ballast-, Sp. Speise-,  
Fr. Frisch-, Tr. Trink-  
wasser

Abb. 322.

Metazentrische Höhen;  
Kurven der Hebelarme der statischen  
Stabilität für Neigungen;  
Lage der größten Hebelarme

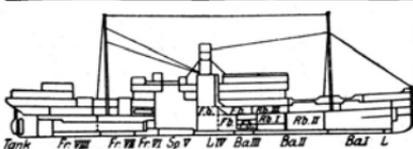


Abb. 323.

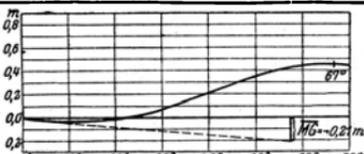


Abb. 328.

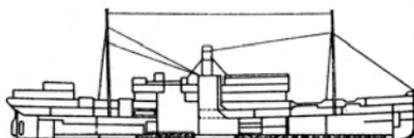


Abb. 324.

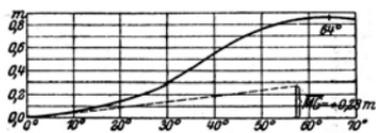


Abb. 329.

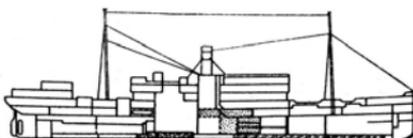


Abb. 325.

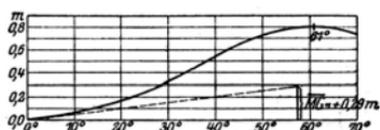


Abb. 330.

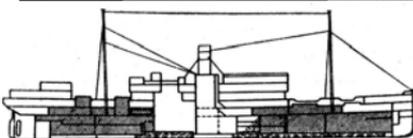


Abb. 326.

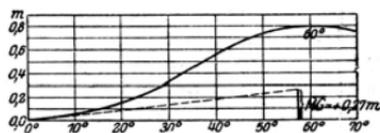


Abb. 331.

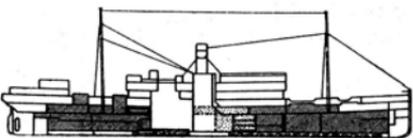


Abb. 327.

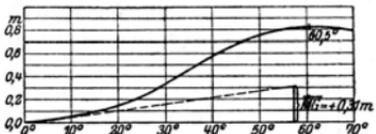


Abb. 332.

Ballastwasser stets soviel, wie zur Erzielung einer genügenden metazentrischen Höhe (+ 25 cm) nötig ist. Wenn der Schlingertank in Tätigkeit ist (Inhalt etwa 80 t), verringert sich die metazentrische Höhe um etwa 10 bis 12 cm. Wenn der Schlingertank vollgefüllt ist (Inhalt etwa 150 t), erhöht sich die metazentrische Höhe um etwa 8 bis 10 cm. Beim Stauen werden die Laderäume soweit möglich auch zwischen den Decksbalken vollgestaut, ebenso die Luken; für Stabilitätsrechnungszwecke muß man daher den Schwerpunkt der Räume unter Einschuß der Luken und etwa bis auf  $\frac{2}{3}$  Höhe der Decksbalken rechnen.

Ladezustände unter Angabe der erforderlichen Ballastmengen. Abb. 333 enthält die zugehörige Darstellung der metazentrischen Höhen.

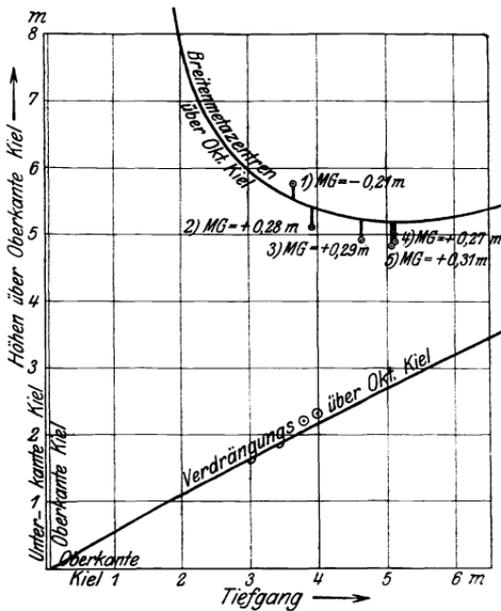


Abb. 333.

Die Berechnung der Stabilitätseigenschaften des beladenen Schiffes ist naturgemäß ungenau, da die Verteilung der Ladung, der Kohlen und sonstigen Ausrüstung nicht absolut genau festgelegt werden kann. Die rechnerische Festlegung ihres Schwerpunktes enthält jedoch eine gewisse Reserve, weil Räume und Bunker fast durchweg nicht ganz bis unter Deck vollgestaut werden können und weil bei nicht homogener Ladung die schweren Teile meist auf den Boden der Räume kommen. Die Größe der in der Rechnung liegenden Ungenauigkeit kann nur durch Krängungsversuch mit beladenem Schiff festgestellt werden.

Bei Kriegsschiffen wird der Krängungsversuch bald nach dem Ablauf gemacht und später nach er-

folgt Ausrüstung und Bewaffnung wiederholt. Als Rechnungszustände für Neigungen kommen in Frage:

1. Leichtladezustand: ausgerüstet, aber ohne Kohlen, Wasser und Vorräte;
2. bei Konstruktionsverdrängung;
3. mit vollen Kohlenbunkern, allen Vorräten und Wasser.

Die Unterschiede der Stabilität bei diesen Belastungszuständen sind natürlich wesentlich geringer als bei den entsprechenden der Handelsschiffe; die Ergebnisse der Schwerpunktsrechnungen können im allgemeinen als genauer angesehen werden als bei Handelsschiffen, weil die einzelnen Gewichte und Schwerpunkte sicherer angenommen werden können.

## C. Veränderungen des Gewichtszustandes.

### I. Beliebige Verschiebung von Gewichten.

Jede beliebige Gewichtsverschiebung läßt sich nach drei Richtungen zerlegen (Abb. 334):

1. senkrecht von oben nach unten oder umgekehrt ( $\pm e_1$ ),
2. wagrecht und querschiffs ( $e_2$ ),
3. wagrecht und längsschiffs ( $e_3$ );

die Verschiebung des Gesamtschwerpunktes nach diesen drei Richtungen wird dann

$$\pm x_1 = \frac{p \cdot e_1}{P}; \quad x_2 = \frac{p \cdot e_2}{P}; \quad x_3 = \frac{p \cdot e_3}{P}.$$

Durch die Verschiebung  $x_1$  ändert sich die metazentrische Höhe  $\overline{MG}$  in  $(\overline{MG} \pm x_1)$ , so daß die entstehenden Neigungen sich berechnen aus den Gleichungen:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\rho \cdot e_2}{P \cdot (\overline{MG} \pm x_1)} \quad \text{für die Querschiffsneigung,}$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{\rho \cdot e_3}{P \cdot (\overline{M_L G} \pm x_1)} \quad \text{für die Längsschiffsneigung,}$$

und hieraus wieder die Ein- und Austauschungen an den Schiffseiten und an den Steven, wie vorher gezeigt ist:

$$(c + d) = B \cdot \operatorname{tg} \varphi; \quad (v + h) = L \cdot \operatorname{tg} \psi.$$

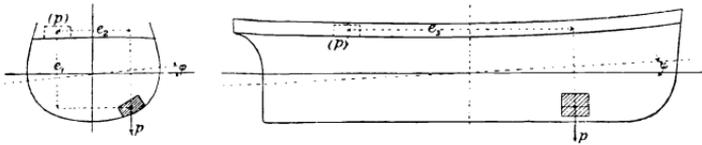


Abb. 334.

## 2. Zuladung und Abladung von Gewichten.

Durch Zu- oder Abladung von Gewichten wird außer der Gewichtsveränderung auch eine Formveränderung der Verdrängung, infolge Ein- oder Austauschens des ganzen Schiffes, hervorgerufen, so daß sowohl  $G$  wie  $F$  ihre Lage verändern. Ist  $h$  der Schwerpunktsabstand des hinzugefügten oder weggenommenen Gewichts  $\pm \rho$  von der ursprünglichen Schwimmebene,  $\pm z = Of$  der Schwerpunktsabstand der Schicht, um welche die Verdrängung zu- oder abnimmt, von der Schwimmebene  $W_0L_0$ , so ist (Abb. 335) die

$$\begin{array}{l} \text{Verschiebung des Gewichtsschwerpunktes } \pm GG' = \pm \frac{\rho \cdot (\overline{GO} + h)}{P \pm \rho} \\ \text{,, ,, Formschwerpunktes } \pm FF' = \pm \frac{\rho \cdot (\overline{FO} \pm z)}{P \pm \rho} \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} \text{Verschiebung des Gewichtsschwerpunktes} \\ \text{,, ,, Formschwerpunktes} \end{array}} \right\} \begin{array}{l} \text{der} \\ \text{Höhe} \\ \text{nach.} \end{array}$$

Liegt der Schwerpunkt von  $\rho$  senkrecht über (oder unter) dem Schwerpunkt der ursprünglichen Wasserlinie, so kann angenommen werden, daß das Schiff parallel zu dieser ein- (oder aus-) taucht; ist dies nicht der Fall, so findet eine Trimmänderung statt, die berechnet wird, indem man sich zuerst  $\rho$  an jener Stelle liegend und dann in seine wirkliche Lage verschoben denkt.

Die Veränderung der metazentrischen Höhe und damit der Stabilität ergibt sich wie folgt:

Denkt man sich das Schiff nach paralleler Ein- (oder Aus-) tauchung um einen kleinen Winkel geneigt, so entsteht neben dem ursprünglich vorhandenen Stabilitätsmoment (Abb. 336)

$$P \cdot \overline{GH} = P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \varphi$$

ein Moment, gebildet aus dem Gewicht  $\rho$  und dem Auftrieb der (parallelen) Schicht (ebenfalls =  $\rho$ ), nämlich:

$$\rho \cdot \overline{gh} = \rho \cdot (h - z') \sin \varphi,$$

worin  $z' = \overline{Om}$  die Entfernung des Schnittpunktes der Auftriebsrichtung der Schicht mit der Schwimmachse (Metazentrum der Schicht) von der Wasserlinie  $WL$  bezeichnet.

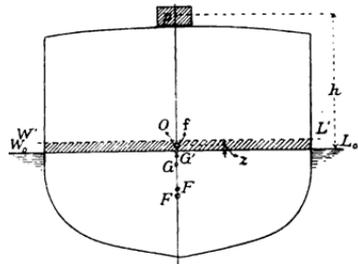


Abb. 335.

Dieses Moment ist ein umstürzendes (-), wenn das Gewicht  $p$  oben hinzugefügt oder unten weggenommen, ein aufrichtendes (+), wenn  $p$  unten hinzugefügt oder oben weggenommen wird. Hiernach richten sich auch die einzelnen Vorzeichen von  $p$ ,  $h$ ,  $z$  und  $z'$ .

Im Falle der Abb. 336 ist also das neue Stabilitätsmoment:

$$(P + p) \overline{G'H'} = P \cdot \overline{MG} - p \cdot gh$$

oder  $(P + p) \overline{M'G'} \sin \varphi = P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \varphi - p(h - z') \sin \varphi$ ; die neue metazentrische Höhe demnach

$$\overline{M'G'} = \frac{P \cdot \overline{MG} - p(h - z')}{P + p}.$$

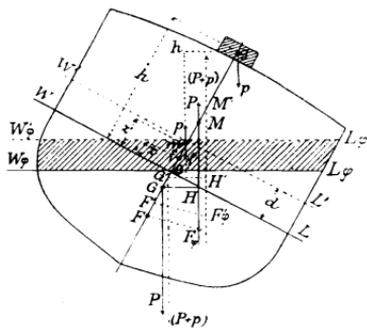


Abb. 336.

Nach S. 318 ist aber die Höhe des Metazentrums der Schicht (Differential-Metazentrum) über deren Schwerpunkt

$$\overline{fm} = r = \frac{\Delta J}{\Delta V}$$

=  $\frac{\text{Zunahme des Trägheitsmomentes}}{\text{Zunahme der Verdrängung}}$ ,  
also

$$\overline{fm} = z' - z = \frac{J' - J}{v},$$

wenn  $v$  der Rauminhalt der Schicht ( $p = \gamma \cdot v$ ),  $J$  und  $J'$  die Trägheitsmomente der ursprünglichen und der neuen Wasserlinie sind. Demnach wird

$$h - z' = h - z - \frac{J' - J}{v},$$

also

$$\overline{M'G'} = \frac{P \cdot \overline{MG} - p(h - z) = \gamma (J' - J)}{P + p}.$$

Dieselbe Formel gilt für die Berechnung des Längenmetazentrums, unter Anwendung von  $M_L$  statt  $M$  und der entsprechenden Werte  $J_L$  und  $J'_L$  statt  $J$  und  $J'$ ; doch genügt es in den meisten Fällen, wegen der im Vergleich zur Höhe nur geringen Verschiebung, die dasselbe erfährt, die ursprüngliche Höhe  $\overline{M_L G}$  für eine etwaige Trimmrechnung zu benutzen.

Wenn  $p$  im Verhältnis zu  $P$  nur klein ist, so kann die Schicht als zylindrisch angenommen werden, und es wird  $z = d/2$  (halbe Dicke der Schicht) und  $J' = J$ , also

$$\overline{M'G'} = \frac{P \cdot \overline{MG} - p(h - d/2)}{P + p}.$$

Da  $h - d/2 = 0$  wird, sobald  $h = d/2$  ist, so ergibt sich angenähert:

Wenn Gewichte in der Nähe der Wasserlinie hinzugefügt oder weggenommen werden, wird die Stabilität nicht verändert.

Wenn Gewichte über der Wasserlinie hinzugefügt oder unter der Wasserlinie weggenommen werden, wird die Stabilität verkleinert.

Wenn Gewichte unter der Wasserlinie hinzugefügt oder über der Wasserlinie weggenommen werden, wird die Stabilität vergrößert.

Da diese Beziehungen nur gelten, wenn  $z = d/2$  ist, also das Metazentrum der Schicht mit dem Schwerpunkt der Schicht zusammenfällt, dürfen sie nur in Fällen verwendet werden, wo dieses angenähert der Fall ist; außerdem sind sie nur für solche Fälle, wo  $\dot{p}/P$  klein ist, gültig, da sonst die Verminderung des Nenners einen zu großen Einfluß hat. Bei leicht geladenen Handelsschiffen darf diese Anhaltsregel nicht verwendet werden.

Soll zu demselben Zweck zugleich die Form des Schiffes (unter Wasser) verändert werden, um den Tiefgang nicht zu vergrößern, so wird die Formveränderung (= Vergrößerung) um so wirksamer, je höher ihr Schwerpunkt über dem des Ballastes am liegt; besten wirkt daher eine Verbreiterung des Schiffes in der Wasserlinie (Abb. 337).

Die Stabilitätzunahme ist in diesem Fall wieder  $= \dot{p}(h - z)$ , wenn  $\dot{h}$  und  $z$  die Schwerpunktabstände der Gewichts- ( $\dot{p}$ ) und Verdrängungs- ( $v$ ) Zunahme von der (unverändert bleibenden) Wasserlinie sind.

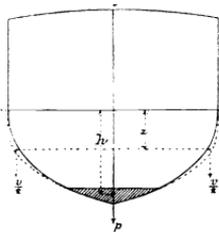


Abb. 337.

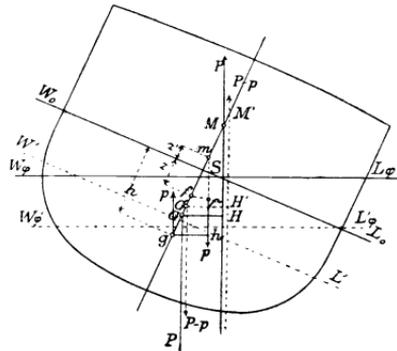


Abb. 338.

Soll eine Gewichtszunahme durch eine Formzunahme ausgeglichen werden, ohne daß dabei die Stabilität geändert wird, so müssen die Schwerpunkte von  $\dot{p}$  und  $v$  zusammenfallen ( $\dot{h} = z$ ).

Vergleich der Stabilitätskurve für das Schiff im leeren und im beladenen Zustand.

Vorstehende Berechnung wird u. a. benutzt, um die Stabilität eines Schiffes im leeren und im beladenen Zustand zu vergleichen.

Hierbei handelt es sich darum, aus der berechneten Stabilitätskurve für die Ladewasserlinie ( $CWL$ ) die Kurve für die leichte Wasserlinie zu ermitteln, um festzustellen, ob das Schiff auch im leeren Zustand genügende Stabilität bei Neigungen besitzt.

Sind  $G, G'$  und  $g$  die Schwerpunkte für das beladene, das leere Schiff und die Zuladung;  $P, P - \dot{p}$  und  $\dot{p}$  die entsprechenden Gewichte, so ist das Stabilitätsmoment für das leichte Schiff (Abb. 338)

$$\begin{aligned} (P - \dot{p}) \overline{G'H'} &= P \cdot \overline{GH} - \dot{p} \cdot \overline{gh} \\ &= P \cdot \overline{GH} - \dot{p} (\dot{h} + z') \sin \varphi \end{aligned}$$

(+  $z'$ , weil  $z'$  oberhalb  $W_0 L_0$  liegt), worin  $z'$  aus  $\overline{fm} = z + z' = \frac{J - J'}{v}$  berechnet werden kann.

Nimmt man jedoch an — was in den meisten Fällen zulässig ist —, daß der Schwerpunkt der auftauchenden Schicht senkrecht unter dem Schwerpunkt der durch  $O$  gehenden zu  $W_0 L_0$  parallelen Wasserlinie<sup>1)</sup> liegt, dessen

<sup>1)</sup>  $O$  ist, wie bekannt, der Schnittpunkt von  $W_0 L_0$  mit  $GM$ .  $O$  und die Parallele durch  $O$  zu  $W_0 L_0$  ist in der Abb. 338 fortgelassen.  $S$  ist auf  $f'm$  liegend angenommen.

Abstand  $OS = z' \sin \varphi$  aus den Rechnungen bekannt ist, so kann man setzen:

$$(P - p)\overline{G'H'} = P \cdot \overline{GH} - p \cdot (h \sin \varphi + \overline{OS}) = P \cdot \overline{GH} - p \cdot h \cdot \sin \varphi - p \cdot \overline{OS}.$$

Hier ist

$$p(h - \overline{OG}) = (P - p)\overline{GG'}, \text{ also } p \cdot h = p \cdot \overline{OG} + (P - p)\overline{GG'}.$$

Wird nun, mangels genauerer Kenntnis, angenommen, daß  $G$  in  $O$  liegt, so ist

$$\overline{OG} = 0, \text{ also } p \cdot h = (P - p)\overline{GG'};$$

folglich

$$(P - p)\overline{G'H'} = P \cdot \overline{GH} - (P - p)\overline{GG'} \sin \varphi - p \cdot \overline{OS},$$

$$\overline{G'H'} = \frac{P}{P - p} \overline{GH} - \overline{GG'} \sin \varphi - \frac{p}{P - p} \overline{OS};$$

$$\frac{P}{P - p} = \frac{p}{P - p} + 1$$

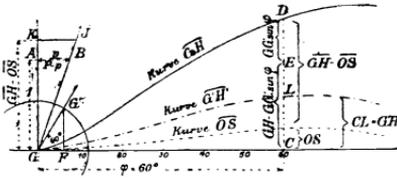


Abb. 339.

gesetzt, gibt:

$$\overline{G'H'} = \overline{GH} - \overline{GG'} \sin \varphi + \frac{p}{P - p} (\overline{GH} - \overline{OS}),$$

worin sämtliche Werte bekannt sind<sup>1)</sup>.

Die neue Stabilitätskurve kann also aus der vorhandenen ( $\overline{GH}$ ) wie folgt punktweise ermittelt werden:

Zeichne die Kurve  $\overline{OS}$  für die Schwerpunktsabstände der Wasserlinie durch  $O$  bei den verschiedenen Neigungen, und die Kurve  $\overline{GH}$  für die Hebelarme der statischen Stabilität bei der Lage von  $G$  in  $O$ ; schlage mit  $\overline{GG'}$  einen Kreis und trage in denselben den Winkel  $\varphi$ , für den  $\overline{G'H'}$  gesucht wird, ein, z. B.  $\varphi = 60^\circ = FGG'$ , dann ist  $\overline{FG'} = \overline{GG'} \cdot \sin \varphi$ ; trage vom Punkte  $D$  der  $\overline{GH}$ -Kurve auf dem Hebelarm  $\overline{CD} = \overline{GH}_{80^\circ}$  die Strecke  $\overline{FG'} = \overline{DE}$  ab, so ist  $\overline{CE} = \overline{GH} - \overline{GG'} \sin \varphi$ . Mache sodann  $\overline{GK} = \overline{SD} = \overline{GH} - \overline{OS}$  und setze auf einer in der Entfernung 1 von  $G$  gezogenen Parallelen zu  $GC$  den Wert  $\frac{p}{P - p} = \overline{AB}$  ab, so ist die hierzu parallele Strecke zwischen  $GK$  und  $GB$

$$\overline{KJ} = \frac{p}{P - p} (\overline{GH} - \overline{OS}).$$

Setzt man endlich diese Strecke auf  $\overline{EC}$  von  $E$  nach  $L$  ab, so ist

$$\overline{CL} = \overline{GH} - \overline{GG'} \sin \varphi - \frac{p}{P - p} (\overline{GH} - \overline{OS}) = \overline{G'H'}$$

der gesuchte Hebelarm.

Man beachte:  $\overline{DE}$  ist von  $D$  aus abzutragen:

- nach unten, wenn  $\overline{OS} =$  positiv ( $G$  also über  $KWL$ ) für  $\varphi < 180^\circ$ ,
- „ oben, „  $\overline{OS} =$  negativ ( $G$  „ unter  $KWL$ ) „  $\varphi < 180^\circ$ ,
- „ oben, „  $\overline{OS} =$  positiv ( $G$  „ über  $KWL$ ) „  $\varphi > 180^\circ$ ,
- „ unten, „  $\overline{OS} =$  negativ ( $G$  „ unter  $KWL$ ) „  $\varphi > 180^\circ$ .

<sup>1)</sup> Das Verfahren ist zuerst (in etwas anderer Form) von dem Schiffbauingenieur Tullinger der k. u. k. öster.-ungar. Kriegsmarine angegeben und sollte dazu dienen, mit Hilfe des Konstruktionsrisses eine Stabilitätskurve (für  $G$  in  $O$  liegend und Wasserlinie  $W_0 L_0$ ) zu ermitteln, aus der sich später leicht diejenige für die wirkliche Lage von  $G$  und der Wasserlinie ableiten läßt. S. Mitt. a. d. G. d. S. 1876, S. 193.

$EL$  ist von  $E$  aus auf  $CL$  abzutragen:

nach unten, wenn  $\frac{\rho}{P - \rho} =$  positiv und  $D$  über  $E$ ,  
 „ oben, „ „ = positiv „  $D$  unter  $E$ ,  
 „ oben, „ „ = negativ „  $D$  über  $E$ ,  
 „ unten, „ „ = negativ „  $D$  unter  $E$ .

### D. Bewegliche Ladung [Wasser im Schiff, Leckstabilität<sup>1)</sup>].

Bewegliche, namentlich flüssige Ladung, aber auch Getreide, schlecht gestaute Kohle u. a., die beim Schlingern des Schiffes leicht überschießen kann, ist für die Stabilität äußerst gefährlich; ja sie kann diese sogar vollständig zunichte machen und dadurch ein Kentern herbeiführen<sup>2)</sup>.

#### 1. Einfluß flüssiger Ladung auf die Anfangsstabilität.

Befindet sich eine Wassermenge vom Rauminhalt  $v$  im Boden des Schiffes, deren Schwerpunkt bei der aufrechten Lage in  $C$  liegt, so verschiebt sich dieser bei einer Neigung des Schiffes infolge Überschießens der Wassermenge nach  $C'$ , wodurch auch eine parallele Verschiebung des Gesamtschwerpunktes  $G$  nach  $G'$  eintritt (Abb. 340), so daß

$$\overline{GG'} = CC' \cdot \frac{v}{V} \quad \text{und} \quad \overline{GG''} = CC'' \cdot \frac{v}{V}$$

wird. Das ursprüngliche Stabilitätsmoment

$$St = P \cdot \overline{GH} = P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \varphi$$

ändert sich also in

$$St' = P \cdot \overline{G''H} = P (\overline{MG} - \overline{AG}) \sin \varphi = P \cdot \overline{AM} \cdot \sin \varphi.$$

Die Strecke  $\overline{AM}$  wird die „reduzierte metazentrische Höhe“ genannt. Sie ist positiv, null oder negativ, je nachdem  $A$  unter, in oder über  $M$  zu liegen kommt, und ihr Wert ist nunmehr an Stelle von  $\overline{MG}$  für die Anfangsstabilität maßgebend.

Nun geht aber die Formveränderung der eingeschiffen Wassermenge (abgesehen von den im Schiffsinnern etwa befindlichen festen Gegenständen, die jedoch zunächst außer Berücksichtigung bleiben können) bei der Neigung in genau derselben Weise vor sich wie die der Verdrängung selbst, indem hier ebenfalls ein Keilstück von einer Seite zur anderen übergeht und dadurch die Verschiebung des Schwerpunktes  $C$  nach  $C'$  zustande kommt. Diese Verschiebung läßt sich daher in genauer Anlehnung an das bei der Verschiebung des Formschwerpunktes  $F$  nach  $F\varphi$  gezeigte Verfahren (s. Atwoodsche Formel S. 297) aus der Schwerpunktverschiebung der kleinen Keilstücke  $v$  herleiten,

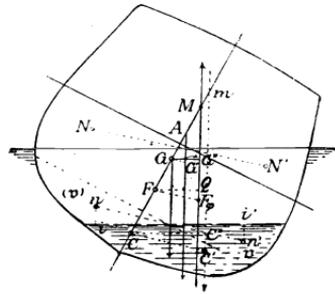


Abb. 340.

<sup>1)</sup> Vgl. Cabjolsky: Einfluß des im Innern von Schiffen, Schwimmdocks usw. befindlichen Wassers auf deren Stabilität. Z. V. d. I. 1887, S. 49 u. 426; Schmidt: Stabilität von Schiffen, S. 165; Reed: The stab. of ships, S. 70, und W. Hök: On the transverse stability of floating vessels containing liquids. Transactions of the Institution of Naval Architects 1895.

<sup>2)</sup> Glade, J. C. F.: Ein eisernes Barkschiff, der Reederei gleichen Namens gehörig, kenterte i. J. 1892 auf der Weser infolge einer Bö, weil das leere, nicht beballastete Schiff Wasser im Boden hatte. Ähnlich verunglückte der Dampfer „Alpha“ am 22. Oktober 1917 beladen im Hamburger Hafen, weil in Tank und Bilgen zuviel freie Oberflächen vorhanden waren.

und der Schnittpunkt  $m$  der Schwerkrafttrichtung  $C'C''$  der verschobenen Wassermenge mit der Schwimmachse  $CM$  hat für deren Rauminhalt  $v$  dieselbe Bedeutung wie das Metazentrum  $M$  für die Verdrängung  $V$ .

Demzufolge wird:

$$\overline{CC'} = \frac{v}{v} n n'; \quad \overline{CC''} = \frac{v}{v} i i'$$

(Abb. 340 u. 341) und der Abstand

$$\overline{Cm} = \frac{\overline{CC''}}{\sin \varphi} = \frac{v \cdot i i'}{v \cdot \sin \varphi}$$

woraus sich für kleine Neigungen, d. h. für die Anfangsstabilität ergibt:

$$\overline{Cm} = \frac{\text{Trägheitsmoment der Oberfläche}}{\text{Rauminhalt}} \left. \vphantom{\frac{\text{Trägheitsmoment der Oberfläche}}{\text{Rauminhalt}}} \right\} \text{ des eingeschifften } \left\{ \begin{array}{l} \text{Wassers} \\ \left[ = \frac{i}{v} \right. \end{array} \right.$$

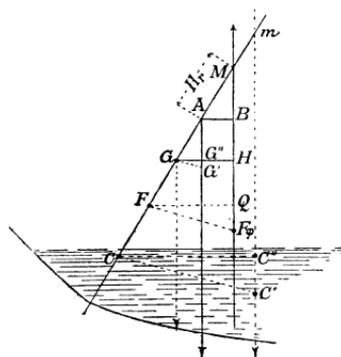


Abb. 341.

Da nun

$$\overline{CC''} = \overline{Cm} \sin \varphi = \frac{i}{v} \sin \varphi$$

und

$$\overline{GG''} = \overline{CC''} \cdot \frac{v}{V} = \frac{i}{V} \cdot \sin \varphi,$$

so wird

$$\overline{AG} = \frac{\overline{GG''}}{\sin \varphi} = \frac{i}{V},$$

folglich:

$$St' = P \left( \overline{MG} - \frac{i}{V} \right) \sin \varphi,$$

worin  $\overline{AG} = i/V$  die „Reduktionsgröße“ genannt wird, welche allein von dem Trägheitsmoment der freien Oberfläche des eingeschifften Wassers<sup>1)</sup> und von der Verdrängung des Schiffes abhängt. Da endlich:

$$\overline{MG} = \overline{MF} \mp \overline{FG} = \frac{J}{V} \mp a$$

ist, so wird die reduzierte Stabilität

$$St_r = P \left( \frac{J-i}{V} \mp a \right) \sin \varphi$$

und die reduzierte metazentrische Höhe

$$H_r = \overline{AM} = \overline{MG} - \overline{AG} = \frac{J-i}{V} \mp a,$$

d. h.: Um die metazentrische Höhe für den Fall frei beweglicher oder flüssiger Ladung zu erhalten, hat man das Trägheitsmoment der freien Oberfläche dieser Ladung von demjenigen der Wasserlinie in Abzug zu bringen und das so verminderte Trägheitsmoment wie gewöhnlich in die Formel für die Anfangsstabilität einzusetzen.

<sup>1)</sup> Sofern dieses gleiches spezifische Gewicht wie das umgebende Wasser hat. Für flüssige Ladungen von abweichender Dichte gilt:

$$\overline{AG} = \frac{i}{V} \cdot \frac{\text{spez. Gewicht des umgebenden Wassers}}{\text{spez. Gewicht der Ladung}}.$$

Die Stabilität wird = 0, wenn  $A$  in  $M$  fällt, also

$$\overline{AG} = \overline{MG} = \frac{i}{V}$$

wird. Da aber

$$\overline{MF} = \frac{J}{V},$$

so ist in diesem Falle

$$\frac{\overline{MG}}{\overline{MF}} = \frac{i}{J}, \quad \text{somit} \quad i = J \cdot \frac{\overline{MG}}{\overline{MF}}.$$

Aus der Beziehung  $\overline{CC''} = Cm \cdot \sin \varphi = i/v \cdot \sin \varphi$  (Abb. 341) folgt, daß für kleine Neigungen die Wirkung der eingeschifften Flüssigkeitsmenge so ist, als ob sie in ihrem eigenen Metazentrum  $m$  aufgehängt ist und ihr Schwerpunkt in  $m$  läge ( $m$  wird daher auch virtueller Schwerpunkt der Flüssigkeit genannt, s. S. 376). Dabei wächst die Höhe dieses Metazentrums  $Cm$  mit der dritten Potenz der Breite der freien Oberfläche der Flüssigkeit.

Aus der Formel:

$$i = J \cdot \frac{\overline{MG}}{\overline{MF}}$$

läßt sich die Größe der freien Wasseroberfläche im Schiff berechnen, bei welcher es seine Anfangsstabilität verliert. Nimmt man z. B. die innere Wasseroberfläche als ein Rechteck von der Schiffsbreite  $B$  an und rechnet die Trägheitsmomente  $J$  nach den auf S. 348 gegebenen Überschlagsgrößen, so wird die maximale Länge  $l$  der freien Wasseroberfläche mittschiffs für

$$\alpha = 0,75 \quad \text{und} \quad \overline{MG} : \overline{MF} = \frac{0,15}{0,09 L} \quad \left| \frac{0,20}{0,12 L} \quad \left| \frac{0,25}{0,15 L} \quad \left| \frac{0,30}{0,17 L} \quad \left| \frac{0,35}{0,20 L} \quad \left| \frac{0,40}{0,23 L} \right. \right. \right. \right. ,$$

$$\alpha = 0,80 \quad \text{und} \quad \overline{MG} : \overline{MF} = \frac{0,15}{0,10 L} \quad \left| \frac{0,20}{0,13 L} \quad \left| \frac{0,25}{0,17 L} \quad \left| \frac{0,30}{0,20 L} \quad \left| \frac{0,35}{0,23 L} \quad \left| \frac{0,40}{0,26 L} \right. \right. \right. \right. ,$$

$$\alpha = 0,85 \quad \text{und} \quad \overline{MG} : \overline{MF} = \frac{0,15}{0,11 L} \quad \left| \frac{0,20}{0,15 L} \quad \left| \frac{0,25}{0,19 L} \quad \left| \frac{0,30}{0,22 L} \quad \left| \frac{0,35}{0,26 L} \quad \left| \frac{0,40}{0,30 L} \right. \right. \right. \right. .$$

Diagramm der Anfangsstabilitätsverhältnisse der eingedrungenen Seewassermenge.

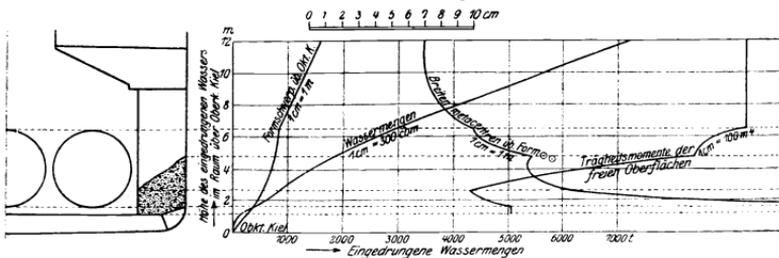


Abb. 342.

Diese Rechnungsweise gilt nur für Fälle, bei welchen  $\overline{MF}$  und  $G$  nahezu unverändert bleiben, also für flüssige Ladung oder den Beginn des Eintretens von Wasser in ein leckes Schiff. Sobald durch Einbruch größerer Wassermengen die Höhe des Verdrängungsschwerpunktes,  $J$  und  $V$  sowie  $G$  verändert werden, muß, falls Unsicherheit über die Stabilität besteht, genaue Rechnung für

einzelne Phasen des Vollaufens gemacht werden. Die bei der Berechnung der Stabilität zugrunde gelegten Annahmen sind von entscheidender Bedeutung für das Ergebnis der Rechnungen, müssen daher sehr vorsichtig gewählt werden.

Die Flutbarkeit (s. Wasserd. Abteilg.) beeinflusst sowohl die Höhenlage des Schwerpunktes der eingedrungenen Wassermenge als auch die tatsächlich wirksame freie Oberfläche und durch diese Faktoren die Höhenlage des Eigenmetazentrums des Leckwassers, durch welches die Stabilität des intakten Zustandes vermindert wird<sup>1)</sup>. Im Einzelfalle müssen für Rechnungen die tatsächlichen Betriebsverhältnisse des ungünstigsten Zustandes zugrunde gelegt werden. Abb. 342 zeigt Annahme und Ergebnisse der Überflutung der gesamten

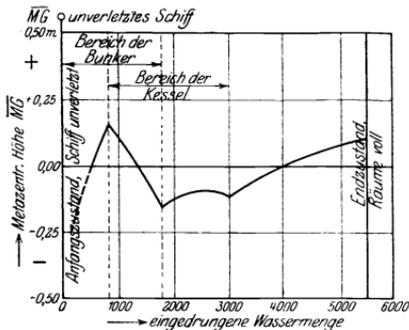


Abb. 343.

Kesselräume eines großen Personendampfers (Zustand nach Verbrauch aller Kohlen bis auf den Reservovorrat). Aus einem derartigen Diagramm können für jede Phase des Vollaufens Gewicht und Eigenmetazentrum (Aufhängepunkt, scheinbarer Schwerpunkt!) des eingedrungenen Wassers für die aufrechte Lage entnommen werden und als solche in die Berechnung der metazentrischen Höhen des gesamten Schiffskörpers eingeführt werden. Im allgemeinen ergibt sich anfänglich der größte Verlust an metazentrischer Höhe (häufig negative Werte), bei späteren Schwimmstadien wird die Anfangsstabilität wieder besser und häufig beim Erreichen der Endlage größer als beim intakten Zustand. Im Einzelfalle wird der Verlauf der Anfangsstabilität während des Vollaufens und in der Endlage nach dem Vollaufen<sup>2)</sup> sehr durch  $\overline{MG} : \overline{MF}$  sowie durch den Tiefgang beeinflusst. Abb. 343 zeigt den Verlauf der Anfangsstabilität während des Vollaufens zweier Kesselräume eines großen Personendampfers. Aus ihr ist zu ersehen, daß für die Untersuchung der Anfangsstabilität des Schiffes die Mittellagen während des Vollaufens unter Umständen weit wichtiger sind als die Endlage, da sie meist weit geringere Anfangsstabilität haben als die Endlage nach dem Vollaufen.

## 2. Einfluß flüssiger Ladung auf die Stabilität bei Neigungen.

Ist in einem Fahrzeug eine frei bewegliche Flüssigkeit eingeschiff, so übt die Seitenwanderung des jetzt nicht mehr unveränderlichen Gewichtsschwerpunktes eine stabilitätvermindernde Wirkung aus, wie oben gezeigt ist.

Das Schiff von der Verdrängung  $P$  enthalte eine frei bewegliche Flüssigkeitsmenge  $p$ . Der Schwerpunkt der nicht beweglichen Gewichte  $P - p$  liege in  $G$  (Abb. 344), der Schwerpunkt der flüssigen Ladung  $p$  in  $g_0$ ; dann ist  $G_0$  der gemeinsame Gewichtsschwerpunkt, und seine Lage bestimmt die Gleichung:

$$\overline{GG_0} : \overline{G_0g_0} = p : (P - p).$$

Der Formschwerpunkt der Verdrängung liege in  $F_0$  und das zugehörige Metazentrum in  $M_0$ . Bei stetiger Querneigung des Schiffes um die Längsachse bis zu  $90^\circ$  folgt der Formschwerpunkt, unbeeinflusst durch die flüssige Ladung,

<sup>1)</sup> Vgl. O. Flamm: Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1913 und die anschließende Diskussion; und Rudloff: Die Sicherheit havariierter Schiffe gegen das Kentern. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1920.

<sup>2)</sup> Vgl. O. Flamm: Beitrag zur Bestimmung des kritischen Tiefganges von Seeschiffen. Schiffbau Jg. 20, S. 195.

der  $F$ -Kurve  $F_0 F_\varphi F_{90}$ ;  $G$  behält seine Lage, und der Schwerpunkt der flüssigen Ladung wandert auf dem Wege  $g_0 g_\varphi g_{90}$ ; der Gewichtsschwerpunkt wird also den geometrisch ähnlichen Weg  $G_0 G_\varphi G_{90}$  durchlaufen. Der metazentrischen Kurve ( $F$ -Evolute) entsprechend (vgl. S. 311) findet man in  $c_0 c_\varphi c_{90}$  und  $C_0 C_\varphi C_{90}$  die Krümmungsmittelpunktskurven (Evoluten) der  $g$ - und der  $G$ -Kurve. Da die Tangente in irgendeinem Punkte  $F_\varphi$  der  $F$ -Kurve parallel zu der diesem

Punkte entsprechenden Schwimmbene ist, so stellt die zugehörige Senkrechte  $F_\varphi M_\varphi$  (Tangente von  $F_\varphi$  an die  $F$ -Evolute) die Auftriebsrichtung dar. Dieselbe Beziehung gilt nun auch für die  $g$ -Kurve, da die freie Oberfläche der beweglichen Ladung sich jeweils parallel zur Schwimmbene einstellt; d. h. auch die Tangente der  $g$ -Kurve in  $g_\varphi$  ist parallel zur Schwimmbene, die zugehörige Senkrechte  $g_\varphi c_\varphi$  (Tangente an die  $g$ -Evolute) stellt die Schwerkraft-

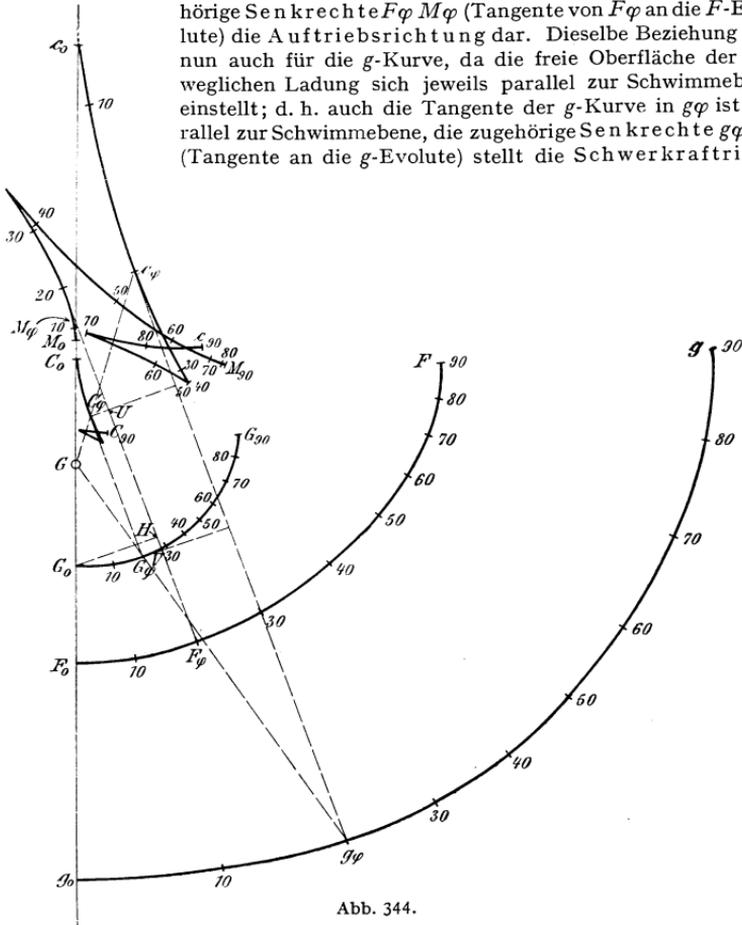


Abb. 344.

trichtung dar, und beide Senkrechten, Auftriebs- und Schwerkrafttrichtung, sind parallel. Endlich gilt die gleiche Beziehung für die  $G$ -Kurve und ihre Evolute, denn beide sind geometrisch ähnlich der  $g$ - und der  $c$ -Kurve<sup>1)</sup>.

Die Senkrechte auf der  $G$ -Kurve  $G_\varphi C_\varphi$  ist die veränderliche Schwerkrafttrichtung, und daher  $G_\varphi V$  der Hebelarm der Stabilität. Der Einfluß der flüssigen Ladung ist demjenigen eines gleich großen,

<sup>1)</sup> Damit ist die Aufzeichnung der  $C$ -Kurve gegeben: Gesucht ein Punkt  $C_\varphi$  der  $C$ -Kurve:  $G g_\varphi$  schneidet die  $G$ -Kurve in  $G_\varphi$  (Abb. 344);  $G c_\varphi$  muß dementsprechend den Punkt  $C_\varphi$  der  $C$ -Kurve enthalten. Errichte die Senkrechte  $g_\varphi c_\varphi$  und ziehe durch  $G_\varphi$  die Parallele; ihr Schnittpunkt mit  $G c_\varphi$  ist der gesuchte Punkt  $C_\varphi$ . Die Gerade  $G_\varphi C_\varphi$  ist die gesuchte Schwerkrafttrichtung für die Lage des Schiffes bei  $\varphi^\circ$ -Neigung.

starrten Gewichtes vergleichbar, das frei beweglich auf der  $g$ -Kurve gleitet. Statt dessen kann man sich aber auch — ohne Veränderung des statischen Zustandes — das Gewicht der flüssigen Ladung  $p$  auf der jeweiligen Schwerkraftrichtung  $g\varphi$   $c\varphi$  mit dem Angriffspunkt im zugehörigen Krümmungsmittelpunkte  $c\varphi$  angebracht denken. Die Bewegung der Flüssigkeit ist dann der Schwingung eines physischen Pendels vergleichbar, dessen Aufhängepunkt der zugehörige Krümmungsmittelpunkt und dessen Länge der betreffende Krümmungshalbmesser ist. Der Einfluß der beweglichen Ladung auf die Stabilität kommt daher in dem Verlauf der  $g$ -Evolute deutlich zum Ausdruck; denn in jedem Augenblick der Neigung läßt sich die Flüssigkeit ersetzen durch ein gleich großes, starrtes Gewicht, das im augenblicklichen Krümmungsmittelpunkt  $c\varphi$  ihrer  $\odot$ -Kurve aufgehängt ist. Hök nennt den Punkt  $c\varphi$  deshalb den virtuellen Schwerpunkt der Flüssigkeit und die  $c$ -Kurve die virtuelle  $\odot$ -Kurve. Ganz entsprechend ist die  $G$ -Evolute, d. h. die Krümmungsmittelpunkt-Kurve der wahren Gewichtsschwerpunkt-Kurve als virtuelle Gewichtsschwerpunkt-Kurve zu bezeichnen. Von ihr aus ist die neue metazentrische Höhe zu messen, während die Hebelarme der statischen und dynamischen Stabilität die wahre Gewichtsschwerpunkt-Kurve zur Grundlage haben. Es ist also

	für feste Ladung	für flüss. Ladung
die metazentrische Höhe . . . . .	$\overline{M\varphi H}$	$\overline{M\varphi U}$
der Hebelarm der stat. Stabilität.	$\overline{G_0 H}$	$\overline{C\varphi U} = \overline{G\varphi V}$
„ „ „ dyn. „	$\overline{F\varphi H} - \overline{F_0 G_0}$	$\overline{F\varphi V} - \overline{F_0 G}$

Bestimmung der virtuellen  $\odot$ -Kurve: Da der virtuelle Schwerpunkt Krümmungsmittelpunkt der  $g$ -Kurve der Flüssigkeit ist, so ist sein Abstand vom wahren Schwerpunkt (s. S. 341)  $h = i/v$ , worin  $i$  gleich dem Trägheitsmoment der freien Oberfläche, bezogen auf deren Schwerpunkt-Längsachse, und  $v$  gleich dem Rauminhalt der Flüssigkeit ist. Daraus geht hervor, daß 1. die Lage des virtuellen Schwerpunktes der eingeschiffen Flüssigkeit unabhängig von deren spezifischem Gewicht ist, 2. beim Fehlen einer freien Oberfläche virtueller und wahrer Schwerpunkt zusammenfallen, denn die ihrer Beweglichkeit beraubte Flüssigkeit wirkt nicht anders als eine feste Ladung.

$$\overline{G_0 C_0} = \frac{p}{P} \cdot h = \frac{p}{P} \cdot \frac{i}{v} = \frac{i}{V}.$$

Am besten ist der schädlichen Wirkung beweglicher Ladung vorzubeugen durch Beschränkung der Breite ihrer Oberfläche oder durch deren Teilung in mehrere schmalere Flächen, was durch Längsschotte, sog. Schlingerschotte, zu geschehen pflegt; denn während das Trägheitsmoment einer Fläche  $F$  von der Breite  $B$  angenähert  $J = F \cdot B^2$ , ist das Gesamtträgheitsmoment der in  $n$  Streifen von je  $\frac{B}{n}$  Breite zerlegten Fläche:  $\Sigma(J_n) = F (B/n)^2 = FB^2/n^2$ , also nur  $1/n^2$  des ersteren.

Unschädlich wird das Wasser im Schiff erst, wenn es sich nicht bewegen kann, d. h. wenn die dafür bestimmten Räume, Zellen usw. oben abgedeckt und ganz gefüllt sind.

Da nach S. 373 die zulässige Größe der inneren Wasserfläche von dem Verhältnisse  $\overline{MG} : \overline{MF}$  abhängt und dieses bei leerem Schiff gewöhnlich klein zu sein pflegt, so genügt in solchem Falle schon eine geringe Wassermenge, besonders bei Schiffen mit flachem Boden, um das Schiff zum Kentern zu bringen.

### Leckstabilitätsrechnung für Neigungen.

Eine Nachprüfung der Leckstabilität von Schiffen hat sich auch für Neigungen auf den ungünstigsten Zustand zu beziehen, d. h. auf das Vollaufen mehrerer verletzter Mittelräume großer Flutbarkeit (Maschinen- und Kesselräume). Sie muß für den Einzelfall auf die tatsächliche, den Betriebsverhältnissen entsprechende Verteilung von Gegenständen in den betreffenden Räumen basiert sein und muß sich auf alle Zeiträume von Beginn des Vollaufens bis zum Endzustand erstrecken. Zweckmäßig wird zunächst die Anfangsstabilität, wie auf S. 344 ausgeführt, untersucht, woraus sich dann im allgemeinen ein Überblick gewinnen läßt, in welchen Phasen des Vollaufens die Stabilitätsverhältnisse am ungünstigsten sind. Treten in einem Bereich negative oder unzureichend geringe positive metazentrische Höhen auf, so muß für einige Phasen des gefährlichen Bereiches (z. B. 3000, 4000 und 5000 t Leckwasser) für das Wasser im lecken Raum die Lage des Gewichtsschwerpunktes für eine Anzahl aufeinanderfolgende Neigungen ermittelt werden. Von der Hebelarmkurve des Schiffes für die zugehörige Verdrängung (d. h. einschließlich Leckwasser) und für den tatsächlichen Gewichtsschwerpunkt (d. h. einschließlich Leckwasser, also  $G_0$  in Abb. 344) ist dann für die betreffenden Neigungen der Wert  $G_0 H - G\varphi V$  abzusetzen, um welchen die Schwerkraftrichtung durch die Beweglichkeit der Ladung verschoben ist.

**Halbflüssige Ladungen.** Bei halbflüssigen Ladungen (Getreide, Kohlen usw.) ist zwar ein Überschießen erst bei einem gewissen Neigungswinkel (s. S. 457) zu befürchten, jedoch müssen auch hier mit Rücksicht auf die starken Schlingerbewegungen des Schiffes im Seegang die nötigen Vorsichtsmaßregeln getroffen, d. h. die Ladungen möglichst fest und mit nicht zu großer Oberfläche gestaut werden.

**Pendelnde Gewichte.** Als bewegliche Ladung in anderem Sinne sind auch solche Gewichte zu betrachten, welche nicht fest gelagert, sondern pendelnd aufgehängt sind, wie z. B. die von schwimmenden Kranen aufgenommenen, im Krantakel hängenden Lasten, die in den Davits hängenden Boote usw. Um den Einfluß solcher Lasten auf die Stabilität zu berücksichtigen, hat man sich deren Gewicht im Aufhängepunkt angebracht zu denken und damit die Verschiebung des Gesamtschwerpunktes zu berechnen.

Die Übereinstimmung dieses Falles mit dem der flüssigen Ladung leuchtet aus Abb. 344 sofort ein, wenn man sich das Gewicht der letzteren in  $m$  angebracht denkt.

## E. Leckrechnung.

Dringt durch ein Leck in der Bordwand Wasser in das Schiff, so bewirkt dieses:

1. als Gewichtszunahme eine Vergrößerung des Tiefganges,
2. als Gewichtsverschiebung eine Veränderung der Lage des Schiffes,
3. als flüssige Ladung eine Verminderung der Stabilität (s. S. 371),
4. falls einseitig, eine Schlagseite.

### 1. Überschlägliche Rechnung.

Ist das Leck derart gelegen, daß nur eine bestimmte, nicht zu große Abteilung von bekanntem Rauminhalt und Schwerpunkt vollaufen kann, so betrachte man das eingedrungene Wasser als hinzukommendes Gewicht, berechne dieses nach dem Rauminhalt der Abteilung unter Abzug der darin befindlichen festen Gegenstände, und verfähre dann wie unter b) auf S. 367 (Zuladung und Abladung von Gewichten) gezeigt ist.

### 2. Genaue Rechnung.

Handelt es sich jedoch um eine größere Abteilung und ist die Möglichkeit vorhanden, daß das eindringende Wasser bis zur Schwimmbene und weiter steigen kann, so ist dieses Verfahren nicht anwendbar.

Für die genaue Ermittlung der Lage ist vielmehr zu berücksichtigen, daß das Schiff infolge der durch das Leck hergestellten Verbindung seines Innenraumes mit dem umgebenden Wasser einen Teil seiner bisherigen Verdrängung einbüßt, welcher dem Rauminhalt der überfluteten Abteilung abzüglich der darin festeingebauten Gegenstände entspricht, und daß es daher, weil sein Gewicht unverändert bleibt, tiefer eintauchen muß, um die erforderliche Verdrängung wieder zu erlangen. Die neue Verdrängung wird in der Regel eine andere Schwerpunktslage haben als die ursprüngliche; das Schiff wird also eine Trimmänderung und möglicherweise auch eine Krängung annehmen, derart, daß Form- und Gewichtsschwerpunkt wieder in ein und dieselbe Senkrechte fallen.

Zur Berechnung sind folgende Verfahren geeignet:

**Rechnerische Ermittlung der neuen Lage für das leck Schiff.** Es sind folgende Rechnungen auszuführen:

a) **Parallele Tiefertauchung.** Man berechnet für die leckgewordene Abteilung einen Lastenmaßstab  $v$  (unter Abzug der Verdrängung aller festeingebauten Gegenstände, sowie etwaiger geschlossener Hohlräume, Doppelböden, falls deren Dichtheit durch das Leck nicht gelitten hat) und setzt diesen, den Tiefgängen entsprechend, auf dem Lastenmaßstab der Verdrängung  $V$  von dessen Endpunkten an, also rückwärts, ab, so daß sich ein Lastenmaßstab für das Schiff ohne die überflutete Abteilung  $V - v$  ergibt. Der Tiefgang, bei welchem dieser Lastenmaßstab die ursprüngliche Verdrängung (= Schiffsgewicht) zeigt, ist der

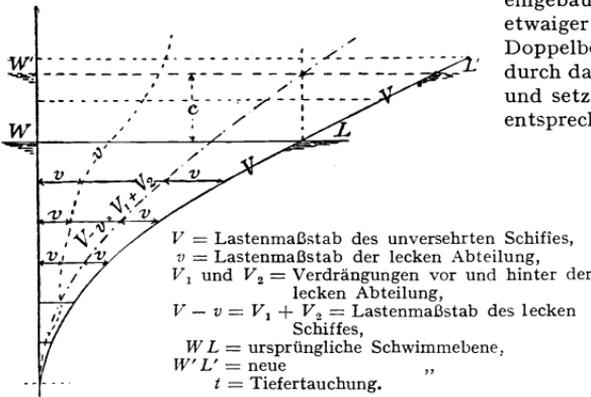


Abb. 345.

gesuchte (in Abb. 345 bei Wasserlinie  $W'L'$ ). Die parallele Tiefertauchung  $t$  erhält man auch, wenn man die Verdrängung  $v$  der leckten Abteilung bis zur ursprünglichen Schwimmebene und die tragenden Flächen  $F_1 + F_2 = \overline{WL} - f$  der verminderten Schwimmebene (Abb. 346) berechnet. Dann ist angenähert, wenn die Tiefgangsveränderung nicht groß ist:

$$t = \frac{v}{F_1 + F_2}.$$

b) **Schwerpunkt der neuen Verdrängung der Länge nach und trimmendes Moment.** Ist  $V' = V_1 + V_2 + v'$  (Abb. 346) die Verdrängung bis Wasserlinie  $W'L'$  nach der parallelen Tiefertauchung um  $t$  und  $V$  die ursprüngliche Verdrängung bis Wasserlinie  $WL$  vor der Überflutung;  $a$  der Schwerpunktsabstand von  $v'$ ,  $b$  der von  $V'$  und  $l$  der von  $V$  vom hinteren Lot (ersterer ist zu berechnen, letztere beiden sind aus dem Kurvenblatt zu entnehmen), so ist der neue Schwerpunktsabstand von  $V_1 + V_2 (= V)$  der Länge<sup>1)</sup> nach

$$x = \frac{b \cdot V' - a \cdot v'}{V_1 + V_2} = \frac{b \cdot V' - a \cdot v'}{V}$$

also  $\pm (l - x) = d$  die in Rechnung zu stellende Verschiebung des Schwerpunktes.

Das trimmende Moment ist also  $\gamma \cdot V \cdot d = P \cdot d$ .

<sup>1)</sup> Der Höhe nach wird der Verdrängungsschwerpunkt in derselben Weise bestimmt; es ist aber gewöhnlich nicht notwendig, da es auf die meist nur geringe Höhenverschiebung nicht ankommt.

c) Trägheitsmoment der neuen Schwimmebene. Sind  $F_1$  und  $F_2$  (Abb. 346) die Flächen der neuen Schwimmebene vor und hinter,  $f$  diejenige in der lecken Abteilung,  $J$  das (aus dem Kurvenblatt zu entnehmende) Trägheitsmoment von  $F_1 + F_2 + f$ , bezogen auf ihren gemeinsamen Schwerpunkt, ferner

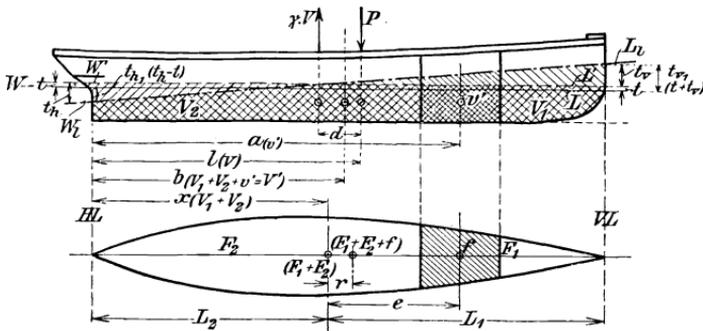


Abb. 346.

$J'$  dasselbe, bezogen auf den Schwerpunkt von  $F_1 + F_2$ <sup>1)</sup>, im Abstände  $r$  von jenem, so ist  $J' = J + r^2 (F_1 + F_2 + f)$ . Ist weiter  $i$  das Trägheitsmoment von  $f$ , bezogen auf seinen Schwerpunkt; endlich  $e$  dessen Abstand vom Schwerpunkt von  $F_1 + F_2$ , so ist das Trägheitsmoment der neuen (tragenden) Schwimmebene  $J'' = J' - (i + e^2 \cdot f)$ .

d) Trimmänderung für den lecken Schiffskörper. Die Höhe des Metazentrums über dem neuen Verdrängungsschwerpunkt ist  $= J''/V$ , aus der sich bei bekanntem  $G$  die Höhe  $\bar{M}_L G$  ergibt. Ist  $G$  nicht bekannt, so genügt es, dafür  $J''/V$  einzusetzen.

Das Trimmmoment für 1 m Trimm ist dann (vgl. S. 357)

$$= \frac{P \cdot \bar{M}_L G}{L},$$

also der entstehende Gesamttauchungsunterschied für die neue Schwimmebene  $W_1 L_1$

$$u = t_v + t_h = \frac{L \cdot P \cdot d}{\bar{M}_L G \cdot P} = \frac{L \cdot d}{\bar{M}_L G}.$$

Dieser verteilt sich auf den Vor- und Hintersteven, wenn  $L_1$  und  $L_2$  die entsprechenden Längen der neuen Schwimmebene bis zu ihrem Schwerpunkt (ohne die Fläche  $f$ ) sind, auf:

$$t_v = u \frac{L_1}{L} \quad \text{und} \quad t_h = u \cdot \frac{L_2}{L}.$$

Im ganzen werden also die Tauchungsänderungen vorn und hinten

$$t_{r_1} = u \frac{L_1}{L} \pm t; \quad t_{h_1} = u \cdot \frac{L_2}{L} \mp t$$

( $\pm$  und  $\mp$ , je nachdem das Leck  $\frac{\text{vor}}{\text{hinter}}$  der Mitte liegt).

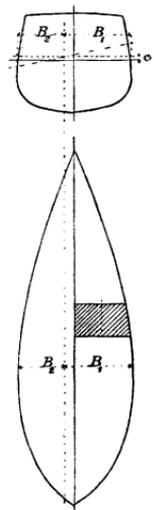


Abb. 347.

Wird die Trimmänderung ( $t_v + t_h$ ) sehr groß, so muß durch besondere Rechnung mit Hilfe der Spantflächenkurven festgestellt werden, ob die Verdrängung bei der berechneten Lage noch gleich dem Schiffsgewicht ist, sowie

<sup>1)</sup> Der  $\odot$  der Schwimmebene  $F_1 + F_2$  wird ebenso bestimmt, wie der von  $V_1 + V_2$ .

ob  $F'$  und  $G$  sich wirklich in derselben Senkrechten befinden. Ist dies nicht der Fall, so sind noch Berichtigungen vorzunehmen.

e) Krängung des lecken Schiffskörpers. Bei einseitiger Lage des Lecks in bezug auf die Mittschiffsebene ist das Trägheitsmoment der unverletzten Schwimmebene der Breite nach und daraus die Krängung (Schlagseite) mittels der Höhe des so erhaltenen Breitenmetazentrums zu berechnen.

Eine Krängung kommt, falls die Anfangsstabilität  $\overline{MG}$  positiv bleibt, jedoch nur dann vor, wenn in der leckgewordenen Abteilung Längsschotte vorhanden sind, die verhindern, daß sich das Wasser gleichmäßig nach beiden Seiten des Schiffes verteilt, und dadurch eine  $\ominus$ -Verschiebung querschiffs =  $d_1$  eintritt. Der Winkel, um den das Schiff sich überlegt, wird dann (vgl. S. 358)

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P \cdot d_1}{P \cdot \overline{MG}} = \frac{d_1}{\overline{MG}},$$

woraus sich die Ein- und Austauschungen an der Bordwand, von denen die Schwimmfähigkeit des Schiffes abhängt, ermitteln lassen. Sie verteilen sich auf beide Schiffseiten ebenfalls in dem Verhältnis der Schwerpunktsentfernungen

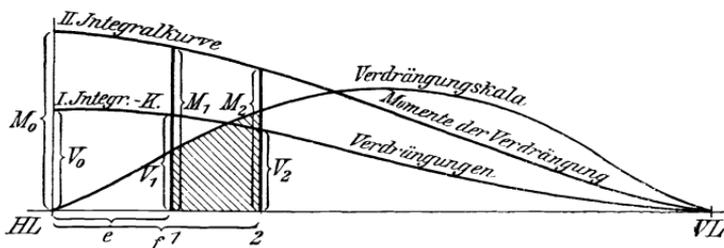


Abb. 348.

$B_1$  und  $B_2$  der neuen Schwimmebene (ohne die überflutete Fläche) von den Bordwänden<sup>1)</sup>.

**Integratorverfahren.** Dieses Verfahren ist besonders geeignet, wenn die Rechnung nicht nur für einen einzelnen überfluteten Raum, sondern für mehrere an verschiedenen Stellen der Schiffslänge gelegene Räume ausgeführt werden soll. Als Grundlage dient die Verdrängungsskala (Abb. 348) des unverletzten Schiffes. Für diese bildet man durch wiederholtes Umfahren mit dem Integrator in bekannter Weise die erste Integralkurve (Verdrängungskurve) und die zweite Integralkurve (Momentenkurve) (Abb. 348, vgl. auch S. 635), mit deren Hilfe man bei Überflutung eines beliebigen Raumes zwischen den Schotten 1 und 2 den Verdrängungsverlust  $v$  und den Schwerpunkt der neuen Verdrängung  $V - v$  der Länge nach berechnen kann. Ist also:

$V_0$  die Verdrängung bei unverletztem Schiff und  $M_0$  ihr Moment bez. auf  $HL$ ,

$V_1$  die Verdrängung von  $VL$  bis 1 und  $M_1$  ihr Moment bez. auf 1,

$V_2$  die Verdrängung von  $VL$  bis 2 und  $M_2$  ihr Moment bez. auf 2,

so ist  $v = V_1 - V_2$  die Verdrängung der lecken Abteilung, also die verbleibende Verdrängung

$$V = V_0 - v = V_0 - (V_1 - V_2) = V_0 - V_1 + V_2$$

und deren Moment (umgerechnet auf  $HL$ )

$$M = M_0 - (M_1 + V_1 \cdot e) + (M_2 + V_2 \cdot f) = M_0 - M_1 + M_2 - V_1 \cdot e + V_2 \cdot f,$$

somit die neue Schwerpunktslage der verbleibenden Verdrängung =  $M/V$ .

<sup>1)</sup> Vgl. hierzu auch: The stability of a damaged battleship. Engg. 1898, S. 822.

Diese Integration ist für eine Anzahl paralleler Tiefertauchungen auszuführen, und daraus sind folgende Kurven abzusetzen (Abb. 349):

1. die Lastenmaßstäbe für unverletztes ( $V_0$ ) und verletztes Schiff

( $V = V_0 - V_1 + V_2$ ),

2. die drei Momentenkurven der Werte  $M_0, M_1, M_2$ .

Wie oben (S. 378) findet man daraus die parallele Tiefertauchung  $t$  und damit die zugehörigen Momente  $M_0, M_1, M_2$ ;

also auch das resultierende Moment  $M$  der Verdrängung  $V$  und die Schwerpunktslage für das lecke Schiff. Fortgang der Rechnung wie unter 1.

**Interpolationsverfahren mit Hilfe der Verdrängungs- und Schwerpunktskurven für 2 m Trimm<sup>1)</sup>.** Für den Bereich der in Betracht kommenden Tiefgänge (z. B. Konstruktionstiefgang minus 1 m, Konstruktionstiefgang, Konstruktionstiefgang plus 0,5 m, Konstruktionstiefgang plus 1,5 m, evtl. noch mehr) werden die Spantenskalen für Gleichlastigkeit, 2 m Kopplastigkeit und 2 m Steuerlastigkeit aufgetragen (s. Abb. 350, für den zu überflutenden Raum wird sodann die Größe der wegfallenden Verdrängung sowie ihres Schwerpunktes für alle Tauchungen und Lagen ermittelt. Die Ergebnisse werden zu folgender Tabelle zusammengestellt:

Vorrechnung.

	2 m Steuerlastigkeit	Gleichlastigkeit	2 m Kopplastigkeit
Tauchung <i>KWL</i> - 1 m.			
Wegfallende Verdrängung . . . . .	299 m <sup>3</sup>	344 m <sup>3</sup>	384 m <sup>3</sup>
Unterschied . . . . .	344 - 299 = 45 m <sup>3</sup>		384 - 344 = 40 m <sup>3</sup>
⊙ vor <i>HP</i> . . . . .	69,92 m	70,04 m	70,12 m
Tauchung <i>KWL</i> .			
Wegfallende Verdrängung . . . . .	423 m <sup>3</sup>	470 m <sup>3</sup>	514 m <sup>3</sup>
Unterschied . . . . .	470 - 423 = 47 m <sup>3</sup>		514 - 470 = 44 m <sup>3</sup>
⊙ vor <i>HP</i> . . . . .	69,98 m	70,06 m	70,17 m
Tauchung <i>KWL</i> + 0,5 m .			
Wegfallende Verdrängung . . . . .	493 m <sup>3</sup>	540 m <sup>3</sup>	584 m <sup>3</sup>
Unterschied . . . . .	540 - 493 = 47 m <sup>3</sup>		584 - 540 = 45 m <sup>3</sup>
⊙ vor <i>HP</i> . . . . .	70,01 m	70,07 m	70,15 m
Tauchung <i>KWL</i> + 1,5 m .			
Wegfallende Verdrängung . . . . .	617 m <sup>3</sup>	666 m <sup>3</sup>	716 m <sup>3</sup>
Unterschied . . . . .	666 - 617 = 49 m <sup>3</sup>		716 - 666 = 50 m <sup>3</sup>
⊙ vor <i>HP</i> . . . . .	70,05 m	70,11 m	70,17 m

<sup>1)</sup> Angeben von Zetzmann: Schiffbau Jg. 4, S. 761.

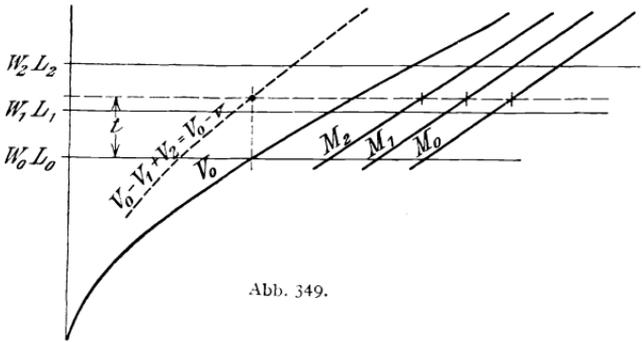


Abb. 349.

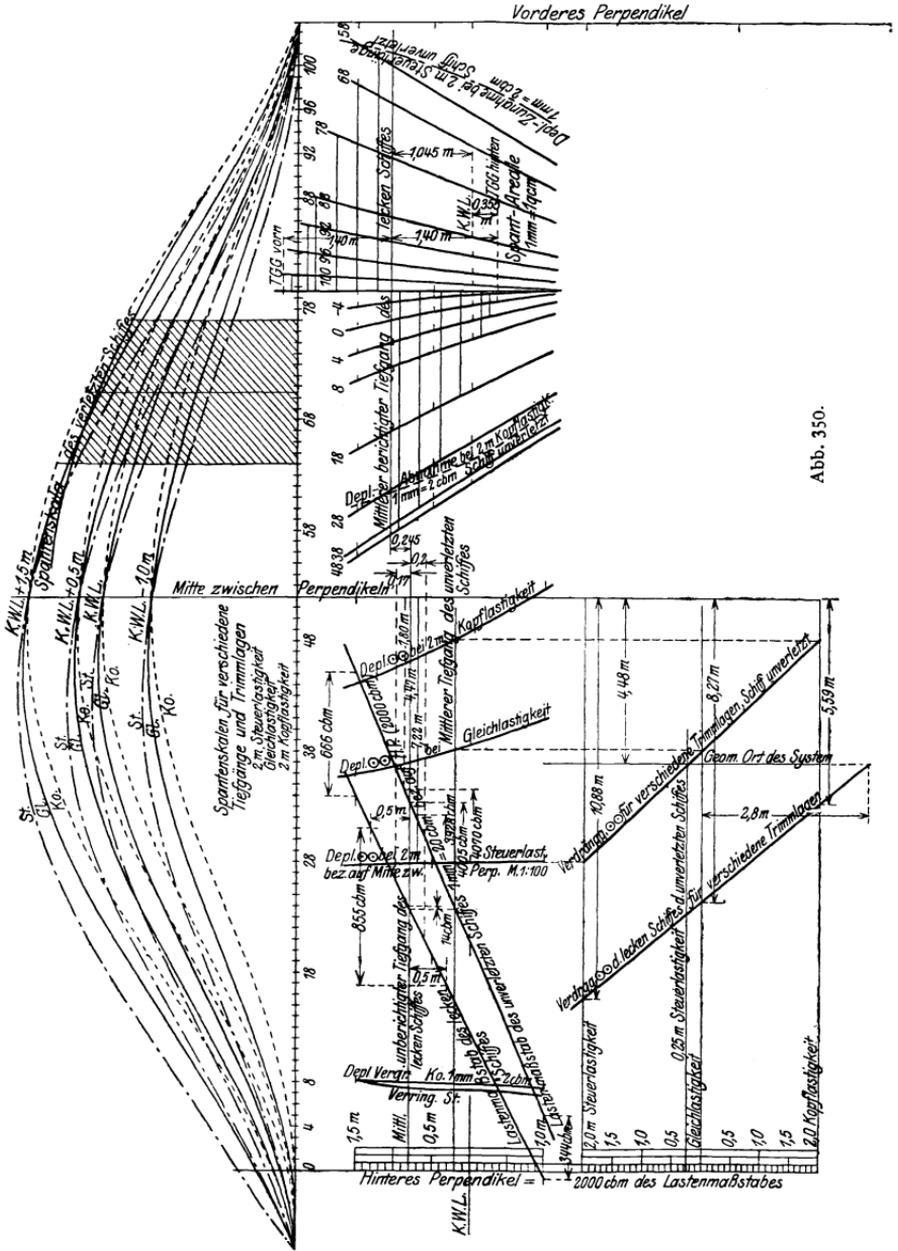


Abb. 350.

Dann werden von der Verdrängungsskala für das unverletzte Schiff (gleichlastige Lage) die wegfallenden Verdrängungen für Gleichlastigkeit nach links abgesetzt, so daß die „Verdrängungsskala für das lecke Schiff“ (gleichlastige Lage) entsteht. Ferner werden die Vergrößerung bzw. Verringerung der wegfallenden

Verdrängungen bei Ungleichlastigkeit ( $\pm 2$  m) als Kurven aufgesetzt. Für das unverletzte Schiff, dessen Tiefgang und genaue Trimmlage bekannt ist, wird aus der Verdrängungsskala zunächst die Verdrängung bei Gleichlastigkeit ermittelt. Aus Abb. 350 ist für die gegebene Trimmlage die zugehörige Verdrängungsvergrößerung zu entnehmen (z. B. für 0,25 m Steuerlastigkeit  $= \frac{0,25 \text{ m}}{0,2 \text{ m}} \cdot 116 \text{ m}^3 = 14 \text{ m}^3$ ). Weiter sind die ermittelten Verdrängungsschwerpunkte für verschiedene Trimmlagen aufgetragen, und zwar sowohl für das verletzte als für das unverletzte Schiff. Aus ihr ist die Lage des Verdrängungsschwerpunktes für die Trimmlage des unverletzten Schiffes ohne weiteres zu entnehmen; in gleicher Längelage liegt der Gewichtsschwerpunkt. Aus dem Lastenmaßstab für das lecke Schiff ist der „mittlere unberichtigte Tiefgang“ zu entnehmen. Für diesen Tiefgang stellen sich die Verdrängungen für verschiedene Trimmzustände beispielsweise wie folgt:

	2 m Steuerlastigkeit	Gleichlastigkeit	2 m Kopflastigkeit
Verdrängung des unverletzten Schiffes . . . . .	4004 + 125 = 4129 m <sup>3</sup>	4004 m <sup>3</sup>	4004 - 105 = 3899 m <sup>3</sup>
Wegfallende Verdrängung . . .	572 - 47 = 525 m <sup>3</sup>	572 m <sup>3</sup>	572 + 45 = 617 m <sup>3</sup>
Verdrängung des lecken Schiffes	3604 m <sup>3</sup>	3432 m <sup>3</sup>	3282 m <sup>3</sup>
Ursprüngliche Verdrängung . .	3432 m <sup>3</sup>	3432 m <sup>3</sup>	3432 m <sup>3</sup>
Unterschied . . . . .	zu viel: 172 m <sup>3</sup>	0 m <sup>3</sup>	zu wenig: 150 m <sup>3</sup>

Verdrängungsänderung für m Tiefgangsänderung (gleichlastig) aus der „Verdrängungsskala des lecken Schiffes“ = 855 m<sup>3</sup>.

Demnach: Austauchung für 2 m Steuerlastigkeit =  $\frac{172}{855} = 0,20$  m,

Eintauchung für 2 m Kopflastigkeit =  $\frac{150}{855} = 0,17$  m.

Dann wird für

	2 m Steuerlastigkeit	Gleichlastigkeit	2 m Kopflastigkeit
Mittlerer Tiefgang . . . . .	<i>KWL</i> + 0,80 - 0,20 m	<i>KWL</i> + 0,80 m	<i>KWL</i> + 0,80 + 0,17 m
Verdrängung des unverletzten Schiffes . . . . .	3806 + 122 = 3928 m <sup>3</sup>	4004 m <sup>3</sup>	4178 - 108 = 4070 m <sup>3</sup>
Wegfallende Verdrängung . . .	543 - 47 = 496 m <sup>3</sup>	572 m <sup>3</sup>	592 + 46 = 638 m <sup>3</sup>
Verdrängung des lecken Schiffes	3432 m <sup>3</sup>	3432 m <sup>3</sup>	3432 m <sup>3</sup>

Die Schwerpunktlagen für das unverletzte Schiff werden aus Abb. 350 entnommen; für die wegfallende Verdrängung werden sie durch Interpolation aus den Ergebnissen der Vorrechnung (s. oben) ermittelt.

Es ergibt sich weiter:

	2 m Steuerlastigkeit			Gleichlastigkeit			2 m Kopflastigkeit		
	m <sup>3</sup>	⊙ L	Moment L	m <sup>3</sup>	⊙ L	Moment L	m <sup>3</sup>	⊙ L	Moment L
Unverletztes Schiff	3928	44,68	175 503	4005	47,43	189 957	4070	50,10	203 907
Wegfallender Teil	496	70,01	34 725	572	70,08	40 086	638	70,16	44 762
Leckes Schiff	3432	41,02	140 778	3433	43,66	149 871	3432	46,31	159 145

Hiernach wird die Kurve der Verdrängungsschwerpunkte des lecken Schiffes für verschiedene Trimmlagen aufgetragen, aus welcher sich für das gewählte

Beispiel eine Kopplastigkeit von 2,8 m ablesen läßt. Da das lecke Schiff bei 2 m Kopplastigkeit  $149 \text{ m}^3$  verliert, verliert es bei 2,8 m Kopplastigkeit  $209 \text{ m}^3$ . Hierfür taucht es weitere 0,245 m tiefer. Es ergeben sich also folgende Tiefgänge:

	Vorn:	Hinten:
Mittlerer unberichtigter Tiefgang des lecken Schiffes . . . . .	$KWL + 0,8 \text{ m}$	$KWL + 0,8 \text{ m}$
Korrektur für Kopplastigkeit . . . . .	$+ 1,4 \text{ m}$	$- 1,4 \text{ m}$
Korrektur für Verdrängungsverlust infolge Kopplastigkeit . . . . .	$+ 0,245 \text{ m}$	$+ 0,245 \text{ m}$
Berichtigter Tiefgang des lecken Schiffes	$KWL + 2,445 \text{ m}$	$KWL - 0,355 \text{ m}$

Da für den beispielsweise gegebenen Fall aus dem errechneten Diagramm für 2 m Trimmelage eine Trimmelage von 2,8 m (also außerhalb der errechneten Punkte) abgelesen wurde, ist es zweckmäßig, mit Hilfe von Spantarealkurven eine Nachprüfung vorzunehmen.

#### Leckrechnung zur Nachprüfung von Schottabständen<sup>1)</sup>.

Das Verfahren ist eine einfache Umkehrung der bei Ermittlung der Schottkurven üblichen Grenzlagen-Methode. Während bei der Schottenrechnung aus dem Schiffsgewicht, der Verdrängung bis zur Tauchgrenze und dem Schwer-

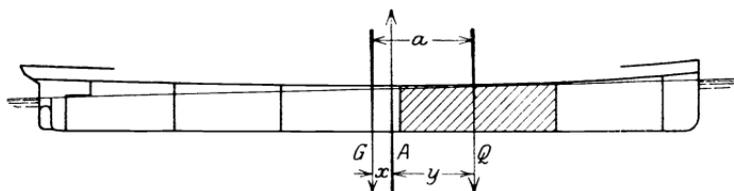


Abb. 351.

punktsabstand beider sowohl Inhalt als Schwerpunkt des zulässigen lecken Raumes ermittelt wird, erhält man bei dieser Leckrechnung aus dem Schiffsgewicht, dem Inhalt des fraglichen lecken Raumes und dem Schwerpunktsabstand beider die zugehörige Trimmelage des Schiffes. Diese kann als der Grenzlage sehr nahe kommend vorausgesetzt werden, da die aus den Schottkurven entnommenen Schottabstände bzw. flutbaren Längen meist an der Grenze des Zulässigen liegen. Daher liegt in der weiteren Annahme, daß der lecke Raum bis zum Schottendeck voll Wasser läuft, auch nur ein geringer Fehler, und zwar nach der sicheren Seite hin; vorausgesetzt ist natürlich, daß das Deck überhaupt unter Wasser kommt, also ein geringerer Schottentiefgang zugrunde gelegt werden müßte.

Zunächst besteht die bekannte Momentengleichung zwischen Schiffsgewicht und eingedrungener Wassermenge, bezogen auf den vorläufig noch unbekanntem Schwerpunkt der Verdrängung bis zu der ebenfalls unbekanntem Schwimmlinie des lecken Schiffes (Abb. 351):

$$G x = Q y .$$

Ferner ist bekannt:  $x + y = a$ , worin  $a$  der Schwerpunktsabstand des lecken Raumes vom Gewichtsschwerpunkt ist. Der Schwerpunkt des lecken Raumes ist (evtl. unter Berücksichtigung verschiedener Flutbarkeiten) leicht zu ermitteln. Der Schwerpunktsabstand der neuen Verdrängung vom Gewichtsschwerpunkt

$$\text{ergibt sich also zu } x = \frac{Q \cdot a}{G + Q} .$$

<sup>1)</sup> Angegeben von Dipl.-Ing. Wolfrom: Schiffbau 1914, S. 71; s. a. S. 635.

Zur Ermittlung der zugehörigen Trimmelage sind noch folgende Vorbereitungen nötig. Es werden genau wie bei der Schottrechnung die Verdrängungen mit den zugehörigen Schwerpunkten berechnet, für verschiedene Trimmlagen, bei denen die Schwimmbene das Schottendeck bzw. die Tauchgrenze unter Deck berührt. Die Verdrängungen sind bei wagerechter Schwimmlage am größten und nehmen mit wachsender Vertrimmung ab. Setzt man diese Verdrängungen auf einer Ordinatenachse ab und zu jedem Punkt als Abszisse den zugehörigen Schwerpunktsabstand von Mitte Schiff, so erhält man die in Abb. 352 dargestellte Kurve, in der die Punkte 1 bis 10 die verschiedenen Grenzlagen darstellen (für den Bereich des ganzen Schiffskörpers; soll nur ein Raum untersucht werden, so genügt Feststellung einiger Punkte im Bereich und in der Nähe des zu untersuchenden Raumes). Durch Eintragen des oben ermittelten Schwerpunktsabstandes  $x$ , unter Berücksichtigung eines evtl. vorhandenen Abstandes des Gewichtsschwerpunktes von Mitte Schiff, erhält man aus der Kurve eine dem gegebenen Schwerpunkte entsprechende Grenzverdrängung und durch Interpolation (in diesem Fall zwischen 8 und 9) die zugehörige Trimmelage.

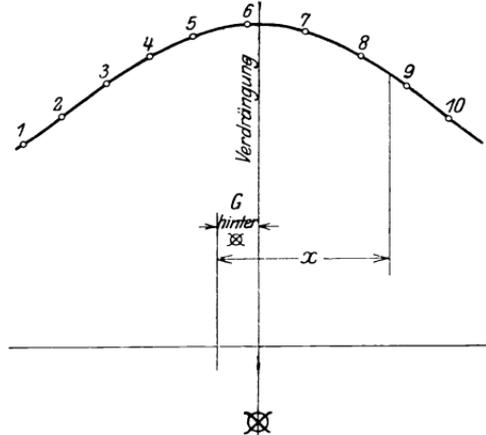


Abb. 352.

Für den Grenzfall würde also diese Verdrängung gleich  $G + Q$  sein. Ist sie größer als  $G + Q$ , so ist der Unterschied die Reserveverdrängung, wobei allerdings  $Q$  um die nunmehr austauchende Schicht zu groß eingesetzt ist. Bei kleinen Unterschieden wird man diese Ungenauigkeit als Sicherheit bestehen lassen und die Austauchung, d. h. die etwa mögliche Vergrößerung des Schottentiefganges, lediglich aus der unverletzten Fläche der Wasserlinie bestimmen. Es genügt hierbei, die Wasserlinie für wagerechte Schwimmlage zu benutzen, da die Flächen bei größerem Trimm abnehmen und sich im allgemeinen wenig verändern. Man läuft also nicht Gefahr, eine zu große Austauchung anzunehmen. Für größere Austauchungen und genauere Rechnungen empfiehlt sich die Aufzeichnung von partiellen Verdrängungsskalen, die im Bereich der mutmaßlichen Austauchung leicht aus den Wasserlinienflächen gewonnen werden können. Man setzt hiervon rückwärts die auf gleiche Art ermittelte Skala des lecken Raumes ab und erhält auf dieser in üblicher Weise die neue Schwimmlage durch Eintragen des Schiffsgewichtes.

Wenn die Austauchung im allgemeinen gering ist, kann evtl. Verschiebung des Verdrängungsschwerpunktes unberücksichtigt bleiben.

Das Verfahren ist besonders vorteilhaft und übersichtlich, sobald von einem Schiff mehrere Leckrechnungen ausgeführt werden sollen.

## F. Strandung.

Gerät ein Schiff auf Grund, d. h. in eine Wassertiefe, welche geringer ist als der größte Tiefgang bei aufrechter Lage, so findet eine Abnahme an Auftrieb statt, die ersetzt wird durch einen am Boden des Schiffes (Kiel) wirkenden Druck. Dieser ist gleich dem Überschuss des Schiffsgewichtes über den Auftrieb und bewirkt infolge des nunmehr labilen Gleichgewichtes eine Neigung des Schiffes um den Unterstützungspunkt als Drehpunkt.

Findet bei irgendeiner Neigung Gleichgewicht statt, so gilt sowohl für die Kräfte selbst wie auch für deren Momente in bezug auf den Drehpunkt, daß ihre algebraische Summe gleich Null sein muß.

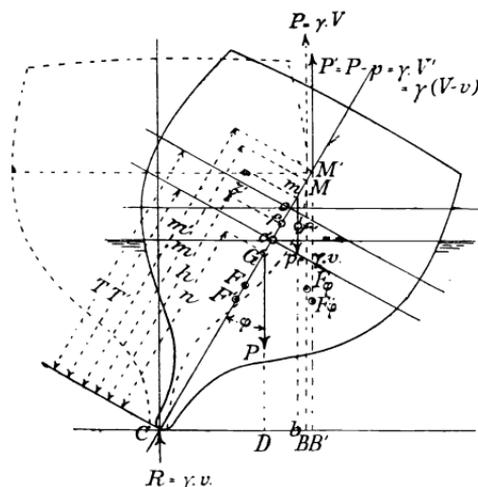


Abb. 353.

Ist also  $P$  das Schiffsgewicht,  $\gamma \cdot V$  die ursprüngliche,  $\gamma \cdot V'$  die dem geringeren Tiefgang entsprechende Verdrängung und  $R$  der Gegendruck am Kiel, so ist (Abb. 353)

$$1. R = P - \gamma \cdot V' \\ = \gamma \cdot (V - V') = \gamma \cdot v,$$

$$2. R \cdot o = P \cdot \overline{CD} - \gamma \cdot V' \cdot \overline{CB'},$$

also

$$\gamma \cdot V \cdot n \cdot \sin \varphi = \gamma \cdot V' \cdot m' \cdot \sin \varphi,$$

daher  $V \cdot n = V' \cdot m'$

nach den Bezeichnungen in der Abbildung.

Sind nun  $BM$  und  $bm$  die Auftriebsrichtungen der ursprünglichen und der wegge-

fallenen Verdrängung bei der Neigung um den Winkel  $\varphi$ , so ist die Lage von  $BM$  bestimmt durch die Gleichung:

$$V \cdot \overline{CB} = V' \cdot \overline{CB'} + v \cdot \overline{Cb} \quad \text{oder} \quad V \cdot m = V' \cdot m' + v(h + z'),$$

hiervon ab  $V \cdot n = V' \cdot m'$

$$\text{gibt } V(m - n) = V \cdot \overline{MG} = v(h + z'),$$

d. h. das ursprüngliche Stabilitätsmoment wird vernichtet durch das Moment des Kräftepaars, bestehend aus dem Druck am Kiel und dem wegfallenden Auftrieb. Aus  $V \cdot n = V' \cdot m'$  folgt aber auch, da  $V = V' + v$ :

$$V' \cdot (m' - n) = v \cdot n \quad \text{und} \quad V' \cdot \overline{M'G} = v \cdot n,$$

folglich ist

$$V \cdot \overline{MG} - V' \cdot \overline{M'G} = v(h + z' - n) = v \cdot \overline{Gm},$$

somit  $v \cdot \overline{Gm} \cdot \sin \varphi$  die Abnahme der Stabilität infolge des Aufsitzens.

Dieser Abnahme an Neigungswiderstand muß beim Docken durch rechtzeitigem Ansetzen von Seitenstützen Rechnung getragen werden.

Denkt man sich die Neigung so weit zunehmend, daß die Verdrängung wieder  $= V$  wird, so wird  $R = 0$  und demnach auch die Abnahme an Stabilität  $= 0$ . Es gilt also wieder die Gleichung

$$V \cdot \overline{MG} = v(h + z').$$

Um den Winkel, bei welchem dies eintritt, angenähert zu berechnen, nehme man an, daß die Schwimmebenen der geneigten Lage mit denen der aufrechten Lage sich in  $O$  und  $O'$  schneiden, und daß der Schwerpunkt der geneigten Schicht in  $f$  auf ihrer halben Höhe liege, dann ist bei einer Wasserlinienfläche  $W$  und den Tiefgängen  $T$  und  $T'$ :

$$v = W(T - T'); \quad h = T - \frac{T - T'}{2} = \frac{T + T'}{2}; \quad z' = 0, \quad \text{also} \quad (h + z') = h;$$

somit

$$V \cdot \overline{MG} = v \cdot h = W \frac{T^2 - T'^2}{2},$$

woraus

$$T'^2 = T^2 - \frac{2V}{W} \overline{MG},$$

$$T' = T \sqrt{1 - \frac{2V}{W \cdot T^2} \overline{MG}}, \quad \left\{ \begin{array}{l} V = L B T \cdot \delta \\ W = L B \cdot \alpha \end{array} \right.$$

eingesetzt gibt:

$$\frac{T'}{T} = \sqrt{1 - \frac{2 \cdot \delta}{T \cdot \alpha} \overline{MG}}$$

als das Verhältnis der Tiefgänge.

Da nun in diesem Falle  $\cos \varphi = \frac{T'}{T}$ , so ist aus

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \frac{2 \cdot \delta}{T \cdot \alpha} \overline{MG}}$$

der Winkel angenähert zu berechnen, bei welchem nach Veränderung der Wassertiefe von  $T$  auf  $T'$  kein Druck am Kiel mehr stattfindet.

Diesen Winkel muß man durch Verschieben von Gewichten oder durch taktmäßig wiederholtes Überlaufen von Mannschaften zu erreichen suchen, um das Schiff wieder flott zu machen. Bei Segelbooten erreicht man dies unter Umständen schon durch entsprechende Segelstellung.

### G. Docken.

Wichtig ist die Bestimmung des Druckes auf den hintersten Stapelklotz beim Docken steuerlastiger Schiffe.

Ist die Steuerlastigkeit  $T_h - T_v$ , und sind die Stapelklötze wagerecht, so bildet der Kiel des frei schwimmenden Schiffes mit der Oberkante der Stapelklötze den Winkel (s. Abb. 354)

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{T_h - T_v}{L}.$$

Nimmt man auch hier den Schwerpunkt der wegfallenden Schicht  $v$  in der Mitte, d. h. auf  $\frac{L}{2}$  an, so wird

$$R \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \psi = P \cdot \overline{GH} = P \cdot \overline{M_L G} \sin \psi;$$

$$R \cdot \frac{L}{2} = P \cdot \overline{M_L G} \cdot \operatorname{tg} \psi = P \cdot \overline{M_L G} \cdot \frac{T_h - T_v}{L};$$

also

$$R = 2P \cdot \frac{T_h - T_v}{L^2} \cdot \overline{M_L G},$$

worin  $\overline{M_L G}$  die Höhe des Längenmetazentrums über  $G$  beim Winkel  $\psi$  ist.

Setzt man diese (angenähert)

$= L$ , so wird der Druck auf den hintersten Stapelklotz, unmittelbar bevor das Schiff in der ganzen Länge sich auf die Stapelung aufsetzt:

$$R = 2P \cdot \frac{T_h - T_v}{L}.$$

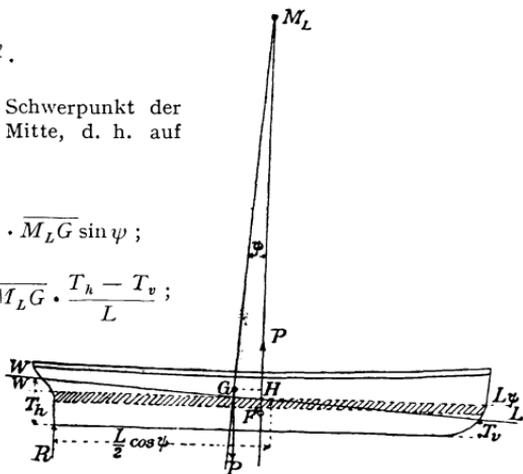


Abb. 354.

Ist die Oberkante der Stapelklötze nicht wagerecht, sondern um den Winkel  $\alpha$  gegen den Horizont geneigt, so wird der Winkel, um den das Schiff getrimmt werden muß:

$$\psi' = \psi - \alpha \quad \text{und} \quad \text{tg} \alpha = \frac{T'_h - T'_v}{L},$$

wenn  $T'_h$  und  $T'_v$  die Tiefgänge im Augenblick des Aufsitzens sind.

Daher ist  $\text{tg} \psi' = \text{tg} \psi - \text{tg} \alpha$  (wenn man den verhältnismäßig kleinen Wert  $\text{tg} \psi \cdot \text{tg} \alpha$  vernachlässigt), also

$$R \cdot \frac{L}{2} = P \cdot \overline{M_L G} \text{tg} \psi' = P \cdot \overline{M_L G} \left[ \frac{T_h - T_v}{L} - \frac{T'_h - T'_v}{L} \right];$$

folglich:

$$R = 2P \frac{(T_h - T'_h) - (T_v - T'_v)}{L^2} \overline{M_L G}; \quad \left\{ \begin{array}{l} T_h - T'_h = h \\ T_v - T'_v = v \end{array} \right\}$$

gesetzt (wie S. 357); gibt:

$$R = 2P \frac{h - v}{L^2} \overline{M_L G}$$

und angenähert (für  $\overline{M_L G} = L$ ):

$$R = 2P \frac{h - v}{L}.$$

Soll  $T'_h < T'_v$  werden, was vorkommen kann, z. B. wenn man mittels Schwimmdocks ein Schiff so aus dem Wasser heben will, daß die Schraube freigelegt wird, so wird  $\alpha$  negativ, also  $\psi' = \psi + \alpha$  und demzufolge auch (da nun  $T_v - T'_v = -v$ ):

$$R = 2P \frac{h + v}{L^2} \overline{M_L G} \approx 2P \frac{h + v}{L}.$$

Bei den Schiffen mit tief herabreichender Hinterstevenhacke ist durch entsprechende Stellung der Stapelklötze dafür zu sorgen, daß der stärkste Druck beim Docken nicht auf leicht verletzbar Stellen kommt. Andererseits darf aber auch keine allzu beträchtliche Strecke der Schiffslänge ohne Unterstützung bleiben, weil dann leicht der Verband des Schiffskörpers gefährdet wird, wie das Beispiel des Nordd. Lloydampfers „Fulda“ beweist<sup>1)</sup> (s. auch Abschn. Festigkeit).

## H. Stapellauf<sup>2)</sup>.

Bei jedem Stapellauf sind drei zeitlich getrennte, unmittelbar aufeinanderfolgende Vorgänge zu unterscheiden:

1. der Vorlauf, das Hinabgleiten des Schiffes auf der Ablaufbahn bis zu dem Augenblick, wo der tiefste Punkt des Schiffes (oder Schlittens) — gewöhnlich der Fußpunkt des Hinterstevens — die Wasserfläche berührt;
2. der eigentliche Ablauf, das Hinabgleiten des Schiffes mit zunehmender Eintauchung und entsprechender allmählicher Entlastung der Gleitbahn bis zu dem Augenblick, wo das Schiff um die Vorderkante des Schlittens dreht;
3. das Aufschwimmen, welches mit dem Drehen um die Vorderkante des Schlittens beginnt und mit dem freien Abschwimmen endet.

<sup>1)</sup> „Fulda“, ein Schiff mit nach vorne sehr stark auflaufendem Kiel, dockte anfangs 1899 in Birkenhead bei Liverpool. Hierbei wurde der vordere, über die Stapelklötze sich erhebende Teil des Kiels, beinahe  $\frac{1}{4}$  der ganzen Schiffslänge, nicht genügend abgestützt, so daß die Dockstapel brachen, das Schiff ins Dock fiel und gänzlich wrack wurde. Vgl. Engg. Juli 1899; Schiffbau Jg. 1, S. 14.

<sup>2)</sup> Vgl. Pollard et Dubeout: Bd. II, S. 143; Schmidt: Stabilität, S. 147.

### 1. Der Vorlauf.

Der Vorlauf ist die Bewegung eines auf schiefer Ebene mit gleichförmiger Beschleunigung gleitenden Körpers. Um sie einzuleiten, muß die Reibung  $R$  überwunden werden. Diese ändert sich mit dem spezifischen Flächendruck (Druck auf die Flächeneinheit), der Geschwindigkeit des gleitenden Körpers und der Beschaffenheit und Temperatur der gleitenden Oberflächen. Unter dem Reibungswert  $\mu$  versteht man die Tangente desjenigen Neigungswinkels  $\varrho$  der schiefen Ebene, bei welchem ein Hinabgleiten des beweglichen Körpers gerade noch unterbleibt. Es ist daher

$$\mu = \operatorname{tg} \varrho$$

und der Reibungswiderstand  $R$  bei dem Normaldruck  $N$

$$R = N \cdot \mu.$$

Ferner die bewegende Kraft  $K$  parallel zur Ablaufbahn (Abb. 355)

$$\begin{aligned} K &= G \cdot \sin \alpha - R = G \cdot \sin \alpha - G \cdot \mu \cos \alpha \\ &= G (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha) = G \cdot \cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha - \mu). \end{aligned}$$

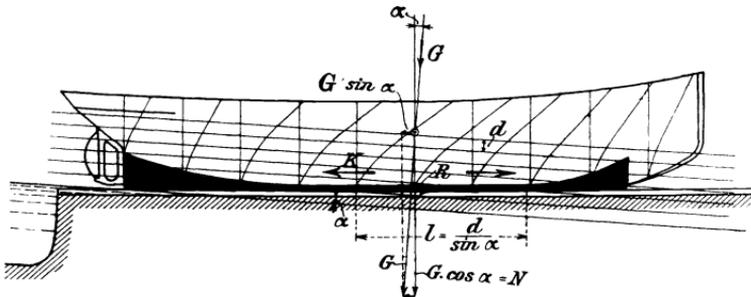


Abb. 355.

Neigungswinkel der Ablaufbahn: Zur Einleitung der Ablaufbewegung (des Vorlaufs) muß also  $\operatorname{tg} \alpha > \mu$ , d. h. die Tangente des Neigungswinkels der Ablaufbahn größer als deren Reibungswert sein. Damit  $\alpha$  nicht zu groß wird, muß  $\mu$  durch Schmierung der Ablaufbahn möglichst verringert werden.

Den Fall der Ablaufbahn wählt man gewöhnlich

für kleine Schiffe	= 1 : 12 bis 1 : 14,
„ mittlere „	= 1 : 16 „ 1 : 18,
„ große „	= 1 : 20 „ 1 : 24.

Falls es die Wassertiefe gestattet, ist es unter Umständen zweckmäßig, die Ablaufbahn mit zunehmender Neigung herzustellen, also als Kreisstapel mit  $R = 5000$  bis  $15\,000 \text{ m}^2$ ).

Der Kreisbogen wird in folgender Weise abgesetzt: Es sei  $AB$  die Grundlinie,  $AC$  die Höhe des Kreisstapels. Man errichte in  $B$  auf der Sehne  $CB$  die Senkrechte  $BD$  und auf der Grundlinie  $AB$  die Senkrechte  $BE$ , welche die Parallele zu  $AB$  in  $D$  und  $E$  schneiden.

Sodann teile man  $AB$ ,  $CD$  und  $BE$  in eine gleiche Anzahl Teile und ziehe die Verbindungslinien, wie in Abb. 356 angegeben. Die Schnittpunkte sind Punkte des gesuchten Kreisbogens.

**Flächendruck:** Der Flächendruck zwischen Schlitten und Bahn steigt mit der Größe der Schiffe. Nur in Ausnahmefällen übersteigt er für Schiffe von 50 m

<sup>1)</sup> Vgl. Weitbrecht: Die Stapellaufrechnung und ihr Einfluß auf den Bau der Helling. Schiffbau Jg. 10, S. 124; und Commentz: Stapellaufuntersuchungen und Messungen „Bahia Blanca“. Schiffbau Jg. 13, S. 429; Lienau: Stapellaufmessungen beim Ablauf des Lloyd-dampfers „Berlin“. Schiffbau Jg. 10, S. 471; und Schwarzenberg: Vereinfachte Berechnung von kreisförmigen Ablaufbahnen. Schiffbau Jg. 8, S. 637.

Länge 15 t/m<sup>2</sup>, bei 100 m Länge 20 t/m<sup>2</sup>, bei 150 m 25 t/m<sup>2</sup>, 200 m 30 t/m<sup>2</sup>. Bei noch größeren Schiffen werden die Werte meist etwas kleiner. Im Mittel

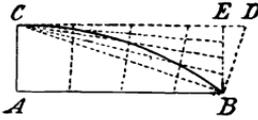


Abb. 356.

bleibt man etwa auf  $\frac{3}{4}$  dieser Zahlen. Die Druckverteilung über die Länge des Schlittens ergibt sich als Trapezlast, deren Verteilungsverhältnis durch die Lage des Gewichtsschwerpunktes bestimmt ist.

**Reibungswert:** Der Reibungswert zwischen Schlitten und Bahn von Eichenholz, mit Seife und Talg als Schmierung, beträgt bei Beginn des Ablaufes (Ruhestand)  $\mu = 0,04$  bis 0,08. Im Bewegungszustand ist er wesentlich vom Flächendruck abhängig und beträgt bei etwa

$$30 \text{ t/m}^2 \quad \mu = 0,018 \text{ bis } 0,030,$$

$$20 \text{ „} \quad \mu = 0,025 \text{ „ } 0,038,$$

$$10 \text{ „} \quad \mu = 0,033 \text{ „ } 0,046.$$

**Beschleunigungen und Geschwindigkeiten:** Bezeichnet man  $x$  als den Ablaufweg,  $t$  als die Ablaufzeit, so gilt für die Beschleunigung

$$p = \frac{d^2 x}{d t^2} = \frac{K}{M} = \frac{K \cdot g}{G} = g \cdot (\sin \alpha - \mu \cos \alpha),$$

worin

$$M, \text{ die bewegte Masse,} = \frac{G}{g} = \frac{\text{Schiffsgewicht}}{\text{Erdbeschleunigung}}$$

ist. Die Beschleunigung ist mithin gleichmäßig.

Die Geschwindigkeit  $v$  ist nach  $t$  Sekunden

$$v = \frac{d x}{d t} = p \cdot t = g \cdot t \cdot (\sin \alpha - \mu \cos \alpha).$$

Die Geschwindigkeit nach einer bestimmten Ablaufstrecke ergibt sich aus den Beziehungen

$$x = \frac{1}{2} p t^2 \quad \text{und} \quad v = p \cdot t \quad \text{zu} \quad v = \sqrt{2 p x}.$$

## 2. Der eigentliche Ablauf.

**Momentenrechnung:** Während des eigentlichen Ablaufes berührt der Schlitten in seiner ganzen Länge (bzw. der Kiel bei Ablauf auf dem Kiel), soweit er sich noch über der Bahn befindet, die Bahn, liegt also auf und parallel zu ihr. Der Druck, den sein Gewicht auf die Bahn ausübt, nimmt beständig in dem Maße ab, wie der Auftrieb durch das allmähliche Eintauchen des Schiffes zunimmt. Die Mittelkraft  $R$  aus Auftrieb und Gewicht gibt die Lage des theoretischen Unterstützungspunktes an, über welchem das Schiff sich in der Längsschiffrichtung im Gleichgewicht befinden würde. Die Mittelkraft  $R$  darf beim Ablauf nicht außerhalb der Kante der Vorhelling (Unterende der Ablaufbahn) oder in ihre Nähe fallen, weil sonst das Schiff um diese Kante kippen oder zu hohen Bodendruck erleiden würde und leicht Beschädigungen erhalten könnte.

Zur Beurteilung dieses Vorganges fertigt man ein Momentenkurvenblatt (Abb. 357) für den Stapellauf in folgender Weise an:

Man stelle sich statt der Bewegung des Schiffes zum ruhenden Wasserspiegel diesen am Schiffe emporsteigend vor. Dem Abstand  $d$  der einzelnen Schwimmbenen voneinander entspricht dann die vom Schiffe jedesmal zu durchlaufende

Strecke  $l = \frac{d}{\sin \alpha}$  (Abb. 355).

Von der Abszissenachse aus setzt man also auf den im Abstand  $l$  eingezeichneten Ordinaten die Ergebnisse der folgenden Berechnung ab:

**Verdrängungen und Auftriebsmomente**, bezogen auf das Unterende der Ablaufbahn. Man berechnet mit Hilfe der Spantintegralkurven

die Verdrängungen (einschließlich derjenigen des Schlittens) für die einzelnen unter dem Winkel  $\alpha$  durch das Schiff gelegten Wasserlinien und trägt diese als Kurve  $A$  in das Kurvenblatt ein. Die statischen Momente der einzelnen Verdrängungen, bezogen auf das Unterende der Ablaufbahn (Auftrieb  $\times$  Abstand des Auftriebschwerpunktes von Unterkante Vorhelling), setzt man ebenfalls auf den zugehörigen Ordinaten ab und erhält damit die Kurve  $D$ .

Von den erhaltenen Werten ist jedoch zuvor jeweils diejenige Verdrängung und deren Moment abzuziehen, welche sich senkrecht über der eingetauchten Strecke der Ablaufbahn befindet, soweit diese von dem Läufer (oder Kiel) fest überdeckt wird; denn in diesem Bereiche kann der senkrecht nach oben gerichtete Teil des Wasserdruckes nicht wirksam sein, da das Wasser zwischen Ablaufbahn und Schlitten keinen Zutritt hat.

Beispiel: Ist (Abb. 358)  $W'L'$  die Lage des Wasserspiegels (in dem Augenblick, wo der Kiel des Schiffes die Strecke  $EK$  zurückgelegt hat, ist ferner  $D'$  die der Eintauchung  $W'L'$  entsprechende Verdrängung einschließlich des Schlittens), so ist der wirksame Auftrieb

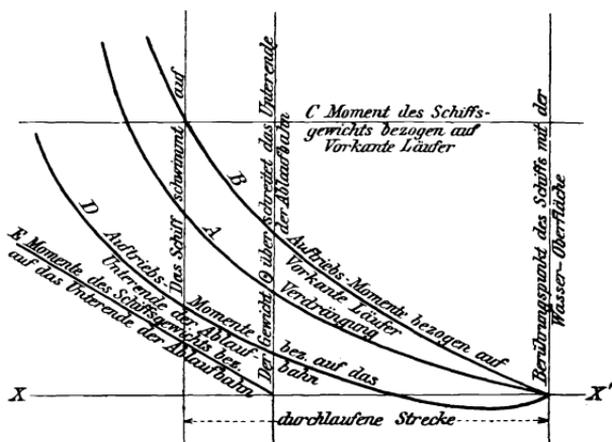


Abb. 357.

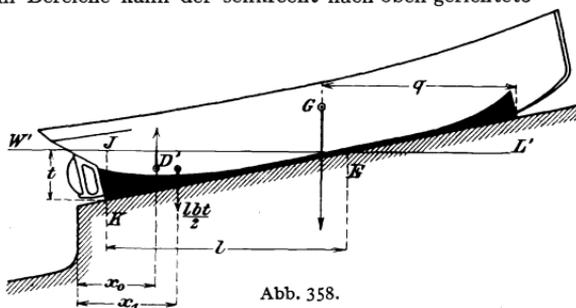


Abb. 358.

$$p = \gamma \cdot D = \gamma \cdot \left( D' - \frac{lb t}{2} \right),$$

wenn  $b$  die Gesamtbreite,  $l$  die wagerechte Länge der beiden Läufer (oder des Kiels) unter Wasser und  $t$  die größte Tauchungstiefe der Unterkante des Läufers (oder Kiels) bezeichnet. Der Verlust an Auftrieb  $\frac{lb t}{2}$  ist der Inhalt des Prismas  $JKE$  von der Dicke  $b$ .

Das Moment des Auftriebs ergibt sich dementsprechend zu

$$M_v = \gamma \left( D' \cdot x_0 - \frac{lb t}{2} \cdot x_1 \right),$$

worin  $x_0$  den Abstand des Auftriebsschwerpunktes und  $x_1$  den Abstand des Schwerpunktes des Prismas  $JKE$  von Unterkante Vorhelling bezeichnet.

Das Moment  $\frac{l \cdot b \cdot t \cdot x_1}{2}$  kann jedoch meistens vernachlässigt werden, da es in der kritischen Lage (wenn die Druckmittelfkraft dem Helgenende am nächsten liegt) keine wesentliche Rolle spielt.

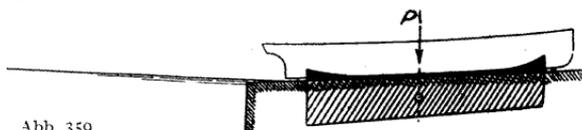


Abb. 359.

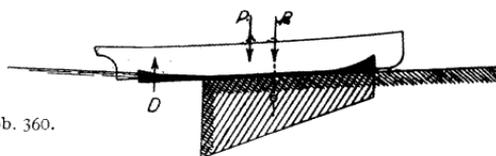


Abb. 360.

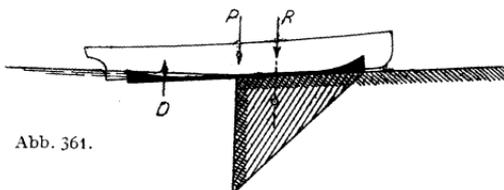


Abb. 361.

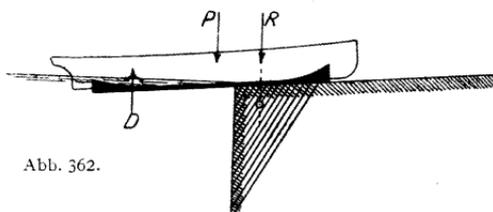


Abb. 362.

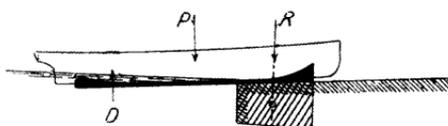


Abb. 363.

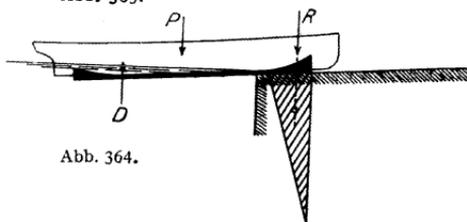


Abb. 364.

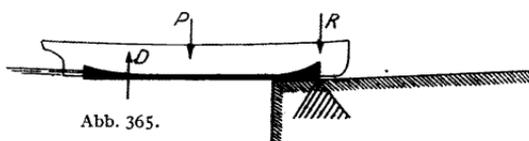


Abb. 365.

Die Momente des Schiffsgewichtes, bezogen auf das Unterende der Ablaufbahn (Gerade  $E$ ), ergeben sich als die Produkte aus dem unveränderlichen Schiffsgewicht (unter Einschluß des Schlittens) und dem stetig sich verändernden Schwerpunktsabstand von der Unterkante Vorhelling<sup>1)</sup>.

Um ein vorzeitiges Abkippen des Schiffskörpers von der Ablaufbahn zu vermeiden, wobei das Hinterschiff stark einsetzt, das Schiff in stampfende Bewegung gerät und der Bug beim Weiterlaufen auf die Vorhelling aufschlagen und beschädigt werden kann, ist es notwendig, daß das Auftriebsmoment in jedem Augenblick

größer als das Belastungsmoment ist, d. h. beide Kurven  $D$  und  $E$  dürfen sich nicht überschneiden. Andererseits sollen beide Kurven aber auch zur Vermeidung schädlicher Biegungsbeanspruchungen im Schiffskörper und zur Verminderung des Druckes auf Vorkante Läufer möglichst nahe aneinander verlaufen, soweit dieses ohne Gefahr für die Beanspruchung des Schiffsbodens zulässig ist.

**Flächendrücke:** Als Belastung der Bahn wirkt, sobald sich ein Teil des Schiffskörpers im Wasser befindet, nur der Unterschied zwischen Eigengewicht und Verdrängung. Bei Annahme

eines elastischen Schiffskörpers und starrer Bahn ist die Verteilung der Flächendrücke unter Berücksichtigung der elastischen Formänderung durch-

<sup>1)</sup> Wenn Helling und Vorhelling nicht denselben Fall haben, sondern einen Knick bilden, sind die Gewichts- und Auftriebsmomente in bezug auf diesen Knick zu berechnen.

zuführen<sup>1)</sup>. Unter der vereinfachenden Annahme elastischer Unterlage und starren Schiffskörpers ist die Verteilung des Gesamtdruckes (= Gewicht-Auftrieb) ebenso wie beim Vorlauf in der Weise zu errechnen, daß die Mittelkraft  $R$  der Vertikalkräfte durch den Schwerpunkt der Reaktionskräfte läuft. Ihre Lage wird durch Momentenrechnung ermittelt (Abb. 360). Sie nähert sich zunächst mit fortschreitendem Ablauf dem Ende der Bahn. Sobald sie ihm auf  $\frac{1}{3}$  der Unterstützungslänge nahe gekommen ist, wird die eine Seite des Reaktionsdrucktrapezes gleich Null, es entsteht eine Dreiecksbelastung nach Abb. 361. Im weiteren Verlauf bleibt zunächst eine Dreiecksbelastung, theoretisch findet auf der vorderen Strecke der Unterstützungslänge keine Berührung zwischen Schlitten und Bahn mehr statt (Abb. 362). Durch das Wachsen der Verdrängung wird dann die Resultierende wieder nach vorn gedrängt, es entstehen wieder Trapezbelastungen (Abb. 363) und später vordere Dreiecksbelastung (Abb. 364), bis das Moment des Auftriebes, bezogen auf Vorkante Schlitten, größer ist als das Moment des Gewichtes. Das Schiff schwimmt

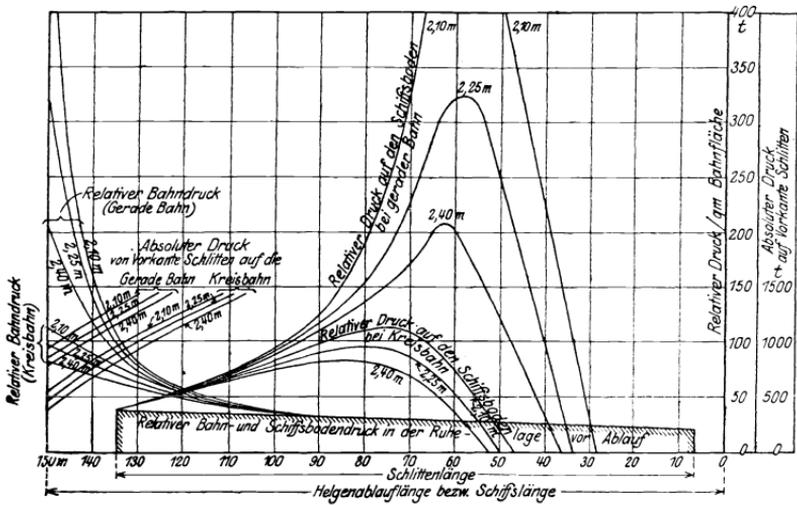


Abb. 366.

auf, das Freischwimmen beginnt, der gesamte noch verbleibende Restdruck konzentriert sich auf die Vorkante des Schlittens (Abb. 317).

Aus den Abb. 359 bis 365 ist ersichtlich, daß man für jeden Punkt der Bahn die auftretenden Höchstdrucke berechnen kann, wenn man eine Anzahl Ablauflagen (etwa 10 für den eigentlichen Ablauf) durchrechnet. Entsprechende Gegendrücke treten am Schiffsboden auf. In Abb. 366 sind die Ergebnisse für ein durchgerechnetes Beispiel (Bahia Blanca) für gerade und für Kreisbahn aufgetragen; die Gegendrücke am Schiffsboden sind hier aber nur insoweit aufgetragen, als sie beim Übergleiten über die Unterkante Helgen auftreten. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, wie außerordentlich günstiger die relativen Flächendrücke bei Kreisbahn sich gestalten; dagegen wirkt der hohe Stevendruck schon von 70 vH der Helgenablauflänge an, also auf sehr lange Strecke; man hätte ihn durch Einnahme von Ballast im Hinterschiff vermindern können, doch wären dann die relativen Bahn- und Bodendrücke wieder gestiegen. Jedenfalls ist die Kreis-

<sup>1)</sup> Vgl. Weitbrecht: Der über seine starre Unterlage überhängende nicht eingespannte Balken, sowie die Druckverteilung unter dem Ablaufschlitten eines Schiffes mit Berücksichtigung der elastischen Formänderung des Schiffskörpers. Schiffbau Jg. 9, S. 707.

bahn ein Mittel, um an Orten mit Ebbe und Flut den Ablauf schon bei niedrigem Wasserstand zu ermöglichen, ohne im Vorschiff Ballast einnehmen zu müssen, wodurch die Größe des absoluten Druckes auf Vorkante Schlitten noch weiter gesteigert wird. Es bewirken also:

Verlängerung des Vorhelgens, Krümmung der Bahn, Ver- größerung der Bahnneigung:	Verringerung der relativen Flächendrücke auf Bahn und Schiffsboden ohne wesentlichen Einfluß auf die Größe des absoluten Druckes auf Vorkante Schlitten. Krümmung der Bahn und Vergrößerung der Neigung verursachen beide früheres Aufschwimmen und daher längere Wirkung des Druckes auf Vorkante Schlitten.
Ballast im Vorschiff:	Verringerung der relativen Flächendrücke auf Bahn- und Schiffsboden unter Vermehrung des Druckes auf Vorkante Schlitten; gleichzeitig unwesentliche Verzögerung des Aufschwimmens.
Ballast im Hinterschiff:	Vergrößerung der relativen Flächendrücke auf Bahn- und Schiffsboden unter Verminderung des Druckes auf Vorkante Schlitten; gleichzeitig bedeutende Verzögerung des Aufschwimmens.

Ein Beispiel für die Vorteile gekrümmter Ablaufbahnen bietet auch der Ablauf des Frachtdampfers „Tenbergen“<sup>1)</sup>, bei dem durch Anordnung einer Kreisbahn der Bau einer teuren Vorhelling erspart wurde. Dieses Schiff lief, wie in Holland vielfach bei Schiffen bis zu 10 000 t Tragfähigkeit üblich, auf einem Mittelschlitten ab; für den Fall seitlich auftretender Momente waren an jeder Seite kleine Schlitten von etwa 3 m Länge vorgesehen, die auf sog. Schlagbetten liefen, welche sich ab etwa  $\frac{1}{3}$  der Schiffslänge von vorn nach achtern erstrecken und im Bereich der Kimm des Schiffes liegen.

Ablauf auf einem Mittelschlitten mit zwei leichten seitlichen Stützlitten ist auch beim Zuwasserlassen des neuen Kreuzers „Emden“ angewendet worden, weil das Schiff vorn zu schlank war, um seitliche Schlitten in genügender Länge nach vorn zu führen. Diese Art Zuwasserlassens hat außerdem bei Kriegsschiffen den Vorteil, daß keine besonderen Ablaufverstärkungen seitlich vom Mittelkiel eingebaut werden brauchen, wie das bei früheren Schiffen nötig war. Beim Ablauf auf einer Mittelbahn ist auf die Stabilitätsverhältnisse besonders Rücksicht zu nehmen.

Falls kleine Schiffe, insbesondere Flußschiffe, mit Rücksicht auf Neigung der Hellingssole nicht so schräg aufgelegt werden können, daß bei dem spezifisch kleinen Flächendruck ein sicheres Abflauen zu erwarten ist, läßt sich der spezifische Flächendruck dadurch vergrößern, daß man Teile der Bahn fehlen läßt.

Beim Längsablauf von Flußschiffen ist es zweckmäßig, zur Verringerung der Beanspruchung des Schiffskörpers die Vorkante des Schlittens erst etwa auf 20 bis 23 vH von Vorkante Steven zu legen. Es muß aber dann für genügend hohe Lagerung Sorge getragen werden, daß weder der Steven auf die Helgensole noch der Schiffskörper auf die Bahn schlägt, wenn das Schiff hinten aufschwimmt.

<sup>1)</sup> Dr.-Ing. Wrobbe: Der Stapelauf des 7800-t-Frachtdampfers „Tenbergen“. Werft-Reederei 1921, S. 655.

## Beschleunigungen und Geschwindigkeiten.

Wenn man den Schiffswiderstand unberücksichtigt läßt, bleiben die mathematischen Beziehungen für die Beschleunigungen und Geschwindigkeiten wie beim Vorlauf, nur tritt an Stelle von  $K = G \cdot \sin \alpha$  der Wert  $K' = (G - D) \cdot \sin \alpha$ , worin  $D$  die jeweilige Wasserverdrängung darstellt. Es wird also die Beschleunigung an einer Stelle des Ablaufweges

$$p = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{K'}{M} = \frac{g}{G} \cdot (G - D) (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha).$$

Da  $D$  veränderlich, ist die Beschleunigung ungleichförmig und vom zurückgelegten Wege abhängig.

Die Werte von  $p$  können für jeden Punkt des Ablaufes berechnet werden, nachdem die Größe der zugehörigen Verdrängung festgestellt ist.

Aus den Beschleunigungen auf einzelnen Punkten des Ablaufweges werden die Geschwindigkeiten wie folgt abgeleitet: Es ist die Beschleunigung

$$p = \frac{d^2 x}{dt^2}, \text{ die Geschwindigkeit } v = \frac{dx}{dt}.$$

Da

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{d \left( \frac{dx}{dt} \right)^2}{dx},$$

ergibt sich nach Einsetzung von

$$\begin{aligned} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 &= v^2 = u \\ p &= \frac{1}{2} \cdot \frac{du}{dx}; \\ u &= 2 \int p \cdot dx + C. \end{aligned}$$

$C = 0$ , da für  $x = 0$  auch  $u = 0$ :

$$\begin{aligned} u &= 2 \int p \cdot dx, \\ v &= \sqrt{u}. \end{aligned}$$

Die Größe des Integrals  $\int p \cdot dx$  ist aber für jeden Punkt des Ablaufweges durch die Fläche unter der Kurve der Beschleunigung über dem Ablaufweg bis zu diesem Punkte dargestellt; sie kann durch planimetrisches Ausmessen unmittelbar gefunden werden (Abb. 367).

Die so errechnete Größe der Geschwindigkeit  $v$  wird wieder über der Ablauflänge abgetragen. Es gilt dann

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= v, \\ \frac{dt}{dx} &= \frac{1}{v}, \\ dt &= \frac{1}{v} \cdot dx, \\ t &= \int \frac{1}{v} \cdot dx + C. \end{aligned}$$

$C = 0$ , da für  $x = 0$  auch  $t = 0$ .

Setzt man über der Ablaufstrecke die Kurve  $1/v$  (reziproke Geschwindigkeit) ab, so ist durch die darunterliegende Fläche das Integral  $\int 1/v \cdot dx$  dargestellt; es kann mit ihrer Hilfe also die Zeit-Weg-Kurve (Abb. 367) gefunden werden.

Zur Zeit-Weg-Kurve stehen Geschwindigkeit-Zeit-Kurve bzw. Beschleunigung-Zeit-Kurve im Verhältnis einfacher bzw. doppelter Differenz-Kurven; sie können also durch einmalige bzw. zweimalige Differentiation aus ihr abgeleitet werden, selbstverständlich in Richtung der Zeit-Ordinate, also rechtwinklig zur Wegauftragung.

Eine Berücksichtigung des Wasserwiderstandes findet im allgemeinen nicht statt, da er den Ablauf nur wenig hemmt. Sobald jedoch ein Bremsschild am Hintersteven vorgebaut ist, ergeben sich bedeutende Wasserwiderstände, die den eigentlichen Schiffswiderstand auch bei kleiner Schildfläche um ein Vielfaches übertreffen. Für diesen Fall lassen sich die in der Ablaufrichtung auf das Schiff wirkenden Kräfte in die Beschleunigungsgleichung zusammenfassen:

$$p = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{g}{G} \left[ (G - D) (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha) - R \cdot \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \right],$$

worin

$$R \cdot \left( \frac{dx}{dt} \right)^2$$

den zusammengefaßten Widerstand von Bremsschild und Schiff und  $\frac{dx}{dt} = v$  die jeweilige Ablaufgeschwindigkeit darstellt.

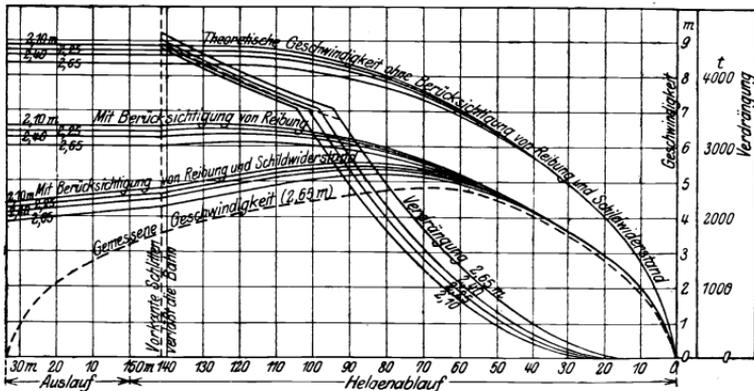


Abb. 367.

Da

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{2} \frac{d \left( \frac{dx}{dt} \right)^2}{dx},$$

ergibt sich nach Einsetzung von:

$$\left( \frac{dx}{dt} \right)^2 = v^2 = u \quad \text{und} \quad \frac{R \cdot g}{G} = P,$$

$$\frac{1}{2} \frac{du}{dx} + P \cdot u = \frac{g}{G} (G - D) (\sin \alpha - \mu \cos \alpha) = Q.$$

$P$  und  $Q$  sind Funktionen des Weges  $x$ , aber unabhängig von der Zeit  $t$ .

Durch Erweiterung mit  $e^{2 \int P dx}$ , worin  $e = 2,71$  (Basis der nat. log), ergibt sich

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{du}{dx} e^{2 \int P dx} + P \cdot u \cdot e^{2 \int P dx} = Q \cdot e^{2 \int P dx}$$

und nach Integration

$$\frac{1}{2} u e^{2/P dx} = \int Q \cdot e^{2/P dx} \cdot dx + C,$$

$$u = \frac{2(\int Q e^{2/P dx} + C)}{e^{2/P dx}},$$

da für  $x = 0$  auch  $u = 0$ , ist auch die Integrationskonstante  $C = 0$ .

Setzt man nun die Kurven, die den Verlauf von  $P$  und von  $e^{2/P dx}$  darstellen, auf, so lassen sich die Werte  $\int P dx$  und  $Q e^{2/P dx}$  als Flächen unter diesen Kurven durch graphisches Ausmessen finden. Aus  $u$  werden  $v$  und  $p$ , nach obigen Formeln, sodann ohne weiteres errechnet (Abb. 367).

Der Schiffswiderstand ist schwer vom Schildwiderstand zu trennen, er wird daher zweckmäßig mit ihm zusammengefaßt. In der Formel für den Schildwiderstand ist

$$R = \frac{\gamma \cdot k \cdot F}{2g},$$

worin  $\gamma$  das Gewicht von  $1 \text{ m}^3$  Wasser,  $F$  die eingetauchte Schildfläche unter Annahme ebenen Wasserspiegels ist, und  $k$  einen Koeffizienten darstellt, der für den Schild allein mit etwa  $1,20$   $t$  pro  $\text{m}^2$  einzusetzen ist; für den einzuschließenden Schiffswiderstand muß dieser Beiwert etwas erhöht werden, außerdem ergeben sich je nach den Ablaufverhältnissen für das vor dem Schild anfänglich gestaute Wasser weitere Erhöhungen des Schild- und Schiffswiderstandes.

Neuere zeichnerische Darstellungen sind in Abb. 368 und 369 gegeben. Aus Abb. 368 ist besonders Größe und Verlauf der Mittelkraft der Reaktionen, ihre Lage zur Unterkante der Ablaufbahn und die Beanspruchung des Bodens klar zu erkennen. In Abb. 369 sind Momente und Drücke in diagonalem Koordinatennetz gezeichnet, wodurch sich gedrängte und übersichtliche Darstellung aller Vorgänge ergibt.

### 3. Das Aufschwimmen.

Den Beginn des Aufschwimmens leitet eine drehende Bewegung um die

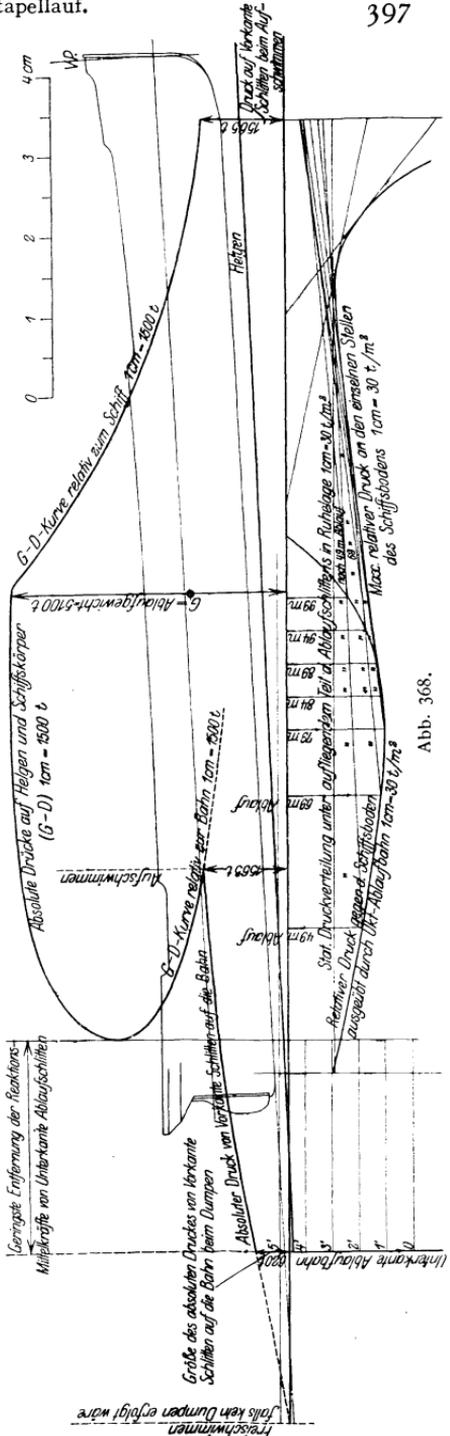


Abb. 368.

Läufer vorkante<sup>1)</sup> (oder den Vorstevenanlauf) ein, wobei der Druck der Läufer vorkante auf die Ablaufbahn ihren Höchstwert erreicht. Dieser Augenblick tritt ein, sobald das (in der Abb. 363) rechtsdrehende Auftriebsmoment (auf die Läufer vorkante als Drehpunkt bezogen) dem unveränderlichen Wert des linksdrehenden Momentes des Schiffsgewichtes gleichkommt:  $G \cdot a = \gamma \cdot V \cdot b$ , wenn  $a$  und  $b$  die Abstände des Gewichts- und Formschwerpunktes vom Vorsteven sind. Zur Bestimmung dieses Zeitpunktes trägt man beide Werte: Auftriebsmomente, bezogen auf Vorkante Läufer (Kurve B) und Momente des Schiffsgewichtes, bezogen auf Vorkante Läufer (Gerade C), in das Kurvenblatt (Abb. 357) ein. Der Schnittpunkt von B und C bezeichnet den Beginn des Aufschwimmens und sein wagerechter Abstand von dem Ausgangspunkt der Auftriebskurven (Berührungspunkt des Schiffes mit der

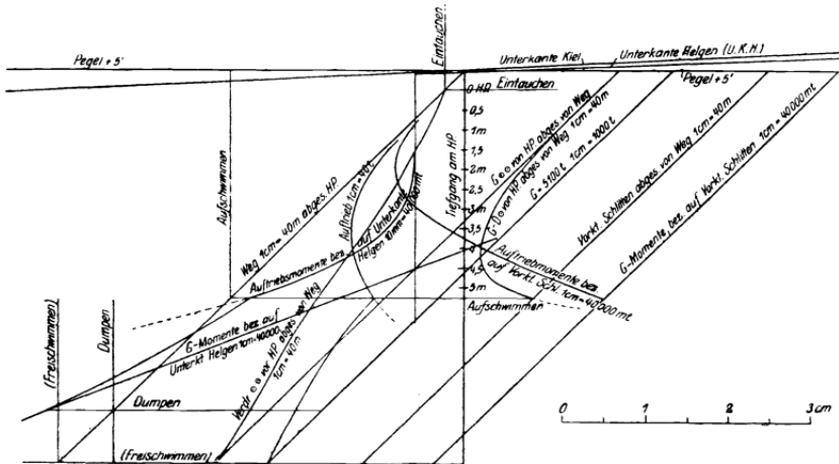


Abb. 369.

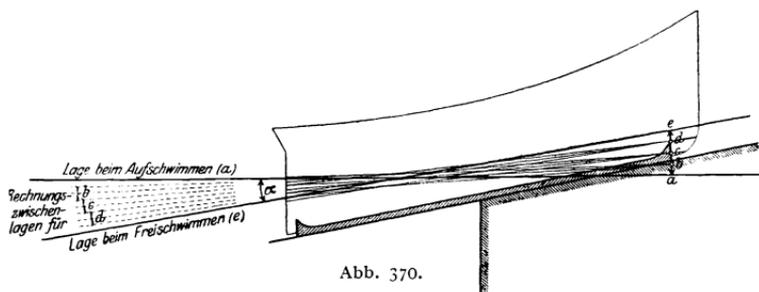
Wasseroberfläche) die vom Schiffe vom Eintauchen bis zum Aufschwimmen durchlaufene Strecke.

Der Tiefgang im Augenblick des Aufschwimmens ist angenähert gleich dieser Strecke, multipliziert mit dem Sinus des Neigungswinkels  $\alpha$  der Ablaufbahn (bei gerader Bahn).

Der Druck am Vorsteven (auf Vorkante Läufer) ist gleich dem Unterschied zwischen dem Schiffsgewicht und der in diesem Augenblick erreichten Verdrängung, die nunmehr mit ihrem vollen Werte, also ohne den in Abschnitt b vorgenommenen Abzug für den Verdrängungsverlust über der Ablaufbahn, in Rechnung zu setzen ist, weil mit dem Abheben des Schlittens von der Gleitbahn deren Unterstützung für den eingetauchten Teil plötzlich wegfällt und damit der volle Auftrieb wirksam wird. Der Druck am Vorsteven, welcher mit dem Beginn des Aufschwimmens seinen Höchstwert erreicht hatte, sinkt danach plötzlich um das Maß dieses Gewinnes an Auftrieb und nimmt dann allmählich mit dem völligen Abgleiten des Schiffes von der Vorhelling und dem gleichzeitigen gänzlichen Aufschwimmen bis auf Null ab. Für den Zeitabschnitt zwischen dem Beginn des Aufschwimmens und dem Freischwimmen (bzw. Dumpfen) ergibt sich die jeweilige Lage des Schiffes und der Verlauf der Drücke auf Vorkante Schlitten aus der Überlegung, daß in jedem Moment das Auftriebs- und das Gewichtsmoment bezogen auf Vorkante Schlitten gleich groß sein müssen. Sowohl für den Zeitpunkt des beginnenden Aufschwimmens ( $a$  in Abb. 370)

<sup>1)</sup> Oder das Drehlager.

wie für den des Freischwimmens ( $e$  in Abb. 370) sind Verdrängung und Trimm bekannt, für die Zwischenlagen ist direkt nur die Lage von Vorkante Schlitten zur Wasseroberfläche gegeben. Man wählt nun hierfür etwa drei Zwischenlagen ( $b$  bis  $d$ ) und teilt den gesamten Trimmwinkel in acht gleiche Teile ein. Es werden dann für jede der Zwischenlagen drei verschiedene Trimmlagen mit Verdrängung und Schwerpunkt gerechnet, wie in Abb. 370 dargestellt, und die zugehörigen Momente durchgestrakt; es ergibt sich sodann für jede Zwischenlage der Trimm und die Verdrängung, welche zu dem stets gleichbleibenden Gewichtsmoment bzw. auf Vorkante Schlitten gehören. Der Unterschied zwischen Verdrängung und Gewicht stellt den Druck auf Vorkante Schlitten dar. Gegenüber dieser rein statischen Rechnung ergeben sich aber tatsächlich gewisse Unterschiede, da das Aufschwimmen nicht entsprechend den rein statischen Verhältnissen erfolgt. Die bis zu dem Augenblicke des Freischwimmens durchlaufene Strecke ergibt auch die erwünschte Länge der Vorhelling im Wasser. Ist diese Länge — was besonders bei großen Schiffen eintreten kann — nicht zu erreichen, so wird



das Schiff infolge plötzlichen Wegfalls der vorderen Unterstützung mit seinem Bug stark einsetzen, „Dumpe“, was ohne weitere Gefahr ist, wenn vor der Helling genügend Wassertiefe vorhanden ist. Die Wassertiefe wird unter allen Umständen genügen, wenn das Schiff mit dem Vorsteven ebensoviel über seine Gleichgewichtslage nach unten dumpe kann, wie es sich beim Abgleiten von der Vorhelling über derselben befindet, da außer der pendelnden Stampfbewegung um die Mittellage das Schiff sich mit der Ablaufgeschwindigkeit weiter bewegt, der Vorsteven also eine schnell ausschwingende wellenförmige Bewegung ausführt. Bei scharfen Schiffen, deren Form es mit sich bringt, daß der Schlitten verhältnismäßig weit vom Vorsteven endigt, muß dafür gesorgt werden, daß der Vorsteven nicht auf die Vorhelling zwischen den Ablaufbahnen aufschlägt, es muß also schon hier eine Wassertiefe vorhanden sein, bei welcher auch bei langsamer Ablaufgeschwindigkeit die vom Vorsteven beim Dumpe ausgeführte Linie nicht die Vorhelling schneidet.

#### 4. Die Stabilität beim Stapellauf.

Die Stabilität beim Stapellauf unterliegt während des Ablaufes, und zwar im dritten Zeitabschnitt, während des Aufschwimmens, gänzlich anderen Bedingungen als nach demselben, da durch den „Vorderdruck“ auf den Stevananlauf (bei Ablauf auf dem Kiel) oder auf die Vorderkante des Schlittens beträchtliche kenternde Momente auftreten.

Es müssen daher die Stabilitätsverhältnisse für diesen Zeitabschnitt besonders untersucht werden, da es — wie mehrere Unfälle durch Kentern von Schiffen beim Ablauf gezeigt haben<sup>1)</sup> — unrichtig ist, aus der Stabilität, welche ein Schiff

<sup>1)</sup> Principessa Jolanda, italienischer Postdampfer von 152,4 m Länge, 17,3 m Breite und 9500 Reg.-Tonnengehalt, kenterte und sank nach dem Stapellauf auf der Werft der Società Esercizio Bacini in Riva Trigoso. Schiffbau Jg. 9, S. 72.

in schwimmendem Zustand besitzt, Schlußfolgerungen auf seine Stabilität beim Zuwasserlassen zu machen. Besonders wichtig ist dies in solchen Fällen, wenn ein Schiff durch langsames Fieren zu Wasser gebracht oder aufgeschleppt werden soll, sowie auch dann, wenn es durch künstliche Mittel in seinem Ablauf gehemmt werden muß (Stoppvorrichtungen), was auf Werften, die an schmalen Flußläufen liegen, oft vorkommt.

Solche Hemmungen können indessen auch bei frei ablaufenden Schiffen unbeabsichtigt durch irgendwelche Störungen eintreten; deshalb sollte man sich vor jedem Stapellauf von den dabei auftretenden Stabilitätsverhältnissen überzeugen.

Hierzu benutzt man das von Techel angegebene einfache Verfahren, welches nur die Anfangsstabilität für die einzelnen Zeitpunkte des Ablaufs berücksichtigt, oder die genauere Berechnung nach Benjamin<sup>1)</sup>, welche die Stabilität für Neigungen ergibt.

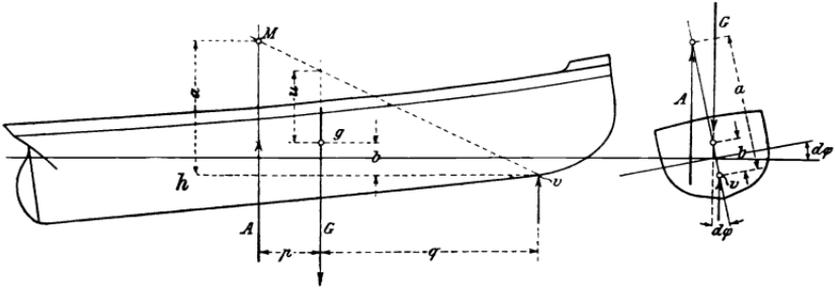


Abb. 371.

**Verfahren von Techel.** Findet unter der Einwirkung eines Momentes<sup>2)</sup>  $dm$  eine Querschiffsneigung um den kleinen Winkel  $d\varphi$  statt, während das Schiff sich eben von der Ablaufbahn abzuheben beginnt, also um den Vorstevanlauf dreht, so kann als Neigungsachse eine durch  $v$  gehende Parallele zur Wasseroberfläche gelten und angenommen werden, daß die alte und die neue Schwimmenebene sich in ihren Mittellinien schneiden. Im Falle des Gleichgewichts ist dann (Abb. 371) die Momentengleichung in bezug auf die Neigungsachse  $h$  v:

$$dm = (A \cdot a - G \cdot b) d\varphi .$$

In bezug auf eine durch den Punkt  $v$  gehende Querachse ist aber auch

$$A(p + q) = G \cdot q ,$$

also

$$A = G \frac{q}{p + q} ;$$

demnach darf das neigende Moment, dem das Stabilitätsmoment entgegenzuwirken hat, höchstens den Wert haben:

$$\begin{aligned} dm &= \left( G \frac{q \cdot a}{p + q} - G \cdot b \right) d\varphi , \\ &= (G[u + b] - G \cdot b) d\varphi^3 , \\ &= G \cdot u \cdot d\varphi . \end{aligned}$$

<sup>1)</sup> Benjamin, L.: Das Kentern der Schiffe beim Zuwasserlassen. Jahrb. Schiffbaut. Ges. Bd. 9, S. 439, aus welchem die Abbildungen entnommen sind.

<sup>2)</sup> Z. B. durch eine Gewichtsverschiebung an Bord, durch Seegang oder einen einseitig auftretenden Wasserdruck infolge zu großer Nähe einer Kaimauer oder auch durch ungleichmäßige Wirkung der Stoppvorrichtungen.

<sup>3)</sup> Weil in den beiden ähnlichen Dreiecken über  $q$  und  $p + q$  sich verhält:

$$q : p + q = u + b : a , \text{ also } \frac{q \cdot a}{p + q} = u + b \text{ ist.}$$

Damit dieses Stabilitätsmoment überhaupt einen positiven Wert hat, also aufrichtend wirkt, muß  $u$  positiv sein, d. h.  $g$  unterhalb der Geraden  $Mv$  liegen.

Die Strecke  $u$  ist daher genau ebenso ein Maß für die Anfangsstabilität des im Punkte  $v$  unterstützten Schiffes wie die metazentrische Höhe  $\bar{M}g$  für das freischwimmende Schiff.

Denkt man sich nämlich den Vorderdruck in  $v$  allmählich abnehmen und zu Null werden, so fallen in diesem Augenblick, wo das Schiff frei aufschwimmt, die Richtungen von  $G$  und  $A$  zusammen, und  $M$  wird das Metazentrum für die Anfangsstabilität.

Es ergibt sich hieraus der Satz:

Bei einem ablaufenden Schiffe ist nur dann Stabilität für kleine Neigungen (Anfangsstabilität) vorhanden, wenn in jedem Zeitpunkt, vom Beginn des Drehens um den Vorstevenanlauf an bis zum freien Aufschwimmen, der Gewichtsschwerpunkt des Schiffes unterhalb

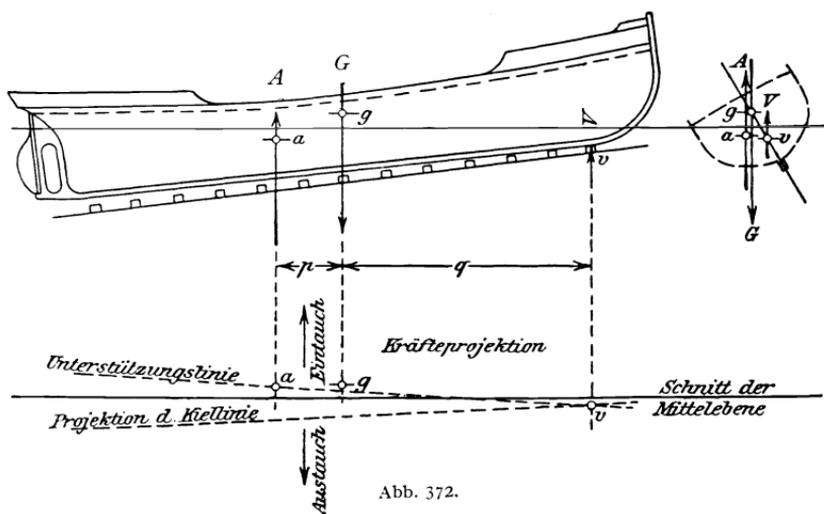


Abb. 372.

der Verbindungslinie zwischen dem jeweiligen Metazentrum und dem Unterstützungspunkt des Schiffes liegt.

Ruht das Schiff auf mehr als einem Unterstützungspunkt auf, so hat man statt des Punktes  $v$  den Angriffspunkt der Mittelkraft aller auftretenden Gegendrücke zu nehmen.

Man berechne also den Unterstützungspunkt  $v$  und das Metazentrum für den jeweiligen Auftrieb für etwa sechs verschiedene Lagen und ziehe die Verbindungslinie  $Mv$ . Findet sich dann, daß  $g$  immer unter dieser Linie oder nur für einen kurzen Zeitraum darüber liegt, so kann das Schiff als hinreichend stabil gelten, wenn der Stapellauf ungehemmt vor sich geht, weil dann die dem Schiff inwohnende lebendige Kraft es über die gefährliche Zone hinwegbringt.

Wenn aber größere Neigungswinkel oder stärkere Hemmungen wahrscheinlich sind, ist man zu einer genaueren Berechnung genötigt, welche wie folgt vorzunehmen ist:

**Verfahren von Benjamin.** Neigt sich das Schiff um einen größeren Winkel, so bestimmt man wiederum die Punkte  $g$ ,  $a$  und  $v$  (Abb. 372), d. h. ihre Pro-

jektionen querschiffs und senkrecht zur Wasseroberfläche. Die Linie  $av$  ist dann die Unterstützungslinie, welche, ebenso wie die Projektion der Kiellinie, einen Winkel mit der Schnittlinie der Mittelebene des Schiffes bildet, weil das Schiff beim Eintauchen der oberen völligeren Teile der Spanten etwas nach der entgegengesetzten Seite ausweicht.

In dieser „Kräfteprojektion“ ergibt die Lage des Punktes  $g$ , je nachdem er auf der ein- oder austauchenden Seite von der Unterstützungslinie liegt, ein kenterndes oder aufrichtendes Kräftepaar. Der Hebelarm dieses Kräftepaares ist die senkrechte Entfernung des Punktes  $g$  von der Unterstützungslinie.

Berechnet man nun für verschiedene Auftriebsgrößen die Vorderdrücke und die Trimmlagen, sodann für jede der berechneten Lagen die Kräfteprojektionen für mehrere verschiedene Neigungswinkel, so kann man für jede einzelne Trimmelage eine Stabilitätskurve zeichnen und erhält somit ein vollständiges Bild über die Stabilitätsverhältnisse des Schiffes in jedem Augenblick des betrachteten Zeitabschnittes.

Durch Verschiebung des Gewichtsschwerpunktes nach vorne wird die Stabilität vermindert, ebenso durch eine Verschiebung des

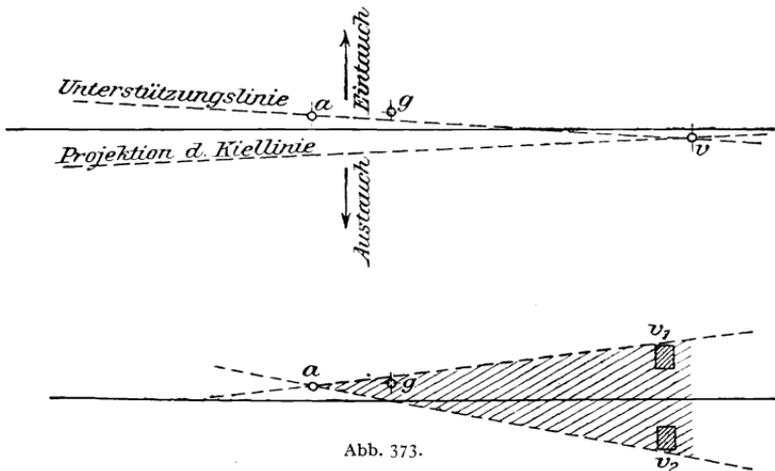


Abb. 373.

vordersten Unterstützungspunktes nach hinten. Man tut also gut, im Falle ungünstiger Stabilitätsverhältnisse dem Schiff tiefliegenden Ballast am Hinterende zu geben und den Ablaufschlitten nach vorne zu verlängern. Auch eine Verringerung der Helgenreigung oder der Neigung der Kiellinie wirkt günstig auf die Stabilität, ist aber wesentlich umständlicher.

Solange sich das Schiff noch nicht mit dem Kiel<sup>1)</sup> von dem Helgen abgehoben hat, besteht unter allen Umständen nur labiles Gleichgewicht. Dem Kentern muß daher durch Anbringung von Kimpfellen vorgebeugt werden. Letztere kommen aber nicht mehr zur Geltung, sobald das Schiff sich vom Helgen abhebt. Wird nun das Abheben durch den Einfluß von Wellen auf das Hinterschiff abwechselnd beschleunigt und wieder unterbrochen, so kann dadurch die seitliche Unterstützung bei einem sehr langsam vor sich gehenden Ablauf so gelockert werden, daß sie dem Schiff während des Zeitraums nicht genügender Stabilität keinen Halt mehr gibt, so daß es zum Kentern kommt. Deshalb müssen die

<sup>1)</sup> Beim Ablauf auf dem Kiel.

Stabilitätskurven nicht erst von dem berechneten Augenblick des Abhebens an, sondern schon für einen früheren Zeitpunkt ermittelt werden, wenn man mit Genauigkeit den für die Stabilität gefährlichen Zeitraum — die gefährliche Zone — bestimmen will.

Je größer diese ist, um so mehr muß dafür gesorgt werden, daß seitliche Unterstützungen vorhanden sind, und daß Hemmungen, die den freien Ablauf verhindern können, vermieden werden.

Man läßt deshalb größere Schiffe immer auf zwei Helgen, also in einem Schlitten ablaufen, in welchem Falle die Unterstützung nicht eine Linie  $av$ , sondern eine Fläche  $av_1v_2$  ist (Abb. 373 oben und unten).

Aber selbst dann kann infolge starker Wellenbewegung des Wassers eine derartige Lockerung der unterstützenden Teile eintreten, daß diese das Schiff nicht mehr vor einem Überneigen schützen, abgesehen davon, daß die Schärfe des Schiffes dazu zwingt, die seitlichen Läufer beträchtlich hinter dem Vorsteven enden zu lassen, wodurch der vordere Druckpunkt zum Schaden der Stabilität nach hinten zu verlegt wird.

Deshalb ist auch in solchem Falle die rechnerische Ermittlung der Stabilität erforderlich<sup>1)</sup>. Selbstverständlich ist auch nach dem Stapellauf ein gewisses Minimum an Stabilität erforderlich; allgemein gilt auch, daß, je größer die Stabilität nach dem Stapellauf ist, um so größer ist sie auch während des Ablaufes.

### 5. Stapellaufmessungen und Bremsmittel.

Um über die Vorgänge beim Stapellauf Klarheit zu schaffen, werden Messungen vorgenommen, um die Geschwindigkeit während des Ablaufens festzustellen. Aus ihr lassen sich die Beschleunigungen und Verzögerungen ableiten. Es können dann weitere Schlüsse über den Einfluß von Gesamtgewicht, Flächendruck, Temperatur, Art und Menge der Schmierung auf die Reibung und über die Wirkung von Hemmvorrichtungen (Ketten, Keilbremsen, Schildbremsen) gezogen werden. Wenn gleichzeitig die Trimmänderungen des Schiffes gemessen werden, so kann ferner festgestellt werden, ob das Aufschwimmen verfrüht oder verspätet eingetreten ist, ob ein Dumpen stattgefunden hat und ob das Schiff den Grund berührt hat.

Die Meßgeräte<sup>2)</sup> beruhen darauf, daß ein Meßdraht eine gebremste Trommel oder Scheibe zur Drehung bringt, auf der ein Pendel die Geschwindigkeit dieser Drehung verzeichnet. Befindet sich der Apparat an Bord des ablaufenden Schiffes, so läßt man das Pendel in der Längsschiffsrichtung schwingen; es verändert dann bei Trimmänderungen seine Mittellage, verzeichnet also gleichzeitig die Trimmänderungen. Alle Vorgänge beim Stapellauf können auch durch kinematographische Aufnahme einwandfrei festgehalten werden; da die Aufnahmegeschwindigkeit unregelmäßig ist, muß die Zeitkontrolle dadurch erfolgen, daß man gleichzeitig mit dem ablaufenden Schiff ein Pendel bekannter Schwingungsdauer photographiert. In gleicher Weise wie ein Kinematograph kann auch der Liniendiagraph bei Stapellaufmessungen verwendet werden (s. S. 433).

Aus der Weg-Geschwindigkeits-Kurve werden die Weg-Beschleunigungs-Kurve und die Zeit-Weg-Kurve wie bei den Vorrechnungen gefunden (s. S. 390 und 395).

<sup>1)</sup> Die angeführte Abhandlung von Benjamin enthält die Rechnungsergebnisse und Kurven für ein Schiff, das — obwohl nach dem Zuwasserlassen reichlich stabil — beim Zuwasserlassen gekentert ist.

<sup>2)</sup> Über Stapellaufmessungen s. Marine-Rundschau 1897, S. 12 (im Johow, 3. Aufl., S. 349 abgedruckt); Schiffbau Jg. 10, S. 471 (Stapellauf Lloydampfer „Berlin“); und Schiffbau Jg. 13, S. 429 (Stapellauf „Bahia Blanca“).

## Ergebnisse von Stapellauf-

	Art und Name des Schiffes	Kanonenboot „Iltis“	Kleiner Kreuzer „Nympe“	Linien Schiff „Hessen“	
1	Tag des Stapellaufes . . . . .	4. 8. 1898	21. 11. 1899	18. 9. 1913	
2	Bauwerft . . . . .	Schichau Danzig	Germania-werft	Germania-werft	
3	Länge zwischen den Loten . . . . . m	62,00	100,00	121,50	
4	} Tiefgang nach dem Ablauf {	vorn . . . . . m	1,69	1,88	2,40
5		hinten . . . . . m	2,30	3,75	4,50
6	Gewicht von Schiff und Schlitten . . Tonnen	470	1145	5017	
7	Art des Schlittens. . . . .	2 Seitenschl.	2 Seitenschl.	2 Seitenschlitt., unt. d. Vorstev. ein 7 m lg. Mittelschl.	
8	Läufer, Länge und Breite . . . . . m	2 × 42,0 × 0,72	2 × 74,5 × 0,36	2 × 102 × 1,0	
9	„ tragende Fläche . . . . . m <sup>2</sup>	60,0	53,64	204	
10	Flächendruck auf 1 m <sup>2</sup> der Läufer . . Tonnen	7,8	21,346	24,6	
11	Ablaufbahn, Form . . . . .	gerade	Kreisbahn r = 3160	gerade	
12	„ Fall unter dem ⊙ des Schiffes .	1 : 16	1:22,8 - 1:15,3	1 : 16	
13	Schmierung auf 1 m <sup>2</sup> tragende Fläche in . . kg	2,5 Seife } 7,36 Talg } 11,0 1,14 Pa- raffin }	7,8 Talg } 2,7 Tran } 19,0 8,5 Seife }	Seife } Talg } 14,14 Tran }	
14	Temperatur beim Ablauf . . . . .	+17° C	+3,2° C	+14,5° C	
15	<b>GröÙte Geschwindigkeit</b> . . . . . m/sk	2,42	4,52	5,35	
16	} Dieselbe wurde {	nach einem Wege von . . . m	38,4	56,4	72,3
17		erreicht { nach einer Zeit von . . . sk	30,5	30,5	21,65
18	<b>Anfangsbeschleunigung</b> . . . . . m/sk	0,068	0,036	0,315	
19	<b>GröÙte Beschleunigung</b> . . . . . m/sk	0,115	0,290	0,355	
20	} Dieselbe wurde {	nach einem Wege von . . . m	18,4	18	16
21		erreicht { nach einer Zeit von . . . sk	21,5	20,5	9,5
22	<b>GröÙte Verzögerung</b> . . . . . m	0,13	0,135	0,115	
23	} Dieselbe wurde {	nach einem Wege von . . . m	52,1	110,25	118,5
24		erreicht { nach einer Zeit von . . . sk	35,5	44,0	31
25	<b>Reibungswert</b> , Anfangs- . . . . .	0,054	0,0515	0,0618	
26	„ kleinster . . . . .	0,049	0,033	0,0538	
27	GröÙer Wasserwiderstand . . . . . Tonnen	4,0	19,141	—	
28	} <b>Aufschwimmen</b> {	nach einem Wege von . . . m	54	72	beob. 83
29		trat ein { nach einer Zeit von . . . sk	38	34	berech. 84,6 beob. 23,65 berech. 23,9
30	<b>Aufschwimmen</b> gegen die Berechnung verfrüht um. . . . .	7,1	10,03	1,6	
31	<b>Druck auf Vorkante Läufer</b> beim Aufschwimmen in Tonnen statisch berechnet. . . . .	110	245	507 beob. 880	
32	} <b>Freischwimmen</b> {	nach einem Wege von . . . m	83,7	135,4	135
33		trat ein { nach einer Zeit von . . . sk	65	53,5	34,8

Vgl. Schiffbau Jg. 6, S. 559, wo über Stapellaufe verschiedener großer Handelsschiffe berichtet wird.

1) Weitere Angaben s. Shipbuilder „Mauretania-Nummer“.

## rechnungen und -messungen.

Großer Kreuzer „York“	Großer Kreuzer „Blücher“	Handelsdampfer „Kolmar“	Handelsdampfer „Bonn“	Fracht- und Personendampfer „Bahia Blanca“	Schnelldampfer „Maurerania“ <sup>1)</sup>	Schnelldampfer „Bismarck“
14. 5. 1904 Blohm & Voß Hamburg	11. 4. 1908 Kaiserl. Werft Kiel	11. 1. 1895 Germania- werft	25. 6. 1895 Germania- werft	2. 1. 1912 Reiherstieg- Schiffswerfte Hamburg	20. 9. 1906 Swan, Hunter & W. Richard- son Wallsend	20. 6. 1914 Blohm & Voß Hamburg
123,0	152,00	69,00	109,00	149,35	232,00	278,00
3,02	2,65	1,41	1,93	—	3,55	4,98
3,98	4,55	1,83	2,88	—	6,52	8,19
3605 <sup>2)</sup>	5600	662	2020	4890	16 800	32 300
4 Seitenschl.	2 Seitenschl. 2 Drehschl.	2 Seitenschl.	2 Seitenschl.	2 Seitenschl.	2 Seitenschl.	2 Seitenschl.
2 × 105,6 × 0,686 2 × 62,4 × 0,686	2 × 122,5 × 1,0	2 × 54 × 0,35	2 × 89 × 0,72	2 × 115,95 × 0,64	2 × 193,5 × 1,83	2 × 254 × 2,67
230,5	245	38	128	161,2	710	1355
15,64	22,85	18,4	16,0	30,3	23,6	23,9
Kreisbahn r = 5000 m	gerade	Kreisbahn r = 2650 m	Kreisbahn r = 2650 m	Kreisbahn r = 10000	Kreisbahn r = 14 000	Kreisbahn r = 13 970
1 : 15,4 - 1 : 12	1 : 14,5	1 : 20 - 1 : 13	1 : 38 - 1 : 13	1 : 24	1 : 18	1 : 22,3
1,59 Seife } 2,65 Talg } 3,05 Pa- } raffin } 7,20	3,52 Seife } 1,02 Talg } 0,84 } Schmiere } 22	1,2 Fett } 0,6 Tran } 3,5 Seife } 5,3	6,3 Fett } 0,2 Tran } 2,7 Seife } 9,7	—	9,3 Talg } 0,4 Tran } 0,7 Seife } 10,4	2,1 Paraff. } 1,7 Talg } 0,8 Seife } 0,3 Öl } 4,9
+21° C	+8° C	+2° C	+14° C	-3° C	+18° C	+19° C
6,59	5,865	4,10	4,48	4,85	7,15	8,45
75,0	74	35	63	82,5	146,5	180
21,5	25,75	17,5	28	32,5	40	50
0,255	—	0,210	0,090	0,10	0,10	0,048
0,450	0,441	0,330	0,229	0,23	0,27	0,307
26	10	16	40	24	46	61,5
13	12,75	12	19	22	24	34
0,195	0,142	0,185	0,050	0,36	0,41	0,217
123,2	98	49	75 <sup>4)</sup>	183	280	278
29,5	30	21	31	73	64	62
0,046	—	0,037	0,026	0,057	0,035	0,040
0,0315	0,02486	0,028	0,020	0,019	0,021	0,019
—	133	22	41	83	—	—
74,5	79,3	43	73	114	178	214
21,5	26,75	19	30,5	38,5	44,5	54
12,0	3,2	3,7	1,5	—	—	—
910	1200 <sup>3)</sup>	230	620	1450	3700	6200
134,6	14,45	78	126	149,35	242	278
32	39,75	31	43	53,5	54,5	62

<sup>2)</sup> Gewicht des Schlittens 240 t; Abstützungen 190 t; Anker, Ketten, Leute 110 t.

<sup>3)</sup> Flächendruck auf den Drehschlitten beim Beginn des Aufschwimmens 87,7 t/m<sup>2</sup>.

<sup>4)</sup> Kurz vor dem Freischwimmen trat ein zweites Maximum der Verzögerung ein = 0,070 m.

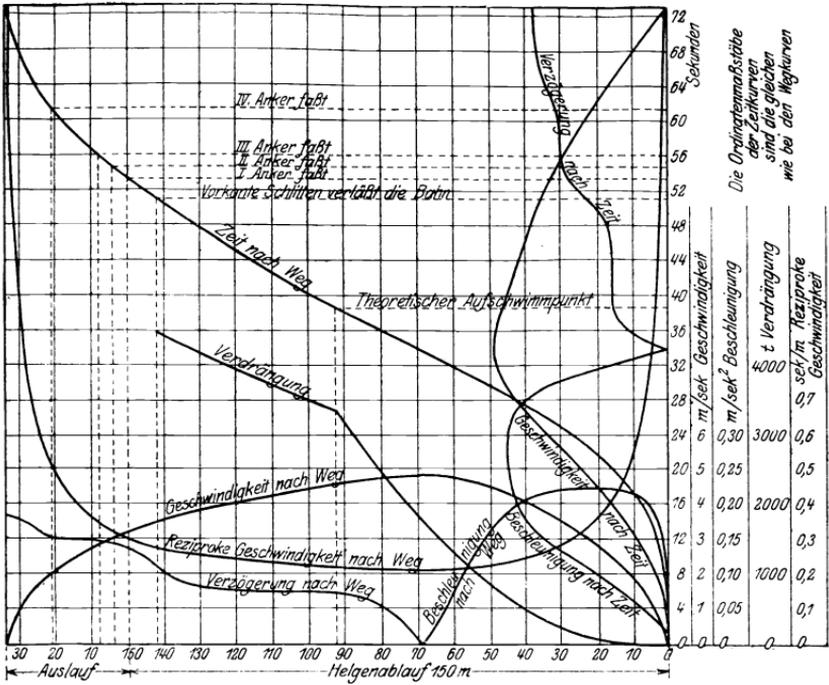


Abb. 374.

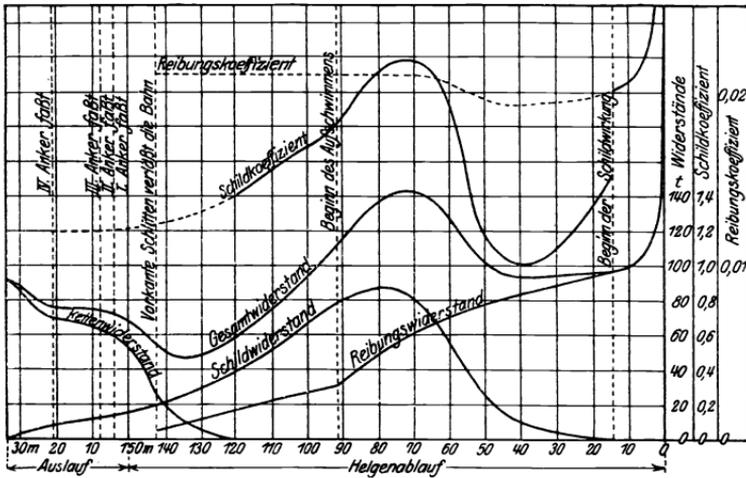


Abb. 375.

Abb. 374 und 375 zeigen die Ergebnisse und Auswertung der Ablaufmessungen des Dampfers „Bahia Blanca“<sup>1)</sup>. Bemerkenswert ist vor allem die außerordent-

<sup>1)</sup> Vgl. Schiffbau Jg. 13, S. 429.

lich gute Wirkung des Bremschildes, welcher 35 vH der gesamten Stapellaufenergie vernichtete, während auf die Reibung 48 vH und auf den Kettenzug von Anker im Flußbett 17 vH entfielen. Die Wirkung von Bremschilden beim Ablauf ist vor allem deswegen so günstig, weil sie von dem Quadrat der Geschwindigkeit abhängig ist und mithin eine außerordentlich gute Selbstregelung der Geschwindigkeit herbeiführt, im Gegensatz zu allen andern Bremsmitteln (Anker, Gewichtsschleppen, Keilbremsen), deren Anwendung vor Beginn des Freischwimmens sehr bedenklich ist, weil sie die Geschwindigkeit übermäßig hemmen oder das Schiff sogar zum Stillstand auf der Helling bringen können. Bei Einschraubenschiffen können mit Rücksicht auf die Festigkeit des Hinterstevens nur kleine Bremschilder Verwendung finden. Auch bei Zweischraubenschiffen ist die Auflagerung an Hinterstevan und Wellenböcken nachzurechnen.

Die Überprüfung der Wirksamkeit von geschleppten Kettenbündeln bzw. anderen Gewichten, die durch Ketten über den Boden der Helling geschleppt werden, ergab bei einer Anzahl verschiedener Stapelläufe, daß der Zug in den Schleppketten etwa das 1,6- bis 1,8fache der geschleppten Gewichte beträgt.

Über Festigkeit beim Stapellauf siehe Abschnitt Festigkeit.

Die Tabelle S. 404/405 zeigt die Ergebnisse von Stapellaufrechnungen und -messungen für eine Anzahl Handels- und Kriegsschiffe verschiedener Größen.

## J. Aufschleppen.

Das Aufschleppen auf Land, welches besonders bei kleineren Schiffen vielfach an Stelle des Dockens geschieht, um den Schiffsboden untersuchen und ausbessern zu können, stellt sich, sofern dazu eine Helling oder eine andere geneigte Gleitbahn (Aufschleppe, Slip) benutzt wird, als die genaue Umkehrung des Stapellaufes dar, indem dieselben Vorgänge, nur in umgekehrter Reihenfolge, dabei eintreten, nämlich:

1. Drehen um den Stevenanlauf von der freien Schwimmlage bis zum vollständigen Aufsitzen auf der geneigten Bahn;

2. Hinaufgleiten auf letzterer mit abnehmender Eintauchung, bis zum völligen Trockenstehen;

3. Weiterhinaufgleiten auf der geneigten Bahn bis zu der Stelle, wo die Instandsetzung erfolgen soll, und wo das Schiff statt der Schmierplanken eine feste Stapelung erhält (Stapelplatz).

Die Umkehrung der Laufrichtung bedingt, daß das Eigengewicht des Schiffes nicht, wie beim Ablauf, die Bewegung einleitet, sondern ihr entgegenwirkt, so daß es mechanischer Vorrichtungen (Winden, Spille) bedarf, welche außer der Reibung auch die Wirkung des Schiffsgewichtes auf Hinabgleiten zu überwinden haben.

Demzufolge ist die aufzuwendende Kraft während des letzten Zeitabschnittes am größten, nämlich:

$$\begin{aligned} K &= G \cdot \sin \alpha + G \cdot \mu \cdot \cos \alpha \\ &= G (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)^1. \end{aligned}$$

Der Druck auf den Vorstevan oder die Vorderkante der Schmierplanken ist auch hier in dem Augenblick am größten, wo das Schiff beginnt, sich mit der ganzen Länge des Kiels auf die Gleitbahn aufzusetzen, d. h. am Ende des ersten und Anfang des zweiten Zeitabschnittes. Dieser Augenblick ist, umgekehrt

<sup>1)</sup> Der Reibungswert ist in diesem Falle mit  $\mu = 0,15$  bis  $0,20$  anzusetzen. Werden zum Aufschleppen Wagen mit Rollen oder Rädern verwendet, wie bei einigen Aufschleppvorrichtungen für Torpedofahrzeuge, so ist für  $\mu$  der Reibungswert der rollenden, statt desjenigen der gleitenden Reibung einzusetzen. Wird das Schiff nur aus einem Schwimmdock auf eine wagerechte Ebene gezogen, wie es z. B. auf der Reichswerft in Danzig auf dem sogenannten Horizontalslip (einer Anlage mit drei radial angeordneten Aufschleppbahnen) geschieht, so ist die zum Aufziehen erforderliche Kraft lediglich  $K = P \cdot \mu$ . Nach den bei dieser Anlage gewonnenen Erfahrungen ist  $\mu$  für den Beginn der Bewegung =  $0,06$  bis  $0,12$ , für den weiteren Verlauf =  $0,04$  bis  $0,08$  zu setzen.

wie der entsprechende beim Ablauf, dadurch gekennzeichnet, daß infolge der nun eingetretenen Unterstützung der Auftrieb oberhalb des eingetauchten Teiles der unterstützenden Fläche (Gleitbahn) plötzlich wegfällt, unter gleichzeitiger Verschiebung des Angriffspunktes des Gegendruckes  $R$  nach dem Hinterschiff zu (vorausgesetzt, daß der Vorsteven dem Lande zugekehrt ist), so daß sich der von dem Schiffsgewicht in Abzug zu bringende Auftrieb plötzlich um diesen Teil verringert, wodurch das Schiff an der Gleitbahn zu kleben scheint.

Dies wird um so merklicher sein, je weniger man in der Lage gewesen ist, die Gleitbahn unter Wasser zu schmieren.

## V. Praktische Stabilitätslehre.

### A. Wellen.

#### I. Arten der Wellen.

Unter einer Welle versteht man eine fortschreitende Unebenheit der Wasseroberfläche. Diese Unebenheit kann entweder als einzelne Welle auftreten oder in einer Reihe gleichmäßig wiederkehrender Erhöhungen und Vertiefungen der Wasserfläche bestehen (Gesellschaftswellen).

Ersteres tritt ein, wenn die anfänglich ebene und ruhige Wasseroberfläche an irgendeiner Stelle eine plötzliche Aufstauung oder Senkung erfährt, wie sie durch den Stoß eines bewegten Körpers (Schiffes) oder auch durch eine plötzliche Zu- oder Abnahme der Wassermenge (z. B. in einem Kanal, beim Öffnen einer Schleuse) hervorgebracht wird; letzteres, wenn die Wasserfläche an vielen Stellen durch äußere Einwirkung in eine allmählich anwachsende, dann eine Zeitlang gleichförmig bleibende und schließlich wieder abnehmende Bewegung versetzt wird, wie es bei den Wind- und Sturmwellen der Fall ist.

Man unterscheidet demzufolge [nach Scott Russell<sup>1)</sup>]:

1. die Übertragungs- oder Wanderwelle,
2. die Schwingungs- oder Rollwelle.

Zu den Übertragungswellen rechnet man die Widerstands- und Stauwellen, welche bei der Fortbewegung von Schiffen in offenem Wasser und in Kanälen entstehen, sowie die Brandungswellen; zu den Rollwellen die Meereswellen und Wogen, die hohle See und die Ozeandüngung.

Je nach der Tiefe des Meeres unterscheidet man ferner: Tiefseewellen und Grundwellen und nach der Form bei ersteren Sturzseen oder Brecher, bei letzteren Brandungswellen.

Sturzseen treten bei Tiefseewellen (d. h. solchen, bei denen die Meerestiefe im Vergleich zur Wellenhöhe als unendlich groß betrachtet werden kann) auf, wenn durch den Wind oder durch Übereinanderlaufen mehrerer Wellenzüge an einzelnen Stellen die Wellenhöhe so groß wird, daß die Welle ihre Form nicht mehr zu erhalten vermag, sondern überbricht; Brandungswellen oder Grundbrecher, wenn durch Abnehmen der Wassertiefe die Höhe der Welle sich so vergrößert, daß derselbe Fall eintritt. Letzteres geschieht (nach Scott Russell) dann, wenn die Wellenhöhe gleich der Wassertiefe wird<sup>2)</sup>. Die ursprüngliche Rollwelle (Welle II. Ordnung) geht hierbei in eine Übertragungswelle (Welle I. Ordnung) über.

<sup>1)</sup> Russell, John Scott: The Wave of Translation in the Oceans of Water, Air and Ether. Newcastle u. Edinburg 1885. — Ders.: On the True Nature of the Wave of Translation. Transact. of the Inst. of Nav. Arch. London 1879. — Ders.: The Modern System of Nav. Architecture. London 1865. — Ders.: Report of the Fourteenth Meeting of Brit. Association for the Advancement of Science. London 1844. — Ders.: Sur les lois de certains phénomènes hydrodynamiques qui accompagnent le mouvement des corps flottants. London 1835.

<sup>2)</sup> Vortrag von J. Scott Russell: Über Sturmstabilität im Gegensatz zur Steifheit der Schiffe in ruhigem Wasser. Mitt. a. d. Geb. d. Seew. 1880, S. 86. — Ferner Pollard et Dudebout: III, S. 212.

## 2. Form der Wellen.

**Bewegung der Wasserteilchen.** Nach den Beobachtungen von Weber<sup>1)</sup>, Airy<sup>2)</sup> und Scott Russell ist die Form der Wellen eine Zykloide oder zykloidenähnliche Kurve, und die Bewegung der einzelnen Wasserteilchen findet auf kreisförmigen oder elliptischen Bahnen statt, und zwar bei der Stauwelle auf Halbkreisen oder Halbellipsen, so daß der Kreis- oder Ellipsendurchmesser das Maß für die Fortbewegung der Wasserteilchen abgibt, bei der Rollwelle dagegen auf ganzen Kreisen oder Ellipsen, so daß hier keine eigentliche Fortbewegung der Teilchen erfolgt, sondern jedes nach dem Durchlaufen seiner Bahn wieder an seinen alten Platz zurückkehrt. (Die Verschiebung der Wasserteilchen durch den Wind, welche bei letzterer Wellenart an der Oberfläche der Wellen eintreten kann, bleibt hierbei außer Betracht.) Der Durchmesser der Bahnen ist an der Oberfläche am größten und nimmt für die tiefer gelegenen Teilchen — nach einem bestimmten Gesetz — allmählich bis zu Null ab (s. Abb. 380).

Die Kurven, mit denen die Wellen der Wellenlehre hauptsächlich verglichen werden, sind folgende:

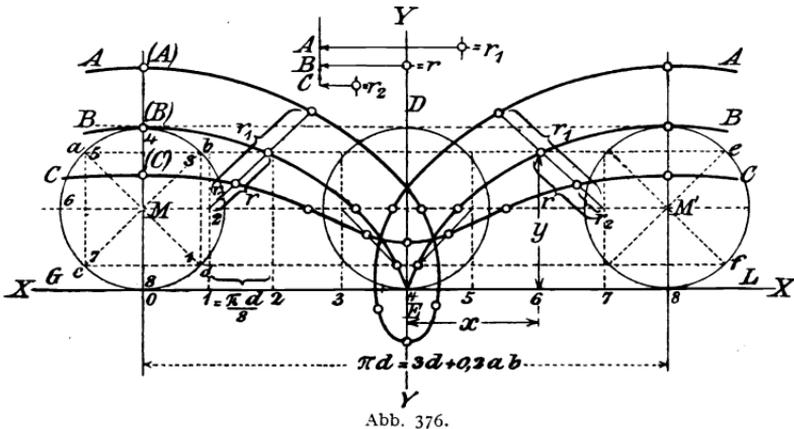


Abb. 376.

**Zykloide oder Radlinie.** Die Zykloide ist die Kurve, welche ein Punkt des Umfangs eines auf einer geraden Linie rollenden Kreises beschreibt.

Die Gleichung der Zykloide, bezogen auf  $GL$  als  $X$ -Achse und  $DE$  als  $Y$ -Achse (s. Abb. 376) ist:

$$x = r(\varphi - \sin \varphi); \quad y = r(1 - \cos \varphi)$$

oder

$$x = r \arccos \frac{r-y}{r} \pm \sqrt{(2r-y)y}.$$

Für die verlängerte und die verkürzte Zykloide lauten die Gleichungen, wenn  $r_1$  und  $r_2$  die Entfernungen des die Kurve beschreibenden Punktes vom Mittelpunkt des Rollkreises bezeichnen:

$$\text{und} \quad x = r\varphi - r_1 \sin \varphi; \quad y = r - r_1 \cos \varphi,$$

$$x = r\varphi - r_2 \sin \varphi; \quad y = r - r_2 \cos \varphi.$$

In diesen Formeln bedeutet  $\varphi$  den Drehungswinkel des Rollkreises.

**Aufzeichnung:** Der Rollkreis wird von dem Berührungspunkt  $O$  mit der Grundlinie  $GL$  aus in eine beliebige Anzahl, etwa acht, gleicher Teile geteilt. Aus diesen Teilpunkten und dem Mittelpunkt  $M$  ziehe man Parallelen zu  $GL$ , trage auf letzterer  $0$  bis  $8 =$  Umfang des Rollkreises

<sup>1)</sup> Weber, Ernst Heinrich und Wilhelm: Wellenlehre auf Experimente gegründet. Leipzig 1825. (Enthält auch die bis dahin bekannten Wellentheorien von Newton, Laplace, Poisson u. a., insbesondere die mathematische Entwicklung der zykloidalen Wellenform von Franz Gerstner, Prof. d. höh. Mathematik. Prag 1804.)

<sup>2)</sup> Airy: On Tides and Waves. London 1845.

( $\pi d = 3d + 0,2$  der Seite des eingeschriebenen Quadrates) ab, errichte in 8 eine Senkrechte, welche  $MM^1 = 0$  bis 8 bestimmt. Nachdem  $MM^1$  gleichfalls in acht Teile geteilt, schlage man aus den Teilpunkten mit dem Halbmesser  $r$  des Rollkreises Kreisbögen, deren Schnittpunkte mit den gleichnamigen Parallelen zu  $GL$  in der durch die Figur angedeuteten Weise die Punkte der Zykloide bestimmen. Durch Abtragen beliebiger Strecken  $r_1$  und  $r_2$  auf den Verbindungslinien zwischen jenen Teil- und Schnittpunkten erhält man Punkte der verlängerten und der verkürzten Zykloide [Trochoide<sup>1)</sup>].

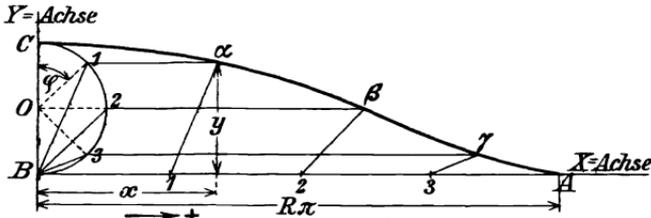


Abb. 377.

**Trochoide** (verkürzte Zykloide). a) Gleichung. Die Gleichung der Trochoide bei Annahme des in der Abb. 377 angegebenen Koordinatensystems ist:

$$y = r + r \cos \varphi,$$

$$x = R \varphi + r \sin \varphi.$$

b) Aufzeichnung. Es sei  $AB$  die halbe Wellenlänge,  $BC$  die Wellenhöhe (Abb. 377). Man teile den Halbkreis über  $BC$  in dieselbe Anzahl Teile wie die Linie  $AB$ , verbinde jeden dieser Teilpunkte mit  $B$ ; ziehe sodann aus den Kreisteilpunkten Parallelen zu  $AB$  und aus den Teilpunkten von  $AB$  Parallelen zu den Linien aus  $B$ .

Die zugehörigen Schnittpunkte sind Punkte der gesuchten Kurve<sup>1)</sup>.

### 3. Rollwellen<sup>2)</sup>.

**Wellenform.** Die Grundform der Roll- und Schwingungswelle ist die Zykloide. Bei einer nach ihr geformten Welle würde sich jeder Punkt der Wasseroberfläche auf einem Kreise bewegen, dessen Umfang gleich der Länge der Welle, d. h. gleich der Entfernung von Wellenkamm zu Wellenkamm ist. Werden die Kreise der Wasserteilchen noch größer, so brechen sich die Wellen, weil die Wasseroberfläche alsdann die Form einer verlängerten Zykloide annehmen muß, bei welcher sich die Wellenlinien jedesmal unterhalb des Wellenkammes überschneiden, was ohne Zerstörung des Zusammenhanges der Oberfläche nicht möglich ist. Da aber letztere auch nicht, wie es bei der reinen Zykloidenwelle geschehen müßte, eine scharfe Kante an jedem Wellenkamm zu bilden vermag, so sind die eigentlichen Schwingungswellen stets nach verkürzten Zykloiden oder Trochoiden geformt, bei denen die Kreisbewegungen der Wasserteilchen kleiner sind als die Wellenlänge.

Somit bildet diejenige Zykloide, welche von einem Kreise beschrieben wird, dessen Umfang gleich der Wellenlänge ist, die äußerste Grenze der Wellenlinien, und der Durchmesser des Kreises ist die größte Höhe, welche eine Welle von jener Länge (theoretisch) erreichen kann, ohne überzubrechen.

Der Kreis ist der Wälzungs- oder Rollkreis für alle Wellen von derselben Länge, und man erhält die Trochoidenform einer Welle von beliebiger Höhe als den geometrischen Ort der Lagen eines Punktes auf dem Umfang des Kreises vom Durchmesser gleich der Wellenhöhe, welcher, mit dem Rollkreis konzentrisch, mit diesem zusammen umläuft (Abb. 378).

Der die Wellenform beschreibende Kreis gibt zugleich die Bahn an, welche ein Teilchen der ursprünglich ebenen Wasseroberfläche während der Wellen-

<sup>1)</sup> Diese mathematisch gezeichneten Kurven stellen auf dem Kopfe stehende Wellen dar; um richtige Wellenformen zu erhalten, müssen sie umgekehrt gezeichnet werden (vgl. Darstellungsweise S. 505).

<sup>2)</sup> Stauwellen haben für den Schiffbau nur unwesentliche Bedeutung. Nähere Angaben über Entstehung und Wellenbeziehungen bei Stauwellen siehe Johow 3. Aufl., S. 423 bis 427.

bewegung durchläuft. Da nun jedes dieser Wasserteilchen auf einer anderen Kreisbahn schwingt und eine andere Lage einnimmt als das benachbarte, so entsteht der Eindruck, als wenn die Wellenform selbst sich fortbewegte.

**Wellengeschwindigkeit und Wellenperiode.** Die Geschwindigkeit, mit welcher die scheinbare Fortpflanzung der Welle erfolgt, ist abhängig von der Dauer des Kreisumlaufs der einzelnen Wasserteilchen und der Länge der Welle; denn

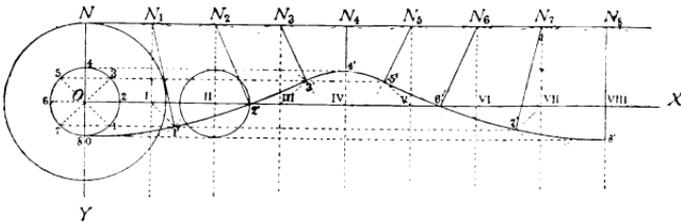


Abb. 378.

während eines einmaligen Umlaufs durchwandert jeder Wellenkamm und jedes Wellental einmal die Wellenlänge. Die hierzu erforderliche Zeit, d. h. die Zeit der periodischen Wiederkehr eines Wellenberges oder -tales an ein und derselben Stelle, ist die Wellenperiode. Geschwindigkeit und Periode der Rollwelle sind somit nicht abhängig von der Höhe der Welle, sondern nur von ihrer Länge. Letztere beeinflusst nur die erreichbare Wellenhöhe

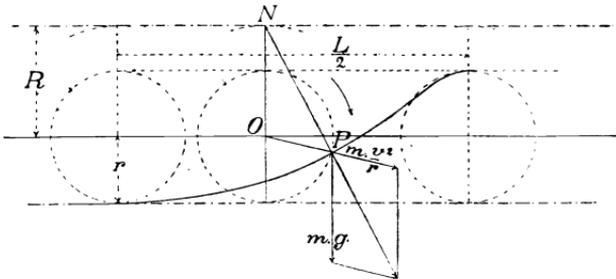


Abb. 379.

Bezeichnet man die Wellenperiode mit  $T$ , den Halbmesser des Rollkreises mit  $R$ , den Halbmesser des beschreibenden Kreises mit  $r$  (= halbe Wellenhöhe  $h$ ), die Wellenlänge mit  $\xi$ , so ist die scheinbare Wellengeschwindigkeit

$$V = \frac{\xi}{T} = \frac{2\pi R}{T}$$

und die Umfangsgeschwindigkeit der Wasserteilchen an der Oberfläche der Welle

$$v = \frac{2\pi r}{T},$$

so daß sich verhält

$$V : v = R : r = \frac{\xi}{\pi} : h.$$

Geometrisch läßt sich nachweisen (mittels der Gleichung der Trochoide, s. S. 410), daß die Normale in irgendeinem Punkt  $P$  auf die Wellenlinie durch den jeweiligen Berührungspunkt  $N$  des Rollkreises mit der Rollbahn geht, somit Diagonale in dem aus dem Halbmesser des Rollkreises und dem des beschreibenden Kreises gebildeten Parallelogramm ist (Abb. 379).

Da nun andererseits die Wellenlinie (innerhalb einer zu der Welle senkrechten Schnittenebene) der geometrische Ort der jeweiligen Gleichgewichtslagen aller schwingenden Wasserteilchen der zuvor ebenen Oberfläche ist, und diese letzteren — gleichförmige Bewegung vorausgesetzt — nur unter dem Einfluß der Schwerkraft und der Fliehkraft stehen, so muß die Mittelkraft aus diesen beiden ebenfalls auf der Wellenlinie senkrecht stehen, weil nur dann Gleichgewicht vorhanden sein kann (d'Alembertsches Gesetz).

Demzufolge geben die Halbmesser des Rollkreises  $\overline{ON}$  und des beschreibenden Kreises  $\overline{OP}$  der Größe und Richtung nach die auf das Teilchen  $P$  wirkende Schwerkraft und Fliehkraft an, wenn  $\overline{NP}$  die Mittelkraft aus beiden, d. h. die scheinbare Schwerkraft bezeichnet, welche dem jeweiligen scheinbaren Auftrieb gleich und entgegengesetzt gerichtet ist.

Es verhält sich also

$$\frac{R}{r} = \frac{\text{Schwerkraft}}{\text{Fliehkraft}} = \frac{m \cdot g}{m \cdot \frac{v^2}{r}} = \frac{g \cdot r}{v^2} \quad (m = \text{Masse des Teilchens } P),$$

und, da

$$v = \frac{2\pi r}{T}, \quad \frac{R}{r} = \frac{g \cdot T^2}{4\pi^2 \cdot r}, \quad R = \frac{g \cdot T^2}{4\pi^2};$$

also ist:

$$2\pi R = \xi = \frac{g \cdot T^2}{2\pi}$$

die Länge der Rollwelle; ferner:

$$T = \sqrt{\frac{2\pi \xi}{g}} = 2\pi \sqrt{\frac{R}{g}}$$

die Periode der Rollwelle;

$$V = \frac{\xi}{T} = \sqrt{\frac{g \cdot \xi}{2\pi}}$$

die Geschwindigkeit<sup>1)</sup> der Rollwelle; woraus wiederum folgt:

$$\xi = \frac{2\pi}{g} \cdot V^2.$$

Endlich:

$$v = \frac{2\pi r}{T} = \frac{h}{2} \sqrt{\frac{2\pi g}{\xi}}$$

die Umfangsgeschwindigkeit der Wasserteilchen an der Oberfläche der Welle; und

$$\varepsilon = \frac{v}{r} = \frac{2\pi}{T} = \sqrt{\frac{2\pi g}{\xi}} = \frac{g}{V}$$

ihre Winkelgeschwindigkeit.

In Zahlenwerten ist daher:

1. Die Länge der Welle in Metern

$$\begin{aligned} &= 1,561 \times \text{Quadrat der Periode der Welle in Sekunden,} \\ &= 0,640 \times \text{Quadrat der Geschwindigkeit der Welle in m/sk.} \end{aligned}$$

2. Die Periode der Welle in Sekunden

$$= \sqrt{0,640 \times \text{Länge}} \approx 0,8 \sqrt{\text{Länge in Metern}}.$$

3. Die Geschwindigkeit der Welle in Metern in der Sekunde

$$\begin{aligned} &= 1,561 \times \text{Periode der Welle in Sekunden,} \\ &= \sqrt{1,561 \times \text{Länge}} \approx 1,25 \sqrt{\text{Länge in Metern}}, \end{aligned}$$

$$= 3,035 \times \text{Periode der Welle in Sekunden.}$$

in Seemeilen in der Stunde

4. Die Umfangsgeschwindigkeit der Wasserteilchen an der Oberfläche der Welle in Metern in der Sekunde

$$= 3,925 \frac{\text{Höhe der Welle}}{\sqrt{\text{Länge der Welle}}} \quad \left. \vphantom{\frac{\text{Höhe der Welle}}{\sqrt{\text{Länge der Welle}}}} \right\} \text{ in Metern.}$$

5. Die Winkelgeschwindigkeit der Wasserteilchen an der Oberfläche in Graden

$$= \frac{6,283}{\text{Periode}} = \frac{7,851}{\sqrt{\text{Länge}}} = \frac{9,81}{\text{Geschwindigkeit der Welle}}.$$

<sup>1)</sup> Anstatt  $V^2 = g \frac{\xi}{2\pi}$  fand Thomson  $V^2 = \left( \frac{\xi}{2\pi} + \frac{2\pi}{\xi} T \right)$ , worin  $T$  die Oberflächenspannung der Flüssigkeit bedeutet. Vgl. O. Rieβ: Experimentelle Untersuchungen über das Thomsonsche Gesetz der Wellenbewegung auf Wasser. München 1890.

Wie man sieht, ist die (scheinbare) Geschwindigkeit der Welle und die (wirkliche) Winkelgeschwindigkeit der Wasserteilchen nur von der Länge der Welle und nicht von ihrer Höhe abhängig; die Umfangsgeschwindigkeit der Wasserteilchen wird dagegen hauptsächlich von der Höhe der Welle beeinflusst.

**Abnahme der Wellenhöhe in den tieferen Wasserschichten.** Ebenso wie die Oberfläche des Wassers bilden auch die darunter befindlichen, ursprünglich ebenen Wasserschichten wellenförmige Flächen, jedoch mit beständig abnehmender Höhe; das Gesetz, nach welchem diese Abnahme stattfindet, drückt sich aus durch die Gleichung:

$$r = R \cdot e^{-\frac{2\pi z}{\lambda}},$$

worin  $z$  die Tiefe der betreffenden Wasserschicht unter der Oberfläche bedeutet.

Nach Rankine wird für jede Tiefenzunahme um  $\frac{1}{9}$  der Wellenlänge die Wellenhöhe um die Hälfte kleiner als die der vorhergehenden.

Aus der Abb. 380 ist ersichtlich, daß die ursprünglich gleichmäßig dicken Horizontalschichten in der Wellenform überall verschiedene Dicke haben, wobei die anfangs rechteckigen Querschnitte der Wasserprismen schiefwinklig ( $ABCD$ ) werden, und zwar sind die Dicken der Schichten am Wellenkamm größer, am Wellental kleiner als in der Ruhelage. Dies erklärt sich daraus, daß am Wellenkamm, wo die Fliehkraft der Schwerkraft entgegenwirkt, der resultierende Druck auf die Schicht kleiner, im

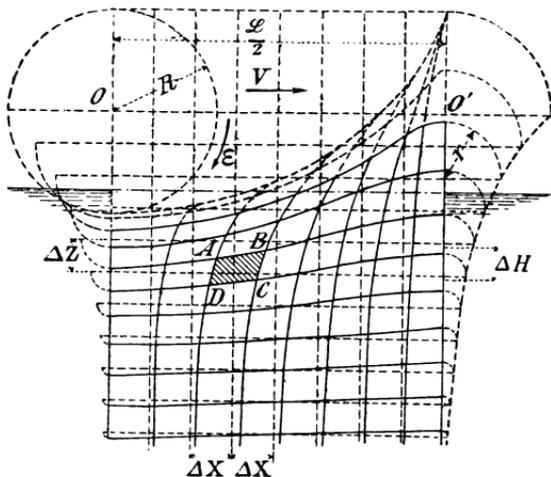


Abb. 380.

Wellental dagegen, wo Fliehkraft und Schwerkraft zusammenwirken, größer wird. Es werden daher die hier weggedrückten Wasserteilchen am Wellenkamm sich ansammeln, weil sowohl die Wassermenge innerhalb der ganzen Schicht wie auch der gesamte, auf dieselbe wirkende Druck immer dieselben bleiben müssen, wenn dynamisches Gleichgewicht bestehen soll.

In ähnlicher Weise zeigen auch die ursprünglich senkrechten Wassersäulen überall verschiedene Breiten, weil aus demselben Grunde auch die einzelnen senkrechten Abschnitte jeder Schicht denselben Inhalt behalten müssen. Es werden daher im Wellental, wo der stärkste senkrechte Druck stattfindet, die Wassersäulen am breitesten, am Wellenkamm am schmalsten, und die ursprünglich rechteckigen Flächenteile des Wellenquerschnittes gehen in Parallelogramme (oder Vierecke) von überall gleichem Flächeninhalt über.

Es entstehen auf diese Weise krumme Begrenzungsflächen der zuvor senkrechten Wassersäulen, und die Tangenten an diese Kurven gehen, wie sich ebenfalls geometrisch nachweisen läßt, durch den untersten Punkt des Rollkreises, welcher zu dem fraglichen Punkte der Wellenlinie gehört.

Die vorstehend entwickelten Formeln geben, obwohl sie mit den Ergebnissen der Beobachtung nicht ganz übereinstimmen, doch ziemlich richtige Werte<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> S. S. 416.

Sie gelten aber nur für wirkliche Tiefseewellen, d. h. für Wellen in so tiefem Wasser, daß der Meeresgrund auf die Schwingungsbahnen der Wasserteilchen keinen Einfluß hat, diese also als kreisförmig angesehen werden können.

In flachem Wasser sind die Bahnen der Wasserteilchen elliptisch und die Wellen bei gleicher Winkelgeschwindigkeit der Wasserteilchen und gleicher Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Welle länger als diejenigen mit kreisförmigen Schwingungsbahnen.

Solche elliptischen Trochoidenwellen sind aber nur möglich, wenn die Wellenlänge im Verhältnis zu der seitlichen Abweichung der Wasserteilchen (d. h. der großen Achse der Schwingungsellipse) sehr groß, mit anderen Worten, wenn die Wassertiefe  $H$  im Vergleich zur Wellenlänge klein, etwa  $\frac{1}{25} \lambda$  ist.

Wenn dagegen Tiefseewellen in allmählich abnehmende Wassertiefen kommen, wie es z. B. in der Nähe einer Meeresküste mit langsam ansteigendem Ufer geschieht, so werden die Wellen kürzer und höher, weil das Ufer eine Verzögerung und ein Aufstauen der Wellen verursacht; sobald diese Welle die größte mögliche Höhe  $H = 2R$  erreicht hat, beginnt sie zu branden und wirft ihre Wassermasse auf das Ufer, wo sie zuerst als richtige Übertragungswelle eine Strecke hinaufläuft, dann aber unter dem Einfluß von Schwerkraft und Reibung zurückflutet und dadurch die nachfolgenden Wellen ebenfalls zum Branden bringt.

Sehr große Wellen fangen schon bei 40 m Wassertiefe und darüber zu branden an.

Auch in größeren Entfernungen von der Küste treten ähnliche Erscheinungen auf, wenn durch Erhöhungen des Meeresbodens (Untiefen) eine beträchtliche Tiefenabnahme stattfindet. Aus den Tiefseewellen werden dann Grundseen und Grundbrecher, welche den Schiffen oft gefährlicher werden können als die Tiefseewellen selbst<sup>1)</sup>.

**Beobachtung und Messung der Wellen.** Es ist wichtig, die Größenverhältnisse und sonstigen Eigenschaften der Wellen zu kennen, weil sie auf das Verhalten des Schiffes in See, insbesondere seine Stabilität und Festigkeit, von großem Einfluß sind. Für die Beobachtung und Messung von Wellen kann folgende Anleitung dienen:

#### Anleitung zur Bestimmung von Wellenabmessungen.

1. Die Geschwindigkeit einer Welle wird bestimmt, indem man die Zeit beobachtet, welche ein Wellenkamm zum Zurücklegen einer bekannten Strecke gebraucht. Zu diesem Zwecke bringe man an der Bordwand oder anderen zur Beobachtung geeigneten Plätzen zwei Marken an, messe ihren wagerechten Abstand voneinander parallel zur Kiellinie des Schiffes und vermerke nach einer Sekundenuhr die Zeit, zu welcher ein und derselbe Wellenkamm an der ersten und darauf an der zweiten Marke vorbeiläuft.

Ist  $V$  die Geschwindigkeit der Welle (in Metern in der Sekunde),  $e$  die abgemessene Entfernung (in Metern) zwischen den beiden Marken,  $t$  (in Sekunden) der beobachtete Zeitunterschied, so ist:

a) bei stillliegendem Schiff, vorausgesetzt, daß der Wellenzug in der Längsrichtung des Schiffes erfolgt:

$$V = \frac{e}{t}. \quad (I)$$

b) Ist das Schiff in Bewegung, so ist die Fahrt des Schiffes zu der gefundenen scheinbaren Wellengeschwindigkeit noch hinzuzuzählen oder abzuziehen, je nachdem die Bewegung in demselben oder in entgegengesetztem Sinne erfolgt wie die Richtung der Wellen, und es wird:

$$V = \frac{e}{t} \pm v, \quad (II)$$

wenn  $v$  die Geschwindigkeit des Schiffes, ausgedrückt in Metern in der Sekunde, bedeutet.

c) Fällt die Richtung der Wellen nicht mit der Kiellinie des Schiffes zusammen, sondern bildet mit ihr den Winkel  $\alpha$ , so ist unter der Voraussetzung, daß die Beobachtung senkrecht zur Wellenrichtung, d. h. das Einpeilen der Wellenkämme in die Marken parallel der Richtung der Wellenkämme erfolgt, der vom Schiff zurückgelegte Weg auf die Bewegungsrichtung der Wellen zu übertragen, und es wird

$$V = \left( \frac{e}{t} \pm v \right) \cos \alpha. \quad (III)$$

<sup>1)</sup> In solcher Grundsee ging das deutsche Torpedoboot S 126 verloren.

2. Der Winkel  $\alpha$  zwischen der Kiellinie des Schiffes und der Bewegungsrichtung der Wellen ist durch Peilen mit Peilkompaß oder Peilscheibe zu bestimmen.

3. Die Wellenlänge  $\xi$  wird unter Zugrundelegung der vorher ermittelten Geschwindigkeit bestimmt durch Beobachtung der Zeit, welche verfließt zwischen dem Vorbeilaufen zweier aufeinanderfolgenden Wellenkämme an ein und derselben Marke des Schiffes. Wird diese Zeit mit  $t'$  bezeichnet, so ist die Wellenlänge:

a) bei stillliegendem Schiffe

$$\xi = V t' \quad (\text{IV})$$

b) bei einem sich mit oder gegen die Richtung des Wellenzuges bewegenden Schiff

$$\xi = (V \mp v) t'. \quad (\text{V})$$

Bewegt sich das Schiff in demselben Sinne wie die Richtung der Wellen, so hat die Welle in der beobachteten Zeit  $t'$  außer ihrer eigenen Länge noch den während dieser Zeit vom Schiff zurückgelegten Weg  $v t'$  durchlaufen, von der Länge  $V t'$  muß daher, um die richtige Wellenlänge zu erhalten, dieser Weg abgezogen werden.

Das Umgekehrte ist der Fall, wenn das Schiff sich gegen die Wellenrichtung bewegt. In Formel (V) gilt daher das Minuszeichen, wenn das Schiff mit der See läuft, das Pluszeichen, wenn es gegen die See sich bewegt.

c) Bildet die Richtung der Wellen mit der Kiellinie den Winkel  $\alpha$ , so wird

$$\xi = (V \mp v \cos \alpha) t'. \quad (\text{VI})$$

Für die Vorzeichen gilt dasselbe wie unter b).

4. Die Wellenperiode  $T$  findet man aus der bestimmten Wellenlänge und Geschwindigkeit, und zwar ist:

$$T = \frac{\xi}{V}. \quad (\text{VII})$$

5. Die Höhe der Wellen ist durch Schätzung festzustellen. Man beobachte hierzu von einem über die Seitenwand des Schiffes herausragenden Platze die Eintauchungstiefe einer bestimmten Stelle der Bordwand, wenn sie sich im Wellental und wenn sie sich am Wellenberge befindet; die Differenz beider ergibt die Wellenhöhe. Ein möglichst tief gelegener Beobachtungsort, — Seitenfenster, Fallreep — ist für die Genauigkeit der Beobachtung günstig. Es empfiehlt sich hierzu an der Bordwand einen nach Dezimeter geteilten senkrechten Maßstab anzubringen.

Sind die Wellen so hoch, daß sie, wenn das Schiff im Wellental liegt, dem Beobachter den Horizont verdecken, so kann man die Wellenhöhe dadurch bestimmen, daß man, wenn das Schiff im Wellental auf ebenem Kiel liegt, sich an Bord eine solche Höhe aufsucht, in welcher man, über die Wellenkämme hinwegsehend, diese mit dem Seehorizont in derselben Linie sieht. Die Augenhöhe des Beobachters über der Wasserlinie, welche festzustellen ist, gibt dann die Wellenhöhe an.

Zur Erhöhung der Genauigkeit der Ergebnisse sind möglichst große Reihen gleichartiger Beobachtungen zu machen, die Berechnungen nach den einwandfreien Beobachtungen anzustellen und aus ihnen das Mittel zu nehmen.

#### 4. Beobachtete und berechnete Wellen.

Die Angaben älterer Beobachter<sup>1)</sup> weichen in bezug auf Länge, Höhe und Geschwindigkeit von Wellen außerordentlich voneinander ab; dieses ist teils aus der außerordentlichen Schwierigkeit der Beobachtung auf hoher See zu erklären, teils daraus, daß wahrscheinlich viele Dünungswellen, die an sich die regelmäßige Form aufweisen und verhältnismäßig gut zu beobachten sind, gemessen wurden; für den Schiffbau sind Angaben über Dünungswellen, die ihre ursprüngliche Form verloren haben und abgeflacht sind, aber wertlos, weil sich aus ihnen nicht die höchsten Anforderungen an das Schiff ergeben. Andererseits befinden sich die unter ständiger Einwirkung von Stürmen stehenden Wellen in einem Zustand fortwährender Unruhe; infolge der Druck- und Reibungswirkung des Windes hat die demselben zugekehrte bzw. abgekehrte Seite zweifellos verschiedene Form; außerdem laufen im See-gang infolge der stoßweisen Einwirkung des Windes immer kleinere Wellen über die großen Wellenzüge hinweg, so daß die Beobachtung sehr erschwert ist.

Als größte überhaupt vorkommende Wellen kann man solche von etwa 900 m Länge und 24 sek Periode betrachten, jedoch sind solche von 600 m Länge und 18 sek Periode schon äußerst selten. Die gewöhnlichen Sturmwellen im offenen Ozean haben 90 bis 100 m Länge und 6 bis 9, durchschnittlich 7,5 sek Periode.

Mit der Ausdauer und der Stärke des Windes nehmen auf offener See alle Wellenabmessungen, Höhe, Länge und Geschwindigkeit, zu; die Höhe wächst

<sup>1)</sup> Paris, Scoresby, Idle, Wheeler, Grimpy-Coudraye.

am schnellsten, die Länge zuerst langsam, dann aber schneller als die Höhe. Die Geschwindigkeit ist am wenigsten veränderlich, sie wächst allmählich mit der Dauer und Stärke des Windes und erreicht bald eine konstante Größe. Bei gleichbleibender Richtung und Stärke des Windes hört nach einer bestimmten

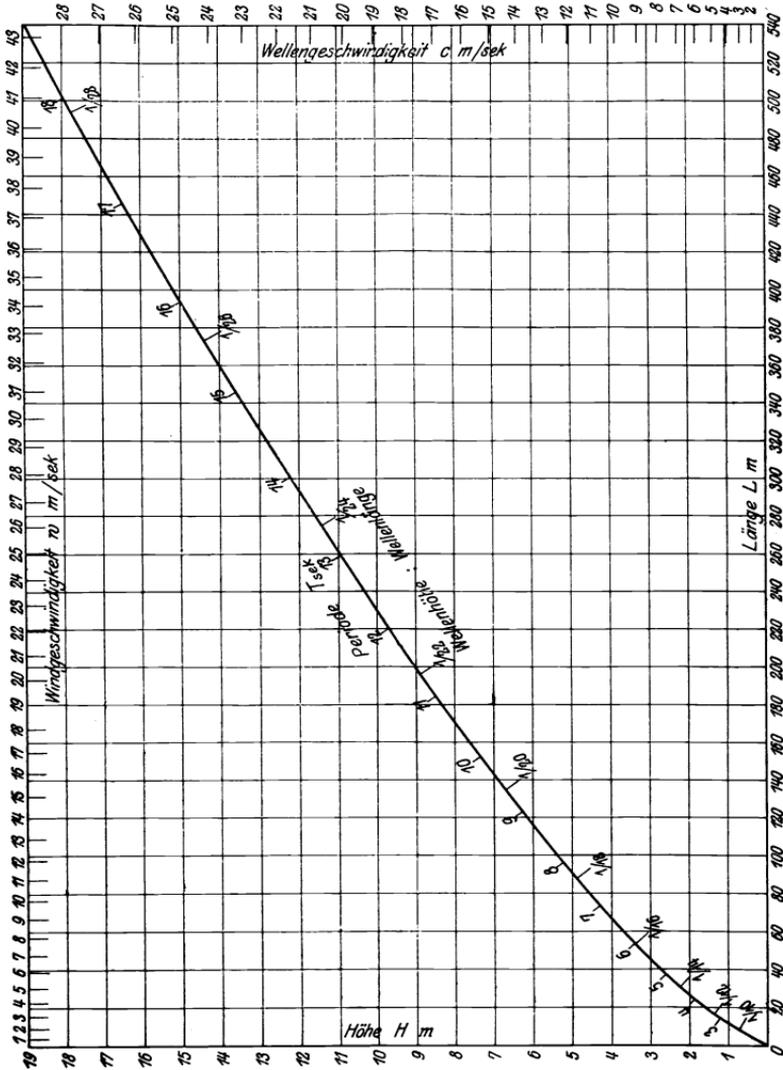


Abb. 381.

Zeit die Zunahme der Wellenmaße auf, und die Wellen nehmen einen beständigen Charakter an, man nennt sie dann ausgewachsene Wellen. Flaut der Wind ab, so nehmen auch die Wellenmaße ab, am schnellsten die Höhe, langsamer die Länge und Geschwindigkeit. Dies setzt sich fort, wenn der Wind zuletzt ganz aufhört und die durch ihre abgerundeten Wellenkuppen gekennzeichnete „Dünung“ eintritt. Während aber die Höhe der Wellen in der Dünung

sich schnell vermindert, behält die Welle ihre Länge und Geschwindigkeit noch lange Zeit und in großem Abstand von dem Orte, an dem die Windstille eintrat, bei. (Aus: Beobachtungen über die Meereswellen von Geh. Admiralsrat Rottok 1903.)

Auf Anregung des Letztgenannten hat im Jahre 1906 Professor Laas<sup>1)</sup> auf dem Segelschiff Preußen mit Hilfe des Zeißschen Stereokomparators eine Reihe von photographischen Aufnahmen gemacht, die nach der Rückkehr aufgemessen und bildlich dargestellt worden sind. Die Darstellung zeigt, daß die Formen der Meereswellen, die übrigens auf dieser Reise nur eine größte Höhe von etwa 6 m — bei einer größten Windstärke von 8 bis 9 und dementsprechenden Seegang von 5 bis 6 — erreichten, keineswegs reine Trochoiden sind, sondern recht unregelmäßige Querschnitte aufweisen, weil auf hoher See fast immer mehrere verschieden gerichtete Wellenzüge durcheinanderlaufen. Wiederholt wurden derartige Aufnahmen 1906 und 1913.

Trotz der bisher nicht klaren Ergebnisse hat sich durch diese Arbeiten gezeigt, daß in solchen photogrammetrischen und evtl. kinematographischen Aufnahmen ein Mittel gegeben ist, dereinst zu einer einwandfreien Theorie der Meereswellen und damit zu sicheren Grundlagen für die Beanspruchung der Schiffsverbände im Seegang und für die Beurteilung der Stabilität zu gelangen.

Aus 55 älteren Beobachtungen und 143 neuen, welche auf seine Veranlassung im Jahre 1913 auf Schiffen gemacht wurden, hat Marinebaumeister Zimmerman durch graphische Mittelung das in Abb. 381 dargestellte Blatt über Beziehungen normaler, unter Windwirkung erzwungener ausgewachsener Hochseewellen zusammengestellt, welches das nach dem heutigen Stande der Wissenschaft zur Verfügung stehende Material zusammenfaßt. Bemerkenswert und für den Schiffbau besonders wichtig ist die Abnahme des Verhältnisses  $H/L$  mit der Größe der Wellen, eine auch durch frühere Angaben festgelegte Tatsache.

## B. Wind.

### I. Windgeschwindigkeit.

Man begnügte sich bisher auf See meist mit Schätzungen der Windgeschwindigkeit nach der Stärke des Seeganges. Die allgemein verwendeten Bezeichnungen für die Stärke von Wind und Seegang stammen von Beaufort. Angaben verschiedener Forscher über die zahlenmäßige Bedeutung dieser Bezeichnungen wichen außerordentlich voneinander ab; die neuesten Angaben, welche alle bisherigen Forschungen berücksichtigen, stammen von Köppen<sup>2)</sup>.

Der natürliche Wind ist eine turbulente Luftbewegung längs der Erdoberfläche von Orten höheren Druckes zu denen niederen Druckes, entstanden durch Einflüsse wie ungleiche Verteilung von Land und Wasser, verschiedenen Feuchtigkeitsgehalt, Bewölkung usw., die alle eine Verschiedenheit des Druckes bewirken.

Der Wind als meteorologische Erscheinung interessiert hier weniger, bemerkenswert ist es aber, daß sich auf Grund langjähriger Beobachtungen Beziehungen finden ließen zwischen Geschwindigkeit und Turbulenz des Windes, die sich in periodischen Änderungen und unregelmäßigen Pulsationen (Böen) äußern<sup>3)</sup>.

Wenn auch nicht zu verkennen ist, daß erhebliche Schwierigkeiten bestehen, vergleichbare Messung der Windgeschwindigkeit in der Nähe des Erdbodens

<sup>1)</sup> Laas: Messung der Meereswellen und ihre Bedeutung für den Schiffbau. Jahrb Schiffbau. Ges. 1905. — Ders.: Photographische Messung von Meereswellen. Z. V. d. I. 1905, S. 1889.

<sup>2)</sup> Über geschätzte Windstärken und gemessene Windgeschwindigkeiten. Annalen der Hydrographie und maritimen Meteorologie 1926.

<sup>3)</sup> Vgl. hierzu R. Süring: Betrieb 1922, H. 21, wo im Aufsatz Art und Verteilung des Windes in Deutschland zusammen mit älteren statistischen Angaben die Forschungsergebnisse der letzten Jahre zu einem Gesamtbilde zusammengestellt sind.

oder der Wasseroberfläche zu erlangen, da örtliche Bodenbeschaffenheit und Gestaltung, Stärke des Seegangs usw. von großem Einflusse sind und überdies Messungen auf freier See kaum vorliegen, so geben die Untersuchungen der letzten Jahre über das Windgefüge, über Luft- und Bodenreibung, die an Land festgestellt wurden, recht guten Anhalt.

Bereits Wind über 4 m/sk Windgeschwindigkeit ist fast stets wirbelartig durchsetzt und besteht aus einer Folge sehr kleiner Pulsationen mit veränderlicher Amplitude und veränderlicher Richtung, wobei zwei Arten von Unstetigkeiten zu unterscheiden sind: Windstufen und Windböen.

Die Windstufen äußern sich derart, daß die Windgeschwindigkeit längere Zeit konstant bleibt und dann plötzlich auf eine bis zu 1 m/sk höhere oder tiefere Stufe springt, um nach Pendelung um die neue mittlere Geschwindigkeit nach einiger Zeit in eine neue Stufe überzugehen, usw. Dabei wird manchmal eine Periodizität dieses Vorganges von 10 bis 25 Minuten beobachtet, die sich um so schneller wiederholt, je stärker der Wind wird.

Windböen treten meist unregelmäßig gruppenförmig auf, wobei nach Untersuchungen von Berkow (Potsdam) und Robitzsch (Lindenberg) etwa 25 Pulsationen auf eine Minute kommen. Bei Sturm und gewissen Wetterlagen überdecken diese unregelmäßigen Stöße vollkommen die Windstufenschwankungen, und es entsteht der rein böige Wind.

Für das Verhältnis zwischen der mittleren Windgeschwindigkeit und der Größe der Windschwankungen gibt Robitzsch an, daß für Wind von mehr als 4 m/sk über ebenem Gelände in rund 20 m Höhe die Geschwindigkeit des Windes in den Böen zwischen 1,7 und 0,7 der mittleren Stundengeschwindigkeit schwankt. Bei sehr stark böigem Wind liegen die Schwankungen zwischen 1,9 und 0,2 der mittleren Geschwindigkeit. Nach neueren Messungen von Simpson<sup>1)</sup> haben Böen im Mittel etwa 30 vH höhere als Durchschnittsgeschwindigkeit.

Da der Druck proportional dem Quadrate der Windgeschwindigkeit anwächst, kann man also annehmen, daß der Druck starker Böen bei niederen und mittleren Windstärken bis zum 3- bis 3 $\frac{1}{2}$ -fachen Betrage des Druckes der mittleren Windgeschwindigkeit steigt; bei höheren Windstärken wird er nicht über den 2 $\frac{1}{2}$ -fachen Betrag steigen (entsprechend einer Geschwindigkeitserhöhung von etwa 60 vH).

#### Mittlere jährliche Windgeschwindigkeiten an verschiedenen Stationen.

Inseln	Küsten	Inland
Azoren . . . 3,9 m/sk	Valencia . . . 7,4 m/sk	Madrid . . . 4,4 m/sk
Sylt . . . . 5,0 „	Aberdeen . . 5,4 „	Berlin . . . 5,0 „
Helgoland . . 4,0 „	Wilhelmshaven 6,8 „	München . . 1,6 „
Malta . . . . 4,4 „	Memel . . . . 5,5 „	Wien . . . . 5,1 „
	Helsingfors . . 7,0 „	Mailand . . 1,7 „
	Triest . . . . 3,8 „	Prag . . . . 2,2 „
	Palermo . . . . 2,8 „	

(Nach Dr. Franz Linke: Aeronautische Meteorologie Bd. I, S. 63.)

#### Deutsches Küstengebiet.

Mittlere jährliche Windgeschwindigkeit 5 $\frac{1}{2}$  bis 6 $\frac{1}{2}$  m/sk. Absolutes Maximum der Stundengeschwindigkeit 26 m/sk. Jährliche Zahl der stürmischen Tage (Mittel  $\geq$  16 m/sk) 35. Zahl der windschwachen Tage (Mittel  $\leq$  3 m/sk) 45.

Es wurden registriert maximale Windgeschwindigkeiten 25 bis 28 m/sk in Berlin, in Potsdam 22 bis 23 m/sk als mittlere Stundengeschwindigkeiten.

<sup>1)</sup> The velocity equivalents of the Beaufort scale. Profess. Notes Nr. 44. London 1926.

## 2. Vertikale Windverteilung.

Die Geschwindigkeit des Windes nimmt von der Erdoberfläche aus rasch nach oben zu. Dabei sind die Änderungen in den unteren 15 m nach Wetter, Tages- und Jahreszeit stark wechselnd. Nach Auswertungen von Köppen und Hellmann beträgt der Mittelwert der Zunahme der Windgeschwindigkeit in Vohnundertteilen der Geschwindigkeit in 2 m Höhe für die Höhe von

3	4	5	8	10	15	20	25	50	100	200 m
10	16	22	34,5	41	53	64	73	90	120	150 vH

Für größere Höhen kann man nach Hellmann die Zunahme der vertikalen Windgeschwindigkeit durch die Formel

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

wiedergeben.

## 3. Winddruck.

Wie schon im 3. Abschnitt Kap. III, Segeln, ausgeführt, ist der Winddruck auf eine Fläche

$$R = C_R \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot F \cdot v^2 = C_R \cdot F \cdot q.$$

Hierin ist:

$C_R$  ein dimensionsloser Beiwert, der eine Funktion des Anstellwinkels und außerordentlich abhängig von Profilgebung, Umrißform und Seitenverhältnis ist. Er ist sehr verschieden, je nachdem es sich um gerade oder gewölbte Flächen oder um Kastenträger handelt; zuverlässige Feststellungen des Wertes sind nur auf Grund von Modellversuchen zu machen;

$\gamma$  das spezifische Gewicht der Luft;

$g$  die Erdschwere;

$F$  die Fläche;

$v$  die Windgeschwindigkeit in m/sk.

Die Größe  $q = \frac{\gamma \cdot v^2}{2g} = \infty \frac{1}{16} v^2$  wird als „Staudruck“ bezeichnet.

Für rohe Überschlagsrechnungen kann man für ebene Flächen, die senkrecht vom Wind getroffen werden, mit einem  $C_R$  von 1,6 rechnen; wenn es sich, wie meistens im Schiffbau, um größere ebene zusammenhängende Flächen handelt, genügt ein Beiwert  $C_R = 1,2$  bis 1,4. Es wird dann der spezifische Flächendruck  $p$  ungefähr pro  $m^2$  bei

$$\begin{array}{ccc} C_R = 1,2 & 1,4 & 1,6 \\ p = 0,075 v^2 & 0,09 v^2 & 0,10 v^2. \end{array}$$

Nach den obigen Angaben über maximale Windgeschwindigkeiten (bis etwa 28 m mittlere Stundengeschwindigkeit) und Böigkeit können bei einer etwa 1,6fachen Geschwindigkeit in den Böen Staudrucke bis zu 125 kg/m<sup>2</sup> und spezifische Winddrücke von 150 bis 175 kg/m<sup>2</sup> (bei  $C_R = 1,2$  bis 1,4) und darüber auftreten, doch sollen solche Maximalwerte in gemäßigten Zonen nur etwa alle 20 Jahre einmal vorkommen, während Windgeschwindigkeiten von 20 bis 22 m/sk mit einer zugehörigen höchsten Böengeschwindigkeit von 34 bis 37 m (1,7fach) mit einem spezifischen Druck von 85 bis 120 kg/m<sup>2</sup> ( $C_R = 1,2$  bis 1,4) im mittleren Deutschland bei Frühjahrs- und Herbststürmen durchschnittlich alle zwei Jahre erreicht werden. Bei Wirbelstürmen, vor allem in den Tropen, Windhosen und örtlichen Gewitterstürmen geht die Windgeschwindigkeit noch über die angegebenen Maximalwerte hinaus.

Bei der Beurteilung der Wirkung des Windes auf Schiffskörper ist — vor allem soweit die Bewertung von Böen in Frage kommt — auf die Verhältnisse

Stärke von Wind und Seegang.

Stärke	Wind										Seegang					
	Geschwindigkeit				Staudruck <sup>5)</sup>				Spez. Winddruck <sup>6)</sup>		Zustand und Fahrt des Schiffes (mittelgrobes Segelschiff)	Zustand der See	Stärke	Wellenhöhe <sup>7)</sup> m		
	mittlere <sup>1)</sup>		in Böen <sup>2)</sup>		bei mittlerer Geschwindigkeit		in Böen		bei mittlerer Geschwindigkeit							
a) <sup>3)</sup> m/sek	b) <sup>4)</sup> m/sek	a) <sup>3)</sup> m/sek	b) <sup>4)</sup> m/sek	a) <sup>3)</sup> kg/m <sup>2</sup>	b) <sup>4)</sup> kg/m <sup>2</sup>	a) <sup>3)</sup> kg/m <sup>2</sup>	b) <sup>4)</sup> kg/m <sup>2</sup>	a) <sup>3)</sup> kg/m <sup>2</sup>	b) <sup>4)</sup> kg/m <sup>2</sup>	a) <sup>3)</sup> kg/m <sup>2</sup>	b) <sup>4)</sup> kg/m <sup>2</sup>					
nach Beaufort																
0	0,2	0,3	0,4	0,6	0,03	0,06	0,10	0,22	0,04	0,08	0,13	0,29	Voll und bei; alle Segel; kein Steuer	Vollkommen glatte See	0	0
1	1,4	1,8	2,6	3,3	0,12	0,20	0,42	0,62	0,16	0,26	0,55	0,80	Voll und bei; alle Segel; eben Steuer im Schiff	Sehr ruhige "	1	unter 1
2	2,8	3,6	5,1	6,6	0,49	0,81	1,63	2,72	0,64	1,06	2,12	3,53	Voll und bei; alle Segel; 1 bis 2 Kn Fahrt	Ruhige "	2	1
3	4,3	5,6	7,7	10,0	1,18	1,96	3,71	6,25	1,53	2,55	4,82	8,12	Voll und bei; alle Segel; 3 bis 4 Kn Fahrt	Leicht bewegte "	3	2,2
4	6,0	7,9	10,5	13,9	2,25	3,90	6,88	12,08	2,92	5,07	8,95	15,70	Voll und bei; alle Segel; 5 bis 6 Kn Fahrt	Mäßig "	4	3,2
5	7,9	10,4	13,8	18,1	3,90	6,75	11,90	20,50	5,07	8,76	15,46	26,60	Beim Winde; Oberbramsege bei	Ziemlich grobe "	5	4,2
6	10,0	13,1	17,2	22,5	6,25	10,72	18,50	31,60	8,12	13,93	24,00	41,00	Beim Winde; Bramsege bei	Grobe, unruhige "	6	5,3
7	12,2	16,0	20,7	27,2	9,3	16,0	26,8	46,3	12,1	20,8	34,8	60,1	Beim Winde; volle Marssege bei	Hohe "	7	6,5 bis 7,7
8	14,7	19,1	24,7	32,0	13,5	22,8	38,1	64,0	17,6	29,6	49,5	83,2	Beim Winde; gereifte Obermarssege	Sehr hohe "	8	9,3, " 11,5
9	17,3	22,4	28,7	37,2	18,7	31,4	51,5	86,5	24,3	40,7	66,9	112,5	Beim Winde; Untermarssege	Heftige Sturm- "	9	13 u. darüber
10	20,1	26,0	33,0	42,6	25,2	42,3	61,8	113,5	32,8	54,5	80,4	147,5	Beiliegend; Großturmarssege	Gewaltigschwere "		
11	23,0	29,7	37,2	48,1	33,0	55,2	86,5	144,8	43,0	71,6	112,5	188,0	Sturmarssege			
12	25,0	32,0	49,6	51,2	39,1	64,0	153,8	163,8	50,8	83,2	199,8	213,0	Beiliegend; Topp und Takel			

1) Nach Köppen.  
 2) Gemessen bei normaler Anemometraufstellung, entsprechend rund mehrerer Meter behinderter und darüber 2 m freier Höhe.  
 3) Gemessen im freien Raum 10 m höher als unter 3).  
 4) Entsprechend 1,9facher mittlerer Geschwindigkeit bei kleiner und 1,6facher mittlerer Geschwindigkeit bei großer Windstärke.  
 5) Nach  $q = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \approx 1,25 \cdot v^2$ .  
 6) Für ein mittleres  $C_R = 1,3$ .  
 7) Nach Zimmermann.

des einzelnen Falles Rücksicht zu nehmen. In manchen Fällen dürfte der Druck der mittleren Windgeschwindigkeit genügen, da die Böen zu kurz sind, um bei der Masse von seegehenden Schiffen einiger Größe wesentlich beschleunigend in Erscheinung zu treten. Anders liegen die Verhältnisse bei kleinen Schiffen oder bei Pontons von Schwimmkränen, wobei im letztgenannten Falle der geringe Umfang der Stabilität in Betracht zu ziehen ist. In diesem Zusammenhang ist für kleine Schiffe eine rechnerisch größere Stabilität im Verhältnis zu ihrer Größe schon mit Rücksicht auf die Windwirkung zu fordern (s. auch S. 420).

## C. Rollschwingungen der Schiffe in ruhigem Wasser.

### I. Erläuterung.

Schwingungen der Schiffe entstehen durch Wellen, Winddruck, Stoß oder regelmäßig aufeinanderfolgende Gewichtsverschiebungen im Schiff. Nach der Richtung, in welcher sie erfolgen, unterscheidet man:

1. Das Schlingern oder Rollen als eine Schwingungsbewegung um die Längsachse des Schiffes.

2. Das Stampfen oder Setzen als eine Schwingungsbewegung um die Querachse des Schiffes, und zwar das Stampfen als die Bewegung des Buges, das Setzen als diejenige des Hecks des Schiffes.

3. Schwingungsbewegungen im senkrechten Sinne, also auf- und abwärts gerichtete, sogenannte Tauchschwingungen.

Man nennt:

Einfache Schwingung: die einmalige Bewegung des Schiffes von einer Seite zur andern:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{St B nach BB} \\ \text{Bug zum Heck} \\ \text{auf und nieder} \end{array} \right\}$  oder umgekehrt,

Doppelschwingung: die Hin- und Herbewegung des Schiffes bis zur Anfangslage:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{St B nach BB} \\ \text{Bug zum Heck} \\ \text{auf und nieder} \end{array} \right\}$  und zurück,

Schwingungswinkel (oder -bogen): den von der Senkrechten (Mastlinie) während der Schwingung durchlaufenen Winkel (oder Bogen),

Schwingungsperiode: die Zeit, welche das Schiff für eine einfache Schwingung gebraucht.

### 2. Schlinger- oder Rollbewegung ohne Berücksichtigung des Wasserwiderstandes.

**Theorie der isochronen Schwingungen.** Die Schwingungsbewegung eines regelmäßig schwingenden Körpers entspricht der eines physischen Pendels. Dafür läßt sich die Länge  $\zeta$  des mathematischen Pendels, welches in der gleichen Zeit eine gleich große Anzahl Schwingungen machen würde, bestimmen durch die Formel (Abb. 383):

$$\zeta = \frac{P \cdot K^2}{P \cdot l} = \frac{P \cdot K^2}{P \cdot \frac{d}{\sin \alpha}} = \frac{K^2}{d} \cdot \sin \alpha,$$

worin

$P$  das Gewicht des Körpers,

$K$  seinen Trägheitshalbmesser oder Trägheitsarm,

$l = \frac{d}{\sin \alpha}$  die Entfernung seines Schwerpunktes vom Aufhänge- oder

Drehpunkt,

$d$  den Arm des aufrichtenden Momentes, d. h. desjenigen, welches den schwingenden Körper in seine Anfangslage zurückzubringen strebt, und

$\alpha$  den Ausschlagwinkel (von der Anfangslage gemessen) darstellt.

Nimmt man an, daß das Metazentrum eines Schiffes bei Neigungen um die Längsachse seine Lage nicht ändert (s. S. 311), so kann man bei dem in Rollschwingungen befindlichen Schiffe für den Arm des aufrichtenden Momentes die Entfernung (Abb. 383)

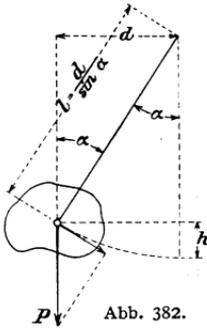


Abb. 382.

$$\overline{GH} = \overline{MG} \sin \varphi$$

setzen.

Dann ist die Länge des gleichschwingenden mathematischen Pendels (für  $\varphi = \alpha$ )

$$\zeta = \frac{K^2}{MG}$$

worin  $K$  den Trägheitshalbmesser } des Schiffes  
 $\overline{MG}$  die metazentrische Höhe } bezeichnet.

Die Dauer der einfachen Schwingung eines mathematischen Pendels ist annähernd gegeben durch die Formel<sup>1)</sup>

$$T = \pi \sqrt{\frac{\zeta}{g}}, \text{ die doppelte daher } T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{\zeta}{g}}.$$

Obiger Wert für  $\zeta$ , hier eingesetzt, ergibt die Dauer einer vollen Schlingerbewegung des Schiffes von Backbord nach Steuerbord und zurück (Doppelschwingung):

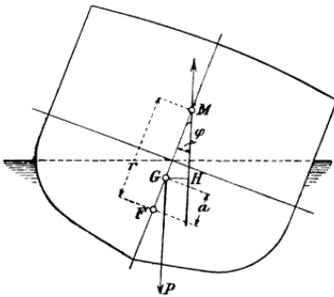


Abb. 383.

$$T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{K^2}{g \overline{MG}}} = \frac{2\pi K}{\sqrt{g \overline{MG}}}$$

Setzt man  $g = \frac{P}{M}$  (Gewicht des Schiffes / Masse des Schiffes), so

erhält man

$$T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{M \cdot K^2}{P \cdot \overline{MG}}}$$

oder, da das Stabilitätsmoment  $= P \cdot \overline{MG} \sin \varphi$  ist,

$$T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{M K^2 \sin}{\text{Stabilitätsmoment}}}$$

Werden die einzelnen Massen, aus welchen das Schiff und sein Inhalt, Ladung usw., besteht,

- mit. . . . .  $m_1, m_2, m_3$  usw.
- deren Gewichte mit . . .  $P_1, P_2, P_3$  „
- und die Entfernungen ihrer Schwerpunkte von der Drehachse mit. . . .  $k_1, k_2, k_3$  „

<sup>1)</sup> Nach den Gesetzen vom Pendel ist die Schwingungsdauer des einfachen mathematischen Pendels zwischen zwei aufeinanderfolgenden Durchgängen durch die Senkrechte, wenn die Länge =  $l$ , die Steighöhe =  $h$ , die Zeit in Sekunden =  $T$  ist (Abb. 382)

$$T = \pi \sqrt{\frac{l}{g}} \left[ 1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 \frac{h}{2l} + \left(\frac{1 \cdot 3}{2 \cdot 4}\right)^2 \left(\frac{h}{2l}\right)^3 + \left(\frac{1 \cdot 3 \cdot 5}{2 \cdot 4 \cdot 6}\right)^2 \left(\frac{h}{2l}\right)^5 \dots \right]$$

Für kleine Ausschlagswinkel wird annähernd genau die Schwingung als isochron betrachtet. Dann ist: die Schwingungsdauer

$$T = \pi \sqrt{\frac{l}{g}} = 0,562 \sqrt{l}$$

und die Zahl der Schwingungen in der Minute

$$Z = \frac{60 \sqrt{g}}{\pi \sqrt{l}}$$

für das Sekundenpendel ist

$$\pi \sqrt{\frac{l}{g}} = 1 \text{ oder } l = \frac{g}{\pi^2} = 0,9938 \text{ m} \approx 1 \text{ m.}$$

bezeichnet, so ist das Gesamtträgheitsmoment:

$$MK^2 = m_1 k_1^2 + m_2 k_2^2 + m_3 k_3^2 \dots \text{ usw.} = \Sigma (m k^2)$$

oder

$$\frac{PK^2}{g} = \frac{P_1 k_1^2}{g} + \frac{P_2 k_2^2}{g} + \frac{P_3 k_3^2}{g} \dots \text{ ,,} = \frac{1}{g} \Sigma (p k^2)$$

= Massenträgheitsmoment des ganzen Schiffes; somit ist:

$$T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{\text{Massenträgheitsmoment} \cdot \sin \varphi}{\text{Stabilitätsmoment}}}$$

Aus dieser Formel ergibt sich, daß die **Schwingungsdauer eines Schiffes um so größer** wird, die **Schwingungen** selbst also **um so langsamer** werden, je **größer sein Trägheitsmoment** oder je **kleiner sein Stabilitätsmoment** ist.

Bei gleichem Stabilitätsmoment schwingt dasjenige Schiff langsamer, dessen Trägheitshalbmesser größer ist. d. h. bei welchem mehr schwere Gewichte in der Nähe der Bordwand gelagert sind (Panzerschiffe).

Zugleich zeigt die Formel

$$T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{K^2}{g \cdot \overline{MG}}} \approx \frac{2K}{\sqrt{\overline{MG}}} \quad \left( \text{da } \frac{\pi}{g} = \frac{3,1416}{3,1321} \approx 1 \text{ ist} \right),$$

daß unter der angenommenen Voraussetzung eines unveränderlichen Metazentrums die Schwingungsdauer eines Schiffes unabhängig von der Größe des Schwingungsbogens, also von dem Ausschlagwinkel ist. Dies gilt jedoch, ebenso wie beim Kreispendedel, nur für kleine Ausschlagwinkel, s. Anmerkung S. 422.

**Theorie der nicht isochronen Schwingungen.**

Ändert bei Neigungen um die Längsachse das Metazentrum seine Lage, so ist die Schwingungszeit des Schiffes für kleine und große Ausschwingung verschieden, und die Formel  $T_2 = \frac{2\pi \cdot K}{\sqrt{g \cdot \overline{MG}}}$

gilt nicht mehr. Das Schiff schwingt nicht mehr wie ein Kreispendedel, sondern wie ein Rollpendel, dessen Länge sich fortwährend ändert (Abb. 384).

Die Formel für die Schwingungszeit lautet dann (und das gilt praktisch für alle Schiffe bei größeren Ausschlagwinkeln):

$$T_2 = 4 \int_0^{\varphi_0} d\varphi \cdot \sqrt{\frac{K^2}{2g \int_{\varphi}^{\varphi_0} (\overline{MG})_{\varphi} \sin \varphi d\varphi}}$$

worin  $(\overline{MG})_{\varphi}$  die metazentrische Höhe für Neigungen bezeichnet, wie in Abb. 309 dargestellt, und  $\varphi_0$  den äußersten Ausschlagwinkel bedeutet.

Ob ein Schiff für verschiedene Schwingungsausschläge verschiedene Schwingungsdauer hat, hängt also ab vom Verlauf der metazentrischen Höhe für Neigungen; d. h. also vom Verlauf der Hebelarmkurve. Dieser wird seinerseits, wie auf S. 316 gezeigt, im wesentlichen vom Verlauf der Formzusatzstabilität be-

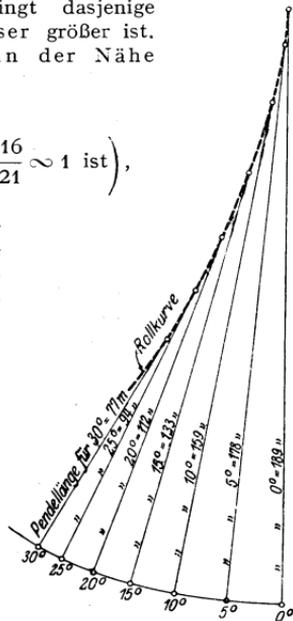


Abb. 384.

einflußt. Für praktische Rechnungen ergibt sich genügende Genauigkeit, wenn man die Formel für isochrone Schwingung benutzt und in ihr den Ausdruck  $\overline{MG}$  ersetzt durch das Mittel der einzelnen Werte von  $(\overline{MG})_q$  von  $0^\circ$  bis zum äußersten Ausschlagwinkel.

**Mittel zur Veränderung der Schwingungsdauer.** Man kann bei einem fertigen Schiff die Schwingungen, welche das Schiff im ruhigen Wasser macht, nach Bedarf verändern. Dies geschieht durch entsprechende Gewichtsverschiebungen, welche nach folgenden Angaben vorzunehmen sind:

	Das Schiff schwingt zu langsam	Das Schiff schwingt zu schnell
I.	Verkleinern des Trägheitsmomentes durch wagerechte Verschiebung schwerer Gewichte von beiden Seiten nach der Schiffsmitte (Verkürzen des Trägheitshalbmessers).	Vergrößern des Trägheitsmomentes durch wagerechte Verschiebung schwerer Gewichte von der Schiffsmitte nach beiden Seiten (Verlängern des Trägheitshalbmessers).
II.	Vergrößern des Stabilitätsmomentes durch senkrechte Verschiebung von Gewichten nach unten (Senken des Gewichtsschwerpunktes).	Verkleinern des Stabilitätsmomentes durch senkrechte Verschiebung von Gewichten nach oben, Heben des Gewichtsschwerpunktes; nur zulässig bei Schiffen, welche hinreichend große Stabilität besitzen und auch nach der Verschiebung behalten.
III.	Vereinigung von I. und II. Verkleinern des Trägheitsmomentes und Vergrößern des Stabilitätsmomentes.	Vereinigung von I. und II. Vergrößern des Trägheitsmomentes und Verkleinern des Stabilitätsmomentes; nur zulässig, wenn genügend Stabilität verbleibt.

Hierbei ist zu beachten, daß das Heben und Senken von Gewichten nicht allein auf die Stabilität, sondern auch auf das Trägheitsmoment von Einfluß ist, weil dadurch die Länge des Trägheitsarms sich ändert; und zwar wird ein Heben von Gewichten, die unterhalb des Gewichtsschwerpunktes lagerten, eine Verminderung, solcher, die über dem Schwerpunkt lagerten, eine Vergrößerung des Trägheitsmomentes des Schiffes nach sich ziehen, während beim Senken von Gewichten das Umgekehrte eintritt. Man muß deshalb auch diese Änderungen in Betracht ziehen, ehe man sich über die zu treffende Maßnahme entscheidet. Im allgemeinen wird die Schwingungsdauer in weit höherem Maße durch Veränderung der Stabilität beeinflußt als durch Änderung des Trägheitsmomentes. Die Änderung einer bekannten Schwingungsdauer durch bestimmte Gewichtsverschiebungen läßt sich nach obigen Formeln durch Berechnung der Veränderung der Stabilität bzw. des Trägheitsmomentes rechnerisch ermitteln<sup>1)</sup>.

### 3. Ermittlung des Massenträgheitsmomentes durch Rechnung.

Pollard et Dudebout<sup>2)</sup> (II, S. 278) geben folgendes Verfahren zur rechnerischen Ermittlung des Trägheitsmomentes eines Schiffes an.

1. Trägheitsmoment des äußeren Schiffskörpers (Außenhaut) in bezug auf eine wagerechte, mit der Schwimmebene parallele Achse durch den tiefsten Punkt  $K$  des Spantenrisses.

<sup>1)</sup> Beispiele s. 3. Auflage dieses Buches S. 403.

<sup>2)</sup> Nach Duhil de Bénazé et Risbec: Mémoire sur le mouvement complet du navire oscillant sur eau calme. — Bibliographie Bd. I, S. 24.

Teile den Spantenriß durch Kreise um  $K$  mit den Halbmessern  $1, 2, k, k + 1 \dots$  in konzentrische Ringstücke. Jedes dieser Ringstücke ist die Projektion aller derjenigen Teile der Schiffsoberfläche auf die Hauptspantebene, welche in bezug auf die Achse durch  $K$  denselben Trägheitsarm haben (Abb. 385).

Dann ist z. B. in der  $k$ ten Zone das zu beiden Seiten des Spants  $S_n$  zwischen  $E$  und  $F$  und den eingeschobenen Spanten  $AC$  und  $BD$  gelegene Flächenstück der Außenhaut dargestellt durch seine Projektion  $ABCD$ . Ist nun der Inhalt dieses Flächenstückes  $= F$  und sein Gewicht auf den  $m^2 = \gamma$ , also sein Gesamtgewicht  $= \gamma \cdot F$ , so ist, wenn man sich dieses Gewicht auf der Mittellinie  $\overline{EF}$  vereinigt denkt, das Trägheitsmoment des Flächenstückchens

$$= \frac{\gamma \cdot F}{g} \cdot \frac{1}{3} (\varrho^2 + \varrho \cdot \varrho_1 + \varrho_1^2)^1,$$

worin  $\varrho$  und  $\varrho_1$  die Trägheitsarme  $\overline{KE}$  und  $\overline{KF}$  der Endpunkte von  $\overline{EF}$  sind.

Setzt man  $\varrho = k$ ,  $\varrho_1 = k - 1$ , so wird dies

$$= \frac{\gamma \cdot F}{g} \cdot \frac{1}{3} (3k^2 - 3k + 1).$$

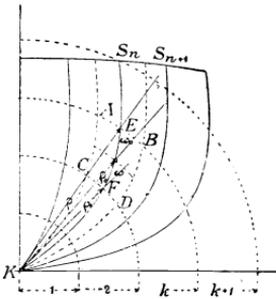


Abb. 385.

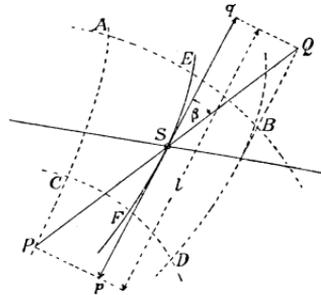


Abb. 386.

Die Fläche  $F$  ist aber gleich dem Produkt ihrer beiden Mittellinien, deren eine  $\overline{EF} = s$  im Spantenriß aufgemessen werden kann, während die andere, wenn  $\overline{pq} = l$  die Spantentfernung und  $\beta$  der Winkel ist, den das Flächenstück

<sup>1)</sup> Denn das Trägheitsmoment von  $\overline{EF} = s$  ist, wenn  $\varrho_0$  der Trägheitsarm (Abb. 386):

$$\frac{\gamma \cdot s}{g} \cdot \varrho_0^2 = \int_{\varrho_1}^{\varrho} \frac{\gamma \cdot ds}{g} \cdot \varrho^2.$$

Setzt man  $d\varrho = ds \cdot \cos \omega$  und für  $\omega$  den in den Grenzen  $\varrho_1$  bis  $\varrho$  nahezu unveränderlichen Mittelwert  $\omega_0 (< \overline{EF}, \varrho_0)$ , so wird

$$\int_{\varrho_1}^{\varrho} d\varrho = \cos \omega_0 \int_0^s ds, \text{ woraus } \cos \omega_0 = \frac{\varrho - \varrho_1}{s};$$

also ist

$$\frac{\gamma \cdot s}{g} \cdot \varrho_0^2 = \frac{\gamma}{g} \frac{s}{\varrho - \varrho_1} \int_{\varrho_1}^{\varrho} \varrho^2 d\varrho,$$

daher

$$\varrho_0^2 = \frac{1}{3} \frac{\varrho^3 - \varrho_1^3}{\varrho - \varrho_1} = \frac{1}{3} (\varrho^2 + \varrho \varrho_1 + \varrho_1^2).$$

in seinem Schwerpunkt  $S$  mit der Längsachse des Schiffes bildet,

$$\overline{PQ} = \frac{\overline{pq}}{\cos \beta} = \frac{l}{\cos \beta}$$

ist (Abb. 386), somit

$$F = \overline{EF} \cdot \overline{PQ} = \frac{s \cdot l}{\cos \beta}$$

und das Trägheitsmoment von  $F$ :

$$i = \frac{\gamma \cdot s \cdot l}{3g \cos \beta} (3k^2 - 3k + 1),$$

also das Trägheitsmoment der ganzen ( $h$ ten) Zone:

$$\left( \sum_{HL}^{VL} i \right)_k = \frac{l}{3g} (3k^2 - 3k + 1) \sum_{HL}^{VL} \frac{\gamma \cdot s}{\cos \beta}$$

und das Trägheitsmoment der ganzen Schiffsoberfläche

$$J = \sum_1^n \left( \sum_{HL}^{VL} i \right).$$

2. Die Trägheitsmomente aller übrigen Teile des Schiffes (Decks, Aufbauten, Maschinen, Kessel usw.) bestimme man, indem man ihre Masse mit dem Quadrat ihres Schwerpunktabstandes von der Achse durch  $K$  (nach Aufmaß) multipliziert.

3. Berücksichtigung der neutralen Achse. Hat man auf diese Weise das Trägheitsmoment  $J_K$  des ganzen Schiffes in bezug auf die Achse durch  $K$  gefunden, so erhält man dasjenige in bezug auf die Achse durch den Gewichtschwerpunkt  $G$ , wenn dessen Höhe über  $K = h$  ist, aus der Gleichung

$$J_G = J_K - \frac{P}{g} h^2.$$

Falls begründete Annahme besteht, daß die Schwingungsachse durch einen andern Punkt als  $G$  geht (s. S. 386), so ist das Massenträgheitsmoment natürlich auf diesen Punkt zu übertragen und nicht auf  $G$ .

#### 4. Ermittlung des Massenträgheitsmomentes durch Schlingerversuch.

Ist schon die Berechnung des Gewichtes und der Schwerpunktlage des leeren Schiffskörpers schwierig und zeitraubend, so ist die rechnerische Ermittlung des Trägheitsmomentes des ganzen Schiffes noch umständlicher, da hier alle Schwerpunktabstände der einzelnen Schiffsteile im Quadrat erscheinen. Man begnügt sich daher meist damit, die voraussichtliche Schwingungsdauer eines Schiffes und dessen Trägheitshalbmesser nach bekannten Ausführungen schätzungsweise zu bestimmen, wenn man nicht vorzieht — wie es in der Kriegsmarine üblich ist — diese Werte durch praktischen Versuch, den Schlingerversuch, zu ermitteln.

Zu dem Ende wird das Schiff durch wiederholtes gleichmäßiges Überlaufen einer Anzahl Mannschaften in schwingende Bewegung versetzt. Ist diese groß genug geworden, so stellen sich die Mannschaften mittschiffs auf, und nach einer Pause von etwa einer Minute, während welcher das Schiff Zeit gewinnt, möglichst gleichmäßige Bewegungen auszuführen, wird die Anzahl Sekunden vermerkt, in welcher es eine bestimmte Anzahl Doppelschwingungen vollführt hat.

Der Versuch erfolgt unter den gleichen Vorsichtsmaßregeln wie der Krängungsversuch (s. S. 359), also bei ruhigem Wasser und Wind, richtig vertäut usw.

Außerdem muß es in möglichst großer Entfernung von Ufern, Kaimauern oder Schiffen liegen. Anzahl der überlaufenden Mannschaften mindestens  $\sqrt[3]{P^2}$ , wobei  $P$  Schiffsgewicht in Tonnen. Im übrigen siehe „Vorschrift für die Ausführung von Schlingerversuchen in stillem Wasser mit Schiffen und Fahrzeugen der deutschen Reichsmarine“<sup>1)</sup>. Über die dabei verwendbaren Meßinstrumente s. S. 432.

Ist durch den Versuch die Zeit  $T_2$  bestimmt, in welcher das Schiff eine Doppelschwingung vollführt, so ist bei nicht zu großen Neigungen, da nur für solche die einfacheren Pendelformen gelten (s. S. 422),

$$T_2 \sim \frac{2K}{\sqrt{MG}}$$

und hieraus

$$K \sim \frac{T_2}{2} \sqrt{MG} \quad \text{oder} \quad \sim T \sqrt{MG}$$

der Trägheitsarm des Schiffes<sup>2)</sup>).

### 5. Schlinger- oder Rollbewegung mit Berücksichtigung des Wasserwiderstandes.

Bei obigen Ableitungen ist der Einfluß des der Schwingungsbewegung entgegenwirkenden Wasserwiderstandes außer acht gelassen, durch den sowohl die Schwingungsdauer wie der Trägheitsarm etwas größer werden als nach den entwickelten Formeln. Derselbe ist jedoch so gering, daß er wenigstens für weniger genaue Bestimmungen vernachlässigt werden kann.

Für genauere Rechnungen gibt Rankine folgende Formeln für den Trägheitsarm  $K$  an, in welcher der Wasserwiderstand auf Grund von Schlingerversuchen berücksichtigt worden ist:

$$K^2 = \frac{g \overline{MG}}{\frac{4\pi^2}{T_2^2} + c^2}$$

worin  $T_2$  die beobachtete Schwingungsdauer und der Wert

$$c = \frac{\ln \varphi_1 - \ln \varphi_2}{t}$$

wenn  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  zwei am Anfang und Ende des Zeitraums  $t$  beobachtete Ausschlagwinkel sind.

Die hiernach berichtigte Schwingungsdauer, d. h. diejenige, welche ohne Widerstände eintreten, also dem zugehörigen Pendel entsprechen würde, ist dann

$$T'_2 = 2\pi \sqrt{\frac{K^2}{g \overline{MG}}} = \sqrt{\frac{T_2^2}{1 + \frac{c^2 T_2^2}{4\pi^2}}} = T_2 \sqrt{\frac{4\pi^2}{4\pi^2 + c^2 T_2^2}}$$

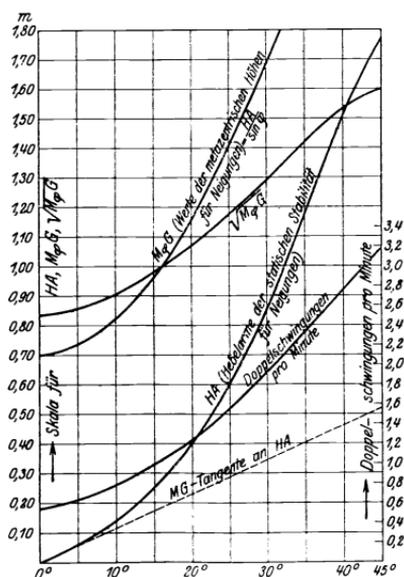


Abb. 387.

<sup>1)</sup> 3. Auflage dieses Buches S. 407.

<sup>2)</sup> Gegebenenfalls ist die auf S. 423 gegebene Formel für nicht isochrone Schwingungen zu verwenden.

Auch diese Formel gilt nur für einen Bereich, in welchem  $(\overline{MG})_\varphi$  annähernd gleich bleibt.

Bei größeren Neigungen wächst der Wasserwiderstand beträchtlich (ungefähr mit dem Quadrat des Ausschlagwinkels). Es wird daher (vgl. S. 316) nicht ein gerader, sondern ein parabolisch ansteigender Verlauf der Kurve der metazentrischen Höhen für Neigungen  $(\overline{MG})_\varphi$  dem Isochronismus von Schwingungen günstig sein, ein Fall, der bei großen transatlantischen Schiffen normal ist. Abb. 387 zeigt die betreffenden  $(\overline{MG})_\varphi$ -Werte und theoretischen Schwingungszeiten für ein derartiges Schiff<sup>1)</sup>. Aus den Beziehungen zwischen dem Verlauf der  $(\overline{MG})_\varphi$ -Werte und der Zeitdauer von Schwingungen ist ersichtlich, daß der Isochronismus der Schwingungen durch bestimmte Formgebung beeinflusst werden kann.

### 6. Schwingungen um die Querachse.

In gleicher Weise wie bei Schwingungen um die Längsachse (Rollen, Schlingern) ergibt sich bei solchen um die Querachse (Stampfen, Setzen) die Schwingungsdauer (einfache Schwingung):

$$T = \pi \sqrt{\frac{K^2}{g \overline{M}_L G}} = \pi \sqrt{\frac{M K^2}{P \overline{M}_L G}} = \pi \sqrt{\frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{Stabilitätsmoment}} \cdot \sin \psi},$$

wenn  $K$  der Trägheitsarm für die Querachse,  $\overline{M}_L G = R - a$  die Höhe des Längsmetazentrums über  $G$  und  $\psi$  der Neigungswinkel ist, also für eine Doppelschwingung

$$T'_2 = 2\pi \sqrt{\frac{K^2}{g \overline{M}_L G}}; \quad K = \frac{T'_2}{2\pi} \sqrt{g \overline{M}_L G} \approx \frac{T'_2}{2} \sqrt{\overline{M}_L G}; \quad \zeta' = \frac{K^2}{\overline{M}_L G}.$$

Für **Tauchschnwingungen** ist die Schwingungsdauer

$$T''_2 = 2\pi \sqrt{\frac{P}{g(\gamma W)}} \approx 2 \sqrt{\frac{V}{W}} \quad \text{und} \quad \zeta'' = \frac{V}{W}$$

die Pendellänge, worin  $V$  die Verdrängung,  $W$  die Fläche der Schwimmlinie ist.

Auch diese Formeln sind indessen nur angenähert richtig, da sie — abgesehen von der Bedingung isochroner Schwingungen — nur zutreffen für Schwimmkörper, die zu beiden Seiten der Schwingungsachse symmetrisch geformt sind, was bei Schiffen bekanntlich nur hinsichtlich der Längsachse der Fall ist.

Die letztere Formel  $T''_2 \approx 2 \sqrt{\frac{V}{W}}$  gibt [nach Euler<sup>2)</sup>] einen Anhalt, um die Verdrängung  $V$  zu bestimmen, wenn der Flächeninhalt der oberen Wasserlinie  $W_0$  und die Schwingungsdauer  $T''_2$  der senkrechten Tauchschnwingungen bekannt ist, denn es ist:

$$V_0 = \left[ \frac{T''_2}{2\pi} \right]^2 g W_0 \approx \frac{T''_2{}^2}{4} W_0.$$

### 7. Stampfbewegungen und Tauchschnwingungen als Begleiter der Rollbewegungen.

Rollbewegungen eines Schiffes rufen fast immer auch Stampfbewegungen hervor, weil infolge der Ungleichheit der Formen der Wasserlinien an der ein-

<sup>1)</sup> Trotzdem die Schwingungsdauern bei größeren Ausschlägen für das frei schwingende Schiff beträchtlich kleiner werden, sind sie infolge der dämpfenden Wirkung des Wassers nicht soviel kleiner, wie die Formel ergibt.

<sup>2)</sup> Pollard et Dudebout: II, S. 233.

und austauchenden Seite beständig Längsverschiebungen des Formschwerpunktes eintreten, wodurch aus Auftrieb und Schwerkraft ein Kräftepaar entsteht, das Neigungen um die Querachse verursacht (Abb. 388).

Außerdem sind beide Arten von Schwingungen gewöhnlich von Tauchschwingungen begleitet.

Diese sind, wie aus der angegebenen Formel hervorgeht, bei tiefgehenden Schiffen in der Regel langsamer als bei flachgehenden, weil erstere meistens eine im Verhältnis zu ihrer Verdrängung kleinere Wasserlinie haben.

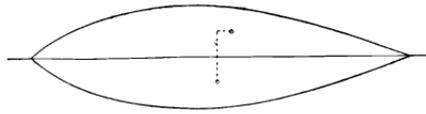


Abb. 388.

### 8. Ausschwingungskurve.

Trägt man die beim Schlingerversuch erhaltenen Ausschlagwinkel als Ordinaten nach beiden Seiten einer nach fortlaufenden Sekunden geteilten Abszissenachse auf, so erhält man eine Kurve, welche den Verlauf der Schwingungen darstellt (Abb. 389). Die Verbindungslinie der Ausschlagpunkte einer Seite heißt Ausschwingungskurve. Ihr schnelleres oder langsames Abnehmen zeigt den größeren oder geringeren Widerstand an, den das Schiff bei der Schwingung von dem umgebenden Wasser erfährt (Abb. 389).

Man erhält diese Kurve auch, indem man die Ausschlagunterschiede je zweier aufeinanderfolgender Schwingungen (nötigenfalls in einem bestimmten Maßstab vergrößert) als Ordinaten und die zugehörigen Ausschlagwinkel selbst als Abszissen absetzt.

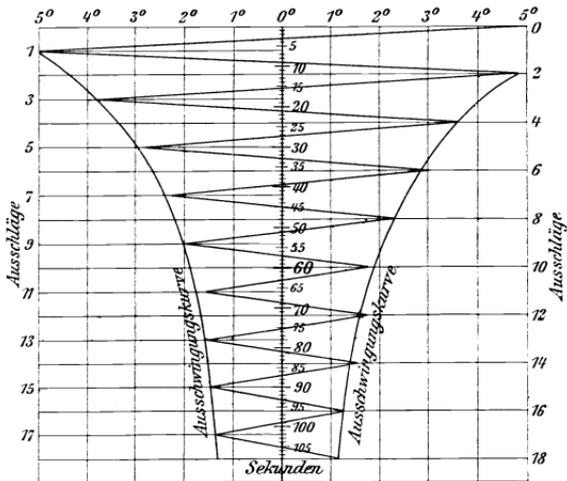


Abb. 389.

Die Ausschwingungskurve bildet ein vorzügliches Mittel, um verschiedene Schiffe in bezug auf ihre See-Eigenschaften zu vergleichen.

Sie ist genau zwar nur auf dem Wege des Versuchs zu ermitteln, jedoch kann ihre Gleichung auf theoretischem Wege dargestellt werden als eine Reihe nach steigenden Potenzen von  $\varphi$ , von welcher nach Froude<sup>1)</sup> bei Winkeln über 3 bis 4° die beiden ersten Glieder genügen, um den Verlauf angenähert zu veranschaulichen.

Auf der Tabelle S. 430 sind die Ergebnisse von Schlingerversuchen einiger älterer Kriegsschiffe zusammengestellt, die dazugehörigen Ausschwingungskurven in Abb. 390.

<sup>1)</sup> Siehe Pollard et Dudebout: II, S. 376. Die Gleichung lautet dann:  $d\varphi_m = a\varphi_m + b\varphi_m^2$ . Die Werte  $a$  und  $b$  sind aus der Kurve zu ermitteln.

## Ergebnisse von Schlingerversuchen in ruhigem Wasser.

Name	Schiffs- Art	Bau- jahr	Schiffs- gewicht $P$	Meta- zentr. Höhe $MG$	Zahl der Schwin- gungen in der Minute	Dauer der einfachen Schwin- gung $T$ (sek)	Größter Aus- schlag- winkel $\varphi_m$ °	Trägheitsarm $K$ $= \frac{T}{\pi} \sqrt{g MG}$	Länge des gleich- schwingenden Pendels $\mathfrak{L}$ $K^2 = T^2 g$ $= \frac{T^2}{\pi^2} g$
I. Deutsche Schiffe:									
Weißenburg <sup>1)</sup>	(G) Linienschiff	1892	10 016	1,050	8,91	6,73	3,16	6,875	45,02
Aeigr	(F) Küstenpanzerschiff	1895	3 630	0,652	9,38	6,51	3,33	5,160	40,84
Kaiserin Augusta	(C) Großer Kreuzer	1892	6 293	0,780	10,24	5,86	6,67	5,160	34,13
Gefion	(A) Kleiner	1893	4 075	0,820	9,33	6,43	12,08	5,805	41,10
Seedler	(B) "	1891	1 820	0,775	12,24	4,90	10,05	4,301	23,87
Meteor	(D) "	1891	985	0,400	13,13	4,57	6,75	2,882	20,76
Hohenzollern	(E) Kaiserliche Jacht	1892	4 200	0,820	9,33	6,43	6,00	5,805	41,10
II. Englische Schiffe:									
Warrior	Panzerfregatte	1861	9 360	1,427	8,00	7,5	16	8,932	55,91
Northumberland	"	1868	10 750	0,607	8,00	7,5	7	5,826	55,91
Agincourt	"	1868	10 750	0,607	7,80	7,7	7,5	5,981	58,93
Hercules	Panzerkasemattschiff	1867	8 780	0,820	9,00	6,667	4,5	6,019	43,19
Monarch	" turmschiff	1869	8 400	0,723	6,00	10,0	5,0	8,448	124,28
Sultan	" kasemattschiff	1871	8 900	0,760	6,74	8,9	—	7,735	78,85
Devastation	" turmschiff	1873	9 060	1,070	8,88	6,76	—	6,971	45,42
Inconstant	Schraubenfregatte	1868	5 960	0,854	7,50	8,0	4,0	7,371	63,62
III. Französische Schiffe:									
Couronne	Panzerfregatte	1860	5 980	1,699	12,0	5,0	18,8	6,498	24,85
Solferino	" (hölz.)	1861	6 920	1,372	9,75	6,2	17,1	7,240	38,21
Onondaga	Monitor (amerik. Urspr.)	1863	2 550	4,270	22,22	2,7	—	5,562	7,25
Flandre	Panzerfregatte (hölz.)	1864	5 700	1,220	10,0	6,0	—	6,607	35,78
Cerbère	Küstenpanzerschiff	1868	3 700	2,290	15,4	3,9	—	5,884	15,12
Tourville	Kreuzer I. Kl.	1876	5 520	1,620	10,75	5,6	20,3	7,106	31,17

1) Die Buchstaben bezeichnen die zugehörigen Ausschwingungskurven der Abb. 390 auf S. 431.

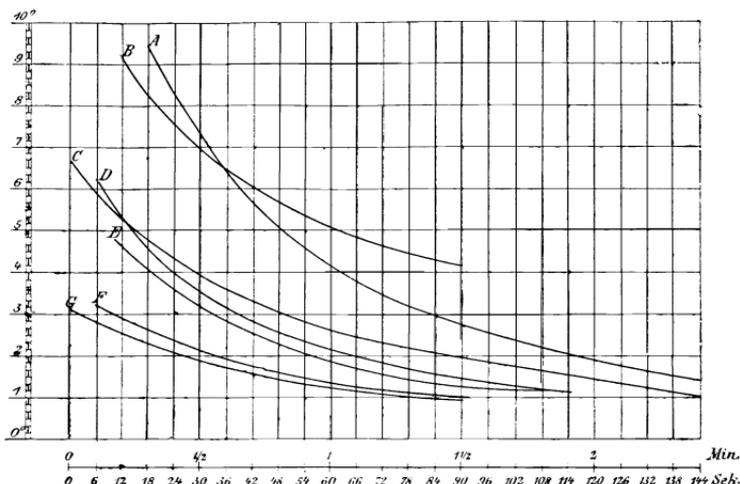


Abb. 390. Ausschwingungskurven der Schiffe auf S. 430.

Durch die Schlingerversuche mit neueren Kriegsschiffen haben sich im allgemeinen folgende Werte ergeben für:

	Zahl der einfachen Schwingungen in der Minute	Dauer einer einfachen Schwingung sek $T$	$\overline{MG}$ m	Trägheitsarm m
Linienschiff $\approx$ 30 000 t	9	6,7	2,0	9,7
Gr. Kreuzer $\approx$ 27 000 t	11	5,5	2,9	9,0
„ „ $\approx$ 20 000 t	10	6,0	2,4	8,8
Kl. „ $\approx$ 6 000 t	9	6,7	0,7	5,6
Torpedoboot $\approx$ 1 500 t	18	3,3	0,9	3,2

so daß der Trägheitsarm ungefähr  $\frac{1}{3}$  der größten Schiffsbreite beträgt, und zwar bei den Schiffen mit Seitenpanzer etwas mehr, bei denen ohne Seitenpanzer etwas weniger.

### 9. Größe des Widerstandes und der Widerstandsarbeit.

Der Widerstand, den das Schiff bei jeder einzelnen Schwingung von dem umgebenden Wasser erleidet, ergibt sich leicht mit Hilfe der Stabilitätskurve aus den beobachteten Winkelabnahmen; denn wenn die Ordinaten dieser Kurve das Stabilitätsmoment des Schiffes bei den verschiedenen Neigungswinkeln angeben, so ist der Unterschied der Stabilitätsmomente für den Anfangs- und Endwinkel einer Schwingung gleich dem Moment des Widerstandes.

Die Arbeit des letzteren ist gleich dem Flächenstück der Stabilitätskurve, welches von den beiden Ordinaten für Anfang und Ende der Schwingung eingeschlossen wird, denn es ist

die zur Neigung des Schiffes um den Winkel  $\varphi_m$  aufzuwendende Arbeit:

$$= \int_0^{\varphi_m} P \overline{MG} \sin \varphi \, d\varphi$$

oder, wenn es sich nicht um große Winkel handelt,

$$= \int_0^{\varphi_m} P \overline{MG} \varphi \, d\varphi;$$

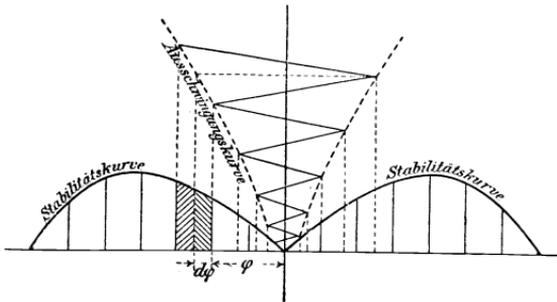


Abb. 391.

die zur Neigung um den Winkel  $\varphi_{m+1}$  aufzuwendende Arbeit:

$$= \int_0^{\varphi_{m+1}} P \overline{MG} \varphi \, d\varphi,$$

also die bei der Abnahme des Schwingungswinkels von  $\varphi_{m+1}$  auf  $\varphi_m$  vom Widerstand geleistete Arbeit:

$$\int M_w \, d\varphi = \int_{\varphi_{m+1}}^{\varphi_m} P \overline{MG} \varphi \, d\varphi \\ = \frac{1}{2} P \overline{MG} (\varphi_m^2 - \varphi_{m+1}^2).$$

der mittlere Wert des Widerstandsmomentes selbst ist dann

$$M_w = \frac{1}{2} P \overline{MG} (\varphi_m - \varphi_{m+1})^2.$$

### 10. Vorrichtungen zur Bestimmung der Schlingerwinkel.

**Latteninstrument.** Die einfachste Vorrichtung zur Bestimmung der Schlingerwinkel ist eine senkrecht auf Deck aufgestellte Latte, an der von einem am Schiff angebrachten Festpunkt aus als Augenpunkt nach dem Horizont visiert wird. Die Latte ist zu diesem Zweck mit einer Gradeinteilung versehen, deren Nullpunkt bei aufrecht liegendem Schiff mit der Horizontlinie zusammenfällt und die derart nach oben und unten abgesetzt wird, daß die Abstände vom Nullpunkt den Tangenten des zu beobachtenden Winkels entsprechen. Als Basis für die Tangenteinteilung gilt der senkrechte Abstand des Augenpunktes von der Latte.

Die Beobachtung der Schlingerwinkel mit Hilfe der Latte ist mühsam und mangels jeglicher Nachprüfungsmöglichkeit bei einmal gemachter Ablesung unzuverlässig. Um genaue Ergebnisse zu erhalten, ist die Verwendung selbstschreibender Apparate unerlässlich. Bei diesen geschieht die Aufzeichnung entweder auf photographischem Wege oder durch rein mechanische Mittel, wie Pendel oder Kreisel. Man erhält dann eine fortlaufende Schlingerkurve bzw. Stampfkurve, aus welcher sich Ausschlagwinkel und Schwingungsdauer leicht ablesen lassen.

**Liniendiagraph.** Ein photographischer Registrierapparat ist der Liniendiagraph<sup>2)</sup> von Huet. Der Apparat besteht in der Hauptsache aus einer Kamera mit einem Rollfilm, welcher von einem besonderen Laufwerk mit einer bestimmten Geschwindigkeit abgewickelt wird. Auf diesen Film wird durch ein Objektiv ein Bild des Horizontes geworfen und dasselbe bis auf einen schmalen senkrechten Schlitz von etwa 1 mm Breite abgedeckt. Der bei Schlingern auf dem abrollenden Film auf- und abwandernde schmale Streifen des Horizontes gilt als Begrenzungslinie der Schlingerkurve. Der Apparat ist zur gleichzeitigen Aufnahme von Schlinger- und Stampfkurven eingerichtet (Objektive unter 90° gegeneinander verstellt) und mit einer gleichfalls photographischen Einrichtung zur Markierung von kleinen Zeitintervallen (2 sek) versehen. Abb. 392 zeigt die Einrichtung des Liniendiagraph, Abb. 393/394 das Ergebnis des Schlinger-versuches mit einem kleinen Kreuzer.

Die Nachteile dieses sonst vollkommen zuverlässige Ergebnisse liefernden Apparates liegen in der Umständlichkeit seiner Handhabung an Bord sowie

<sup>1)</sup> S. a. Pollard et Dubeout: II, S. 381.

<sup>2)</sup> Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1910, S. 707f.

der Schwierigkeit, ihn für lang andauernde Aufzeichnungen einzurichten, außerdem kann er nur bei sichtigem Wetter benutzt werden.

**Schlingerpendedel.** Das Schlingerpendedel ist zuerst von W. Froude zur Aufzeichnung der Rollbewegungen benutzt worden<sup>1)</sup>. Es beruht auf der Tatsache, daß ein im Schiff aufgehängtes schweres Pendel, dessen Eigenperiode im Verhältnis zu der Rollperiode des Schiffes sehr groß ist, von der Vertikalen nicht oder sehr wenig abgelenkt wird. Ein mit dem Pendel fest verbundener Schreibstift wird demnach auf einer mit Papier überzogenen Trommel bei Drehung derselben die wahren Schiffsneigungen aufzeichnen. Ein Nachteil des Apparates ist, daß er leicht dazu neigt, bei seitlichen Querbewegungen des Schiffes in Eigenschwingungen zu geraten, die in dem Diagramm als langgezogene Wellenlinien zu erkennen sind, über welche sich die Schlingerbewegungen des Schiffes lagern. Die Schlingerbewegung muß dann von dieser Wellenlinie als Mittellinie gerechnet werden (Abb. 395).

Die häufig an Bord von Schiffen befindlichen kurzen Krängungspendedel (bei U-Booten Krängungslote) können nur dazu dienen, die rein statische Neigung des Schiffes zu bestimmen. Zum Ablesen der wirklichen Neigungswinkel bei Roll- bzw. Stampfbewegungen sind sie nicht brauchbar. Infolge der wahren Zusatzbeschleunigungen, die ein solches Pendedel durch die Rollschwingungen erfährt, zeigt es bei einer Aufhängung oberhalb des System-schwerpunktes, wie dies gewöhnlich der Fall ist, zu große Ausschlagwinkel an.

**Kreiselpendedel.** Die Kreiselpendedel sind gegenwärtig die brauchbarsten Instrumente zur Aufzeichnung der Schlinger- und Stampfbewegungen. Der Apparat von Frahm besteht aus einem schnell umlaufenden Schwungrad mit senkrechter Achse, das von einem Elektromotor unmittelbar angetrieben wird. Das ganze System ist kardanisch aufgehängt und wird noch durch ein unten angebrachtes Gewicht in senkrechter Lage erhalten. Der Kardanring ist in einem fest mit dem Schiff verbundenen Gestell so gelagert, daß er Pendedel-

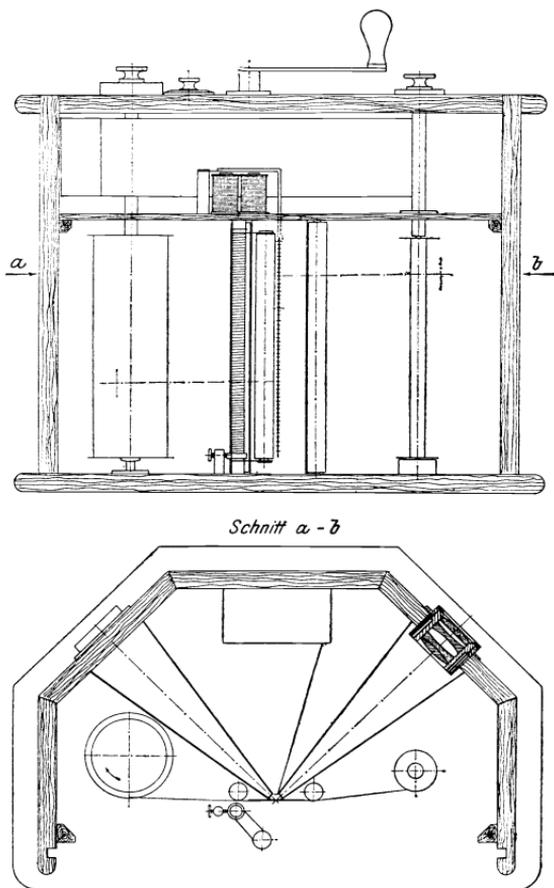


Abb. 392.

<sup>1)</sup> Froude, W.: Description of an Instrument for Automatically Recording the Rolling of ships. Trans. Inst. Nav. 1873. — Jahrb. Schiffbau. Ges. 1911, S. 341f.

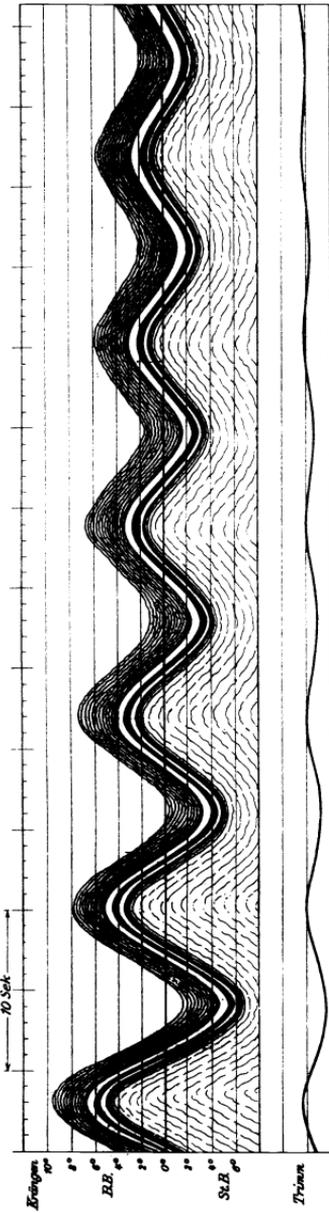


Abb. 393.

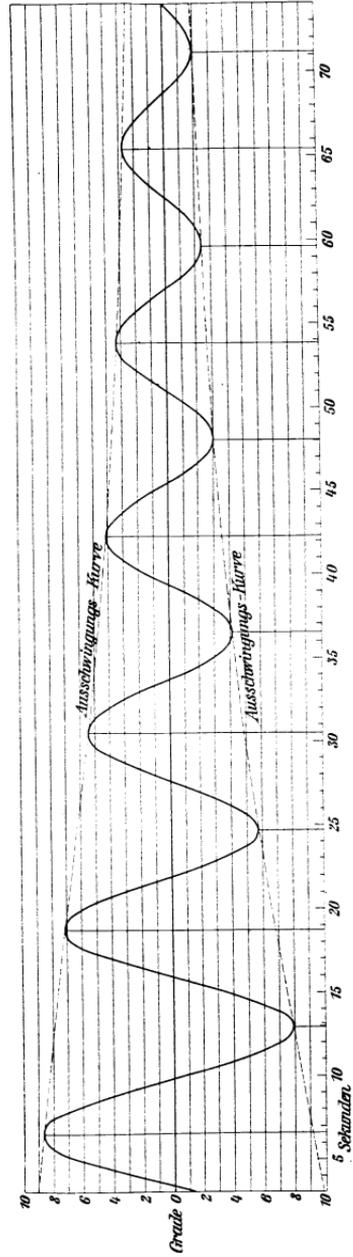


Abb. 394.

schwingungen quer zum Schiff ausführen kann. Infolge der hohen Umdrehungszahl des Schwungrades (etwa 2600 i. d. Min.) besitzt das Kreiselpendel eine große Trägheit und in hohem Grade das Bestreben, jede senkrechte Achse im Raum

beizubehalten. Bei Schlingerbewegungen führt demnach der Kreiselrahmen relative Bewegungen zum Apparatgestell aus, die auf einen Schreibstift übertragen werden, der auf einer durch einen besonderen Elektromotor angetriebenen Schreibtrommel die Schlingerkurven aufzeichnet. Außerdem ist noch ein zweiter Schreibstift für Zeitaufzeichnungen vorgesehen, der von einer Uhr auf elektromagnetischem Wege betätigt wird und jede 5. Minute eine Marke macht. Das Frahm'sche Kreiselpendel kann tage- und wochenlang ohne jegliche Bedienung laufen; es ist daher für lange Reisen verwendbar.

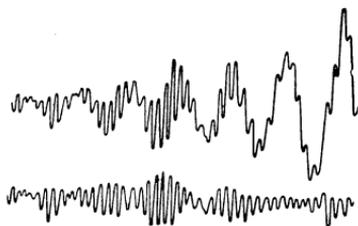


Abb. 395.

Das Kreiselpendel der Firma J. von Petravice & Co., Wien-Hernals, ist im wesentlichen von ähnlicher Bauart wie das von Frahm. Es hat kleinere Abmessungen und besitzt noch einen dritten Schreibstift zum Aufzeichnen der Stampfbewegungen. Seine Anwendung ist zu empfehlen, wenn es sich nur um einige Stunden Betriebsdauer handelt und sachgemäße Bedienung gewährleistet ist.

Das von Sperry zur Erprobung seines aktiven Schiffskreisels angewendete Gerät entspricht im Prinzip genau den Apparaten von Frahm und Petravice<sup>1)</sup>.

Auch die Kreiselapparate besitzen den Nachteil, bei seitlichen Querbewegungen gelegentlich in Eigenschwingungen zu geraten. Infolge ihrer großen Trägheit ist jedoch die Neigung dazu in weit geringerem Maße vorhanden als bei Pendelapparaten. Für die Auswertung der Diagramme gilt in diesem Fall das bei dem Schlingerpendel Gesagte.

## 11. Mittel zur Verringerung der Rollbewegungen von Schiffen.

Unter den Mitteln, die die Rollbewegungen von Schiffen vermindern, kommen zur Zeit als praktisch brauchbar nur die Schlingerkiele, der Schiffskreisel und der Frahm'sche Schlingerdämpfungsbehälter in Betracht.

**Die Roll- oder Schlingerkiele.** Als wirksames Mittel, das Wasserwiderstandsmoment bei Schwingungen zu vergrößern und damit sowohl die Schwingungswinkel als auch die Dauer des völligen Ausschlagens bis zur Ruhelage zu verkleinern, dienen die Roll- oder Schlingerkiele, die am Boden des Schiffes zu beiden Seiten des Kiels, etwa in der Kimm, angebracht werden. Ihre dämpfende Wirkung tritt in stärkerem Maße erst bei großen und heftigen Rollbewegungen ein; bei kleinen und langsamen Bewegungen sind die Kiele so gut wie wirkungslos.

Die Schlingerkiele haben eine ganz allgemeine Anwendung im Seeschiffbau gefunden. Ihr größter Nachteil besteht in einer nicht unwesentlichen Vermehrung des Schiffswiderstandes, besonders, wenn die Kiele nicht die richtige Lage am Schiffskörper haben; ferner sind sie, infolge ihrer Lage, beim Docken sowie beim Verkehr in engen Häfen und Schleusen leicht Beschädigungen ausgesetzt.

Die Rollzeit des Schiffes wird durch die Schlingerkiele nur wenig beeinflusst, und zwar wird sie infolge mitgerissenen Wassers und Reibungswiderständen etwas länger als beim Schiff ohne Schlingerkiele.

**Der Schlick'sche Kreisel**<sup>2)</sup>. Der Schlick'sche Schiffskreisel besteht aus einem schnell umlaufenden Schwungrad  $a$  (Abb. 396), dessen senkrechte Achse in einem Rahmen  $r$  gelagert ist; dieser ist so im Schiff aufgehängt, daß er, vermöge eines unten angebrachten Gewichtes  $g$ , als Pendel frei um eine horizontale Achse  $x-x$ , die quer zum Schiff liegt und deren Lager  $l$  fest mit diesem verbunden sind, schwingen kann. Von wesentlicher Bedeutung ist dabei eine auf der horizontalen

<sup>1)</sup> Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers. New York 1915.

<sup>2)</sup> Schlick: Der Schiffskreisel. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1909.

Drehachse des Rahmens sitzende Bremse  $b$ , mittels welcher die Schwingungen des Rahmens um diese Achse in beliebigem Grade gedämpft werden können.

Durch das Rollen des Schiffes werden infolge der Kreiselwirkung pendelnde Bewegungen des Schwungradrahmens in der Längsschiffriechtung erzeugt, welche

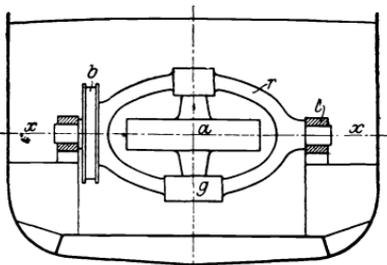


Abb. 396.

irrerseits wieder durch die Drehzapfen des Rahmens quer zum Schiff Drehmomente auf dasselbe übertragen, welche den durch die Wellenimpulse hervorgerufenen Momenten entgegengesetzt gerichtet sind.

Nach Untersuchungen von Föppl<sup>1)</sup> ist die Wirkung des Kreisels am günstigsten, wenn die Eigenschwingungszeit des Kreiselrahmens bei festgesetztem Kreisel gleich derjenigen des Schiffes ist und die Bremse so angezogen wird, daß die Schwingungen des Kreiselrahmens in gleicher Phase mit

dem Schiff erfolgen. Bei ungedämpftem Kreiselrahmen besteht die Wirkung nur in einer Verlängerung der Schiffsschwingungszeit.

Berechnung des Kreisels nach Föppl. Es bezeichne:

$P$  das Schiffsgewicht in kg,

$T$  die Schwingungszeit der Rollbewegung in sek,

$\overline{MG}$  die metazentrische Höhe des Schiffes in m,

$\omega$  die Winkelgeschwindigkeit des Kreisels in der Sekunde,

$J$  das Trägheitsmoment des Kreisels, bezogen auf die Kreiselachse in  $\text{mkg/sek}^2$ ,

$\alpha_m$  den größten Ausschlagwinkel des Schiffes in Graden bei stillstehendem Kreisel.

Dann ist

$$J \cdot \omega = \frac{1}{5} \alpha_m \frac{P \cdot \overline{MG} \cdot T}{2\pi}.$$

Hieraus lassen sich nach Annahme eines geeigneten Wertes für  $\omega$  das Trägheitsmoment des Kreisels, also auch seine Abmessungen berechnen.

Einzelheiten über Ausführungen und Wirksamkeit sind aus den Veröffentlichungen von Schlick und Föppl zu ersehen.

**Der aktive Schiffskreisel von Sperry<sup>2)</sup>.** Beim Schlickschen Kreisel erfolgt die Pendelbewegung des Kreiselrahmens durch die Bewegungen des Schiffes selbst, und die für die dämpfende Wirkung erforderliche Phasengleichheit von Schiffs- und Rahmenschwingungen wird durch eine Bremse erzeugt. Beim sogenannten Kreisel von Sperry wird der Rahmen durch einen besonderen umsteuerbaren Motor in Pendelschwingungen versetzt, der wiederum hinsichtlich seiner Drehrichtung von einem Kreiselpendel so gesteuert wird, daß er den Rahmen des Hauptkreisels in gleicher Phase mit dem Schiff zu schwingen veranlaßt.

Der erste Versuch mit dieser Anordnung wurde auf dem Torpedoboot der amerikanischen Marine „Worden“ mit zwei Kreiseln gemacht.

Über die Wirksamkeit der Kreiselanlage auf diesem Schiff im Seegang ist nichts bekanntgeworden. Ein zweiter Versuch mit einem Kreisel verbesserter Bauart wurde auf der Jacht „Widgeon“ gemacht. Die Anlage war so berechnet,

<sup>1)</sup> Föppl, A.: Der Schlicksche Schiffskreisel. Z. V. d. I. 1904; u. Vorlesungen über techn. Mechanik. Bd. VI.

<sup>2)</sup> Sperry: The Gyroscope for Marine Purposes. Engg. 1911, S. 421f. — Ders.: Active Type of Stabilising Gyro. Engg. 1913, S. 819f. — Ders.: Recent Progress with the Active Type of Gyro-stabiliser for Ships. Transactions of the Society of Naval Architects and Engineers. New York 1915.

daß der Kreisel mit einem Impuls das Schiff um  $5^\circ$  zu neigen imstande war. Bei einer Probefahrt auf dem Eriesee wurden die Rollbewegungen des Bootes von  $25^\circ$  auf  $3^\circ$  nach jeder Seite abgedämpft.

Es ist als erwiesen zu erachten, daß mit dem Schiffskreisel eine wirksame Dämpfung der Rollbewegungen zu erreichen ist. Eine allgemeine Einführung an Bord von Schiffen scheidet in erster Linie am Platzbedarf, dem Kraftverbrauch (Dampf oder Elektrizität) und der Notwendigkeit der Wartung. Ganz besonders haften diese Nachteile dem Sperryschen Kreisel wegen verschiedener notwendiger Hilfseinrichtungen an, welche die Anlagen sehr verwickelt machen. Bei großen Schiffen stellen sich erhebliche Bauschwierigkeiten ein durch die erforderlichen großen Abmessungen und die in der Lagerung des Kreiselhahmens auftretenden überaus hohen Drücke. Die Verwendung mehrerer kleiner Kreisel statt eines einzigen großen bringt aber eine vergrößerte Unübersichtlichkeit und unwirtschaftliches Arbeiten durch vermehrten Kraftverbrauch mit sich.

#### Der Schlingerdämpfungsbehälter (Schlingertank) von Frahm.

Als Vorläufer des Frahm'schen Dämpfungsbehälters sind die Wasserkammern von Phil. Watts<sup>1)</sup> anzusehen. Diese bestanden aus querschiffs angeordneten kastenförmigen, zum Teil mit Wasser gefüllten, oben offenen Behältern. Sie wurden auf dem Kriegsschiff „Intlexible“ versuchsweise eingebaut und an Modellen des Kriegsschiffes „Edinburgh“ eingehend erprobt.

Die Versuche mit der „Intlexible“ im Mittelmeer haben die Wirkung der Wasserkammern einwandfrei dargetan; ein Wasserstand in der Kammer von bestimmter Höhe erwies sich als der günstigste. Abb. 397 zeigt Ausschwingungskurven für Ballastmengen von rund 80 t (a), 40 t (b) und 20 t (c). Die Versuche sind

nicht fortgesetzt worden, weil es nicht gelang, das frei in dem Behälter von einer Schiffseite zur andern hin und her schießende Wasser in der Gewalt zu halten; außerdem mußte der benutzte Raum als wertvoller Platz inmitten des Schiffes für andere Zwecke verwendet werden und war nicht dauernd verfügbar.

Beim Frahm'schen Dämpfungsbehälter<sup>2)</sup> wird ebenfalls Wasser zur Schlingerdämpfung benutzt, das jedoch in Behältern von besonders zweckmäßiger Form untergebracht ist. Es gibt zwei Ausführungsformen, eine mit U-förmigen Behältern im Schiffsinnern und eine mit Außenbordöffnungen.

Ausführungsform mit U-förmigen Behältern. Bei derselben ist die zur Dämpfung benötigte Wassermenge in einem in sich geschlossenen, mit dem Außenwasser nicht in Verbindung stehenden Behälter untergebracht.

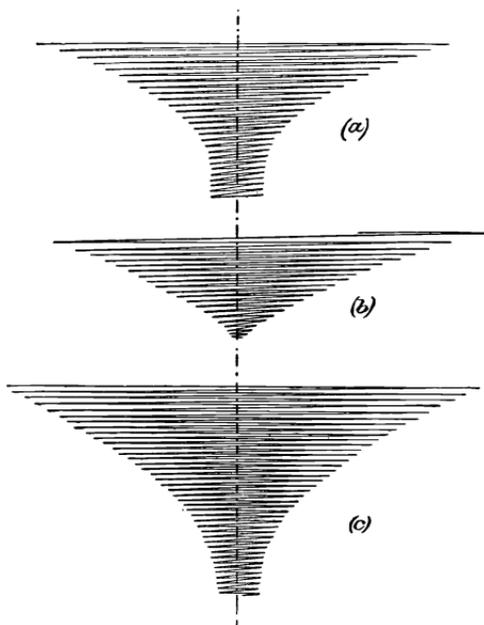


Abb. 397.

<sup>1)</sup> Watts, P.: On a Method of Reducing the Rolling of Ships at Sea. Tr. J. N. A. 1883, S. 165; u. 1885, S. 30.

<sup>2)</sup> Vgl. Frahm: Neuartige Schlingertanks zur Abdämpfung von Schiffrollbewegungen. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1914, S. 283f.

Der Behälter (Abb. 398 bildet eine Art kommunizierende Röhre, bestehend aus zwei an den Schiffsseiten angeordneten senkrechten Behältern  $S$  und einem querschiffs angeordneten Verbindungskanal  $K$ ; die oberen Teile der Seitenbehälter sind durch eine Luftröhre  $L$  miteinander verbunden. Das Wasser füllt den Querschiff ganz und die Seitenbehälter etwa bis zur Hälfte. Die im Behälter eingeschlossene Wassermenge führt, veranlaßt durch die Rollbewegungen des Schiffes, pendelartige Bewegungen von einer Schiffseite zur andern aus; infolge der dadurch entstehenden ungleichen Wasserstände in den beiden Schenkeln wirken Drehmomente auf das Schiff ein, die den durch die Wellen hervorgerufenen Drehmomenten entgegengesetzt gerichtet sind.

Theoretische Untersuchungen<sup>1)</sup> und Modellversuche<sup>2)</sup> haben gezeigt, daß die schlingerdämpfende Wirkung am größten ist, wenn die Eigenschwingungszeit der Wassersäule im Behälter gleich oder etwas kleiner als die Schiffschwingungszeit ist und wenn den Schwingungsbewegungen der Wassersäule ein genügend großer (dämpfender) Widerstand entgegenwirkt. In diesem Falle schwingt die Wassersäule annähernd mit einer um  $90^\circ$  versetzten Periode gegenüber dem Schiff, und da dieses bekanntermaßen auch mit  $90^\circ$  Phasenversetzung gegenüber den Wellenimpulsen schwingt, so besteht zwischen den Schwingungen des Behälterwassers und den Wellenimpulsen  $180^\circ$  Gesamtphasenverschiebung;

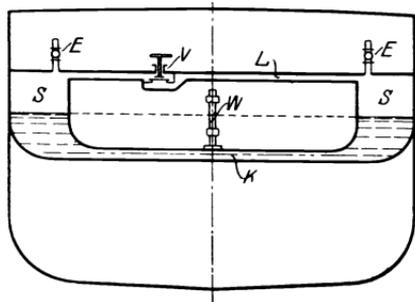


Abb. 398.

der Einfluß des Behälterwassers wirkt also den Wellenimpulsen entgegen. Von großem Nutzen, wenn auch nicht durchaus notwendig, ist ein Absperrventil  $V$  im Luftverbindungskanal. Dasselbe bleibt offen, wenn der Behälter dämpfend wirken soll. Bei geschlossenem Ventil wird durch die abgesperrte Luft das Übertreten von Wasser verhindert und damit die Dämpfung abgestellt.

Zur Füllung der Behälter kann auch Frischwasser, das für Bordzwecke mitgeführt wird, oder auch flüssiger Brennstoff (Öl), falls solcher vorhanden, verwendet werden.

**Berechnung der Dämpfungsbehälter.** Die Eigenschwingungszahl  $z$  der Behälterwassersäule ist abhängig von den Querschnittsabmessungen, dagegen fast unabhängig von der Dämpfung, der die Bewegung des Wassers unterworfen ist. Es ist

$$z = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{L_p}},$$

worin  $g$  die Erdbeschl. (9,81 m) und

$$L_p = \int_0^L \frac{F}{f} dl$$

ist. Letzterer Wert wird zweckmäßig zeichnerisch ermittelt (Abb. 354).

Man zeichnet die Linie des mittleren Wasserfadens. Die halbe Länge  $L$  dieser Mittellinie trägt man als Abszissenachse und dazu senkrecht lamellen-

<sup>1)</sup> Horn: Zur Theorie der Frahm'schen Schlingerdämpfungstanks. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1914, S. 453f. — Woollard: Effect of Water Chambers on the Rolling of Ships. Tr. J. N. A. 1913, II.

<sup>2)</sup> Vgl. außer der Veröffentlichung von Frahm den Vortrag von Major Nino Pecoraro in der Collegio degli Ingegneri Navali e Meccanici in Italia, gehalten in Spezia, Dez. 1912; und einen ausführlichen Bericht darüber in Engg. 1913, 7. Febr. Pecoraro kommt hier auf Grund von Modellversuchen unter Benutzung des sog. „Navipendulum“ zu ähnlichen Ergebnissen wie Frahm.

weise den Wert  $F/f$  als Ordinate ab. Die Endpunkte der Ordinate verbindet man durch eine Kurve und erhält dann als Flächeninhalt zwischen Kurve und

Abszissenachse den Wert  $\int_0^L \frac{F}{f} \cdot dl$ . Die Behälterquerschnitte sind so zu wählen,

daß  $z$  gleich oder etwas größer als die Eigenschwingungszahl des Schiffes ist. Ist die Eigenperiode des Schiffes verschieden, je nach dem Ladezustand, so ist für die Berechnung der Behälterquerschnitte die höchste vorkommende Eigenschwingungszahl des Schiffes maßgebend.

Der für die gute Wirkung des Behälters unbedingt erforderliche dämpfende Widerstand in der Wassersäule ist schon in ausreichendem Maße durch den Reibungswiderstand der Behälterwandungen gegeben, so daß in den meisten Fällen kein zusätzlicher Widerstand erforderlich ist. Ein solcher läßt sich auch leicht durch Drosseln des in den Luftkanal eingebauten Ventils  $V$  erreichen.

Ist der Behälterquerschnitt festgelegt, so bestimmt man die Länge  $B$  des Behälters und damit sein Volumen aus folgender Gleichung:

$$P \cdot \overline{MG} \sin \alpha = 2 F \cdot B \cdot \alpha_0 \gamma \nu'_0.$$

Darin bedeutet

$P$  das Gewicht des Schiffes in  $t$ ,

$\overline{MG}$  die metazentrische Höhe in  $m$ ,

$\alpha$  die angenommene Dämpfungskarakteristik in Graden Wellenschräge. Dieselbe stellt diejenige Schräge einer quer zum Schiff einkommenden ideellen Welle dar, deren Krängungswirkung auf das Schiff dieselbe ist wie die entgegengesetzt gerichtete Krängungswirkung der Behälterwassersäule bei größter Steighöhe des Wassers,

$F$  die Breite des mittleren Wasserspiegels in den Seitenbehältern in  $m$ ,

$\alpha_0$  die größte Steighöhe des Wassers in den Seitenbehältern in  $m$ , gerechnet vom mittleren Wasserspiegel aus,

$\gamma$  das Gewicht eines Kubikmeters der zum Dämpfen verwendeten Flüssigkeit in  $t$ ,

$\nu'_0$  einen Wert, der sich aus dem Schwerpunktsabstand  $\nu_0$  des Wassers in den Seitenbehältern von Schiffsmittle, der Rollschwingungszahl  $z$  und einem von den Querschnittsabmessungen abhängigen bestimmten Integralwert zusammensetzt.

Es ist nämlich

$$\nu'_0 = \nu_0 - 0,001118 z^2 \left( \int_0^L \nu_1 \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right),$$

worin  $\nu_1$  eine von dem Gewichtsschwerpunkt  $G$  des Schiffes auf die Bewegungsrichtung der einzelnen Wasserelemente gefällte Senkrechte in  $m$ ,  $A_1$  der Beschleunigungsanteil der Wassermenge (bei einer Steighöhe  $\alpha_0$ ) oberhalb des mittleren Wasserspiegels für die eine Schiffsseite,  $A_2$  entsprechender Abzug des Beschleunigungsdruckes auf der andern Schiffsseite bedeutet. Die Auswertung des Integrals erfolgt zeichnerisch (Abb. 400).

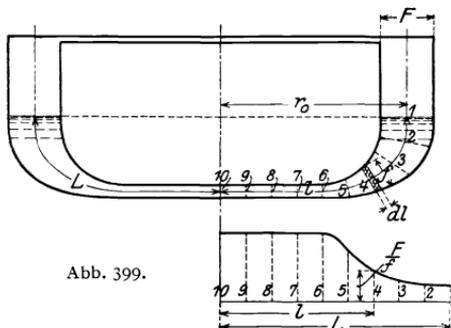


Abb. 399.

Im Interesse einer kräftigen, auch bei starken Sturmwellen ausreichenden Dämpfung liegt es,  $\alpha$  möglichst groß zu wählen, doch scheint es nicht nötig, über  $4^\circ$  hinauszugehen, andererseits soll man auch nicht unter  $2^\circ$  hinuntergehen, wenn man eine gute, für alle Meeresverhältnisse ausreichende Dämpfung erzielen will. Für ganz kleine Schiffe ist  $\alpha$  mehr in der Nähe des oberen Wertes zu wählen. Die größte Steighöhe  $x_0$  kann bei guter Kanalführung bis zu  $0,25 r$  gewählt werden, doch ist  $0,2 r$  ein guter Mittelwert.

Besondere Untersuchungen sind anzustellen über den Verlust an metazentrischer Höhe infolge des freien Wassers in den Seitenbehältern. Daß dieser Verlust ein gewisses Maß, besonders bei ranken Schiffen, nicht überschreiten darf, ist bei der Wahl von  $\alpha$  ebenfalls zu berücksichtigen.

Eine gewisse Grenze nach oben für den Wert  $\alpha$  ist in sehr vielen Fällen durch die Raumverhältnisse im Schiff von vornherein gesetzt.

Allgemein läßt sich sagen, daß die dämpfende Wirkung des Behälters direkt proportional ist der Breite des mittleren Wasserspiegels in den Seitenbehältern, dem mittleren Abstand der Seitenbehälter von der Schiffsmittle, der Länge des Behälters und umgekehrt proportional der Wasserverdrängung und der metazentrischen Höhe des Schiffes. An welcher Stelle in der Längs-

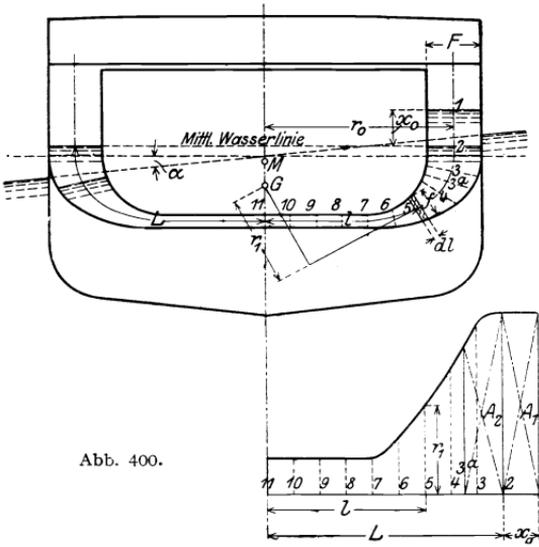


Abb. 400.

richtung des Schiffes der Dämpfungsbehälter angeordnet ist, ist im allgemeinen gleichgültig. Dagegen hat die Höhenlage auf die Wirksamkeit einigen Einfluß, indem bei einer Lage oberhalb des Schiffsschwerpunktes die Beschleunigungskräfte des Wassers im Verbindungskanal die Dämpfung unterstützen, bei tieferer Lage dieselbe vermindern. Dieser Einfluß ist dem Quadrat der minutlichen Periodenzahl der Rollbewegung proportional.

Ausreichend bemessene Behälter erfordern bei Fracht- und Personenschiffen unter Zugrundelegung einer Metazentrierhöhe von 1 m ungefähre Wassermengen nach folgender Tabelle

Verdrängung in t . . . . .	6000	12 000	24 000	36 000	48 000	60 000
Wassermenge in vH der Verdrängung . . . . .	1,6	1,5	1,35	1,1	0,95	0,8

Bei größerer oder geringerer Metazentrierhöhe sind diese Zahlen entsprechend zu erhöhen bzw. zu erniedrigen.

Bei großen Kreuzern und Linienschiffen mit sehr hoher Stabilität sind Wassermengen bis zu  $2,5$  vH nötig. Bei kleinen Kreuzern und Torpedobooten kann, wenn als Füllung Heizöl, also Nutzlast, verwendet wird, das Gewicht der Dämpfungsflüssigkeit bis zu  $5$  vH vom Schiffsgewicht betragen.

Besondere Einrichtungen am Dämpfungsbehälter. Der Schlingerdämpfungsbehälter arbeitet vollständig selbsttätig, ohne irgendwelche Bedienung zu beanspruchen. Nur zur In- und Außerbetriebsetzung sind einige Einrichtungen erforderlich, nämlich

1. die nötigen Pumpenanschlüsse mit Ventilen bzw. Schiebern zum Füllen und Lenzen,
2. Entlüftungsrohre  $E$ , die dauernd offen sein müssen (Abb. 398),
3. Wasserstandsanzeiger  $W$  und Peilrohre, die zweckmäßig mittschiffs angebracht werden zur Erkennung des betriebsmäßigen Wasserstandes.

Einzelheiten über Ausführung und Wirksamkeit der Anlagen sind aus der angeführten Literatur ersichtlich.

Abb. 401 zeigt ein auf dem Dampfer „Eleonore Woermann“ mit einem Frahmischen Schlingerpengel genommenes Schlingerdiagramm, aus dem die dämpfende Wirkung der Dämpfungsbehälter klar zu erkennen ist.

Durch die Anwendung des Frahmischen Dämpfungsbehälters ist die Möglichkeit gegeben, Schiffe beliebiger Größe und von weitgehender Steifigkeit so zu bauen, daß sie allen Anforderungen bezüglich Stetigkeit gegenüber Rollbewegungen entsprechen. Der Dämpfungsbehälter besitzt dem Schiffkreisel gegenüber den Vorteil der Einfachheit und bedarf keiner besonderen Bedienung und keines Kraftantriebes.

Die freie Flüssigkeitsoberfläche im Dämpfungsbehälter vermindert die metazentrische Höhe des Schiffes um einen gewissen Betrag. Das Schiff verhält sich

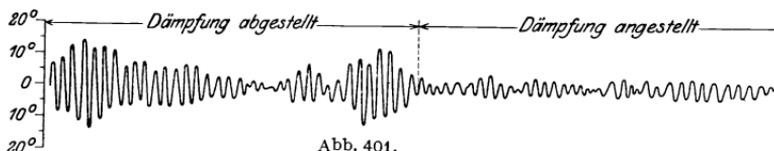


Abb. 401.

bei eingeschalteten Behältern gegenüber statischen Krängungseinflüssen (Ruderdruck, Winddruck, einseitige Belastung usw.) genau so, als wenn es die verminderte Metazenterhöhe hätte und die Flüssigkeit im Dämpfungsbehälter nicht vorhanden wäre.

**Ausführungsform mit Außenbordöffnungen.** Bei ihr tritt während des Schlingerns Wasser von außen in besondere am Schiff angebaute Zellen durch Öffnungen von unten ein bzw. aus, während die über dem Behälterwasserspiegel befindliche Luft durch oben angebrachte Öffnungen ein- und austreten kann. Die schlingerdämpfende Wirkung kommt dadurch zustande, daß die im Behälter befindliche Wassersäule während des Schlingerns eine auf- und absteigende Bewegung ausführt, die mit einer Phasenverschiebung hinter dem Außenwasser zurückbleibt. Am günstigsten ist die Wirkung, wenn diese Phasenverschiebung  $90^\circ$  beträgt, was durch richtige Bemessung der unteren Außenbordöffnungen bei genügend großem dämpfenden Widerstand in der Wassersäule erreicht werden kann. Die Arbeitsweise dieser Behälter entspricht dann genau der Ausführungsform als U-förmige Behälter.

Für Handelsschiffe kommt der Dämpfungsbehälter mit Außenbordöffnungen dann in Betracht, wenn die Stabilität so gering ist, daß eine weitere Verringerung durch freie Flüssigkeitsoberfläche innerhalb des Schiffes nicht mehr zulässig erscheint. In diesem Falle empfiehlt es sich, die S. 463 erwähnte Ausführung des formstabilen Schiffskörpers in der Weise zu benutzen, daß der ausgebogene Teil der Schiffseite zu einem Tank ausgebildet wird, dessen Innenwand der geraden Schiffseite entspricht und welcher an seiner Unterseite lange, schlitzenartige Öffnungen hat, durch welche das Wasser aus- und eintreten kann. Oben erhalten diese Anbauten Öffnungen für den Durchlaß der Luft (Abb. 402 Ausführung  $a$ )<sup>1)</sup>.

Eine solche Anlage wirkt vollkommen selbsttätig und bedarf keiner Wartung; eine Verringerung der metazentrischen Höhe gegenüber dem geradseitigen Schiff

<sup>1)</sup> DRP. Nr. 304 337.

tritt nicht ein, da es sich um „Anhänge“ handelt, die mit dem Außenwasser in Verbindung stehen und das Trägheitsmoment der normalen Schwimmbene nicht beeinflussen. Da stets nur ein bestimmter Mittschiffsteil der Anbauten zur Schlingerdämpfung herangezogen zu werden braucht, tritt noch eine Vergrößerung der metazentrischen Höhe im Vergleich mit dem geradseitigen Schiff auf; außerdem kann aus diesem Grunde das Eigengewicht der Anbauten durch die Wasserverdrängung der geschlossenen Anbauteile des Vor- und Hinterschiffes ausgeglichen werden, womit eine Gewichtsvermehrung des Schiffes vermieden wird.

Bei Schiffen, welche wegen großen Brennstoff- und Wasserverbrauches auf langer Fahrt so viel Stabilität und Tiefgang verlieren, daß sie, um auch am Reiseende gänzlich ballastlos fahren zu können, von vornherein die formstabile Anschwellung der Schiffseiten für Konstruktion und Betrieb berücksichtigen, kann der Ausfall an „Zusatz-Stabilität“, infolge offener Ausführung eines Teiles der Mittschiffslänge als Dämpfungsbehälter, dadurch wettgemacht werden, daß die

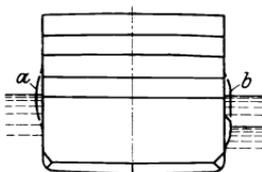


Abb. 402.

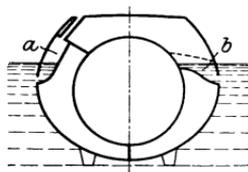


Abb. 403.

Schlitze zwischen Lade- und Leerwasserlinie angebracht werden, während der untere Teil der Anschwellungen in dieser Höhe gegen den Oberteil abgeschlossen ist (Abb. 402, Ausführung b).

Die bei dieser Ausführungsform zur wirksamen Dämpfung erforderliche Größe des Behälters muß von Fall zu Fall festgestellt werden. Bestimmte Regeln lassen sich nicht geben. Im allgemeinen ist eine gute Dämpfung zu erwarten, wenn der Quotient aus dem Trägheitsmoment der Wasseroberfläche im Behälter und der Wasserverdrängung des Schiffes etwa 40 vH der metazentrischen Höhe des Schiffes beträgt.

Bei U-Booten (Abb. 403) kommen wegen der ungünstigen Raum- und Gewichtsverhältnisse nur offene, in die Außenhülle eingebaute Dämpfungsbehälter in Frage. Sie sind hier entweder in die Tauch tanks eingebaut als besonders abgeteilte Räume (Abb. 403a) mit dauernd geöffneten Verbindungen nach außenbord, oder sie bilden Teile der durchfluteten Räume oberhalb der Tauch tankdecke (Abb. 403b). In letzterem Falle ist, wenn nötig durch Tieferlegen der Tankdecke, dafür zu sorgen, daß die Öffnungen nach außenbord in der richtigen Tiefe unter dem Wasserspiegel liegen. Im Ruhezustand des Schiffes wird das Wasser in den Behältern in gleicher Höhe mit dem äußeren Wasserspiegel stehen. Die oberhalb des Wasserspiegels befindlichen Lufträume können entweder nach oben zu ganz offen sein oder stehen durch besonders anzubringende Öffnungen mit der Außenluft in Verbindung. Die Behälter sind während der Überwasserfahrt teilweise mit Wasser gefüllt und wirken dämpfend gegen Rollbewegungen auf Grund der Phasenverschiebung, mit der das eingeschlossene Wasser beim Schlingern seine auf- und absteigende Bewegung gegenüber dem Außenwasser ausführt.

Während der Fahrt unter Wasser verhalten sich die Behälter wie alle übrigen durchfluteten Räume. Mit dem Einbau von Dämpfungsbehältern auf U-Booten ist eine Verringerung der metazentrischen Höhe bei Überwasserfahrt verbunden, die bei Bemessung der Größe der Behälter zu beachten ist. Bestimmte Angaben über die erforderliche Größe der Behälter auf U-Booten lassen sich nicht machen. Eine gute Dämpfung ist im allgemeinen zu erreichen, wenn der Quotient aus dem

Trägheitsmoment der Wasserfläche im Behälter und der Wasserverdrängung des Schiffes 40 bis 50 vH der metazentrischen Höhe des Schiffes beträgt. Die Dämpfungsbehälter bewirken bei U-Booten eine kleine Verringerung der Überwasserverdrängung, entsprechend einer Tiefgangvermehrung von etwa 3 bis 5 cm im gewöhnlichen Belastungszustand.

**Schwingungsachse.** Eine vielmumstrittene, aber nicht eindeutig zu lösende Frage ist die nach der Lage der Schwingungsachse. Während Bouguer annahm, daß sie durch den Gewichtsschwerpunkt des Schiffes gehe, verlegt Rankine sie in die Schnittlinie der Mittellängsebene mit derjenigen Ebene, welche den Winkel der beiden aufeinanderfolgenden Wasserlinien halbiert. Andere [Duhil de Benazé und Risbec<sup>1)</sup>, Schunke<sup>2)</sup>] halten den Krümmungsmittelpunkt der Hüll- oder Kernfläche der Schwimmemebenen (*W*-Fläche) für den „ruhigen Punkt“ bei der Schwingung, d. h. denjenigen, welcher an der Schwingung nicht teilnimmt, also als Drehpunkt gelten kann. Die Schwingungsachse liegt, wenigstens bei kleineren Ausschlägen, in der Mittschiffsebene. Der Höhe nach kommen theoretisch für ihre Lagen zwei extreme Fälle in Frage, und zwar 1. die Annahme einer reibungslos schwingenden Masse; hierbei liegt die Schwingungsachse im Gewichtsschwerpunkt; 2. die Annahme eines masselosen, der Reibung und dem Formwiderstand ausgesetzten Körpers. Hierbei ist der Schwerpunkt aller Reibungs- und Formwiderstandskräfte, die in Wasser und Luft auftreten, der Drehpunkt; er kann also bei großen Neigungen auch aus der Mittschiffsebene heraustreten; der Höhe nach wird er durch Vertikal- und Schlingerkielen nach unten gezogen, durch große Segelflächen nach oben. Bei langsamen Schwingungen ist die Wirkung der Widerstandskräfte gering, das Schiff wird also im wesentlichen um den Gewichtsschwerpunkt schwingen; bei großer Winkelbewegungsgeschwindigkeit, also besonders bei großen Ausschlägen, ist der Einfluß der Widerstandskräfte größer. Wenn sich hierdurch die Schwingungsachse wesentlich vom Gewichtsschwerpunkt entfernt, treten infolge des Hebens und Senkens des Gewichtsschwerpunktes Massenbeschleunigungen in senkrechter Richtung und Tauchschwingungen ein. Wesentliche praktische Bedeutung hat die Frage der Lage der Schwingungsachse nicht.

**Modellversuche.** Die von Froude mit Modellen angestellten Versuche, welche neben den mit wirklichen Schiffen (Greyhound, Sultan, Devastation, Inconstant) ausgeführten<sup>3)</sup> über die vorstehend erörterten Verhältnisse Aufschluß gaben, haben gezeigt, daß man die mit einem Modell (Schiff) gefundenen Beobachtungen nach folgenden Verhältnissen auf ein (anderes) Schiff von gleichen Formen übertragen kann<sup>4)</sup>.

Ist der Maßstab der Abmessungen zwischen Modell und Schiff	=	1 : n
so ist „ „ „ Verdrängungen	=	1 : n <sup>3</sup>
„ „ „ Umfangsgeschwindigkeiten $\omega$ ,	=	1 : $\sqrt{n}$
„ „ „ Winkelgeschwindigkeiten $\omega$	=	1 : $\frac{1}{\sqrt{n}}$
„ „ „ Schwingungsdauer und -zeiten	=	1 : $\sqrt{n}$
„ „ „ Ausschläge und Schwingungswinkel	=	1 : 1

## D. Rollschwingungen der Schiffe im Seegang.

### I. Wellenimpuls und Rollwinkel.

Im Seegang ist das Schiff sowohl den durch seine Stabilitätsverhältnisse bedingten Bewegungsgesetzen als auch denen der in Wellenbewegung befindlichen Wassermasse unterworfen.

<sup>1)</sup> Mémoire sur le mouvement complet du navire oscillant sur eau calme. Mém. du Génie Maritime 1874, S. 193.

<sup>2)</sup> Beitrag zur Theorie der Stabilität schwimmender Körper. Kiel 1880.

<sup>3)</sup> White: Handbuch für Schiffbau, S. 130.

<sup>4)</sup> Pollard et Dubeout II: S. 392.

Nach diesen Gesetzen ist ganz allgemein für jeden in Schwingungen befindlichen Körper die Winkelbeschleunigung =  $\frac{\text{Summe der statischen Momente}}{\text{Summe der Trägheitsmomente}}$ , also

a) für das in ruhigem Wasser schwingende (rollende) Schiff:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = - \frac{P \cdot \overline{MG} \sin \varphi}{\overline{MK}^2} = - \kappa^2 \cdot \sin \varphi \quad \text{oder} \quad = - \kappa^2 \cdot \varphi, \quad (1)$$

wenn  $\frac{P \cdot \overline{MG}}{\overline{MK}^2} = \kappa^2$  gesetzt und der Winkel  $\varphi$  so klein angenommen wird, daß man an Stelle des Sinus den Bogen setzen kann.

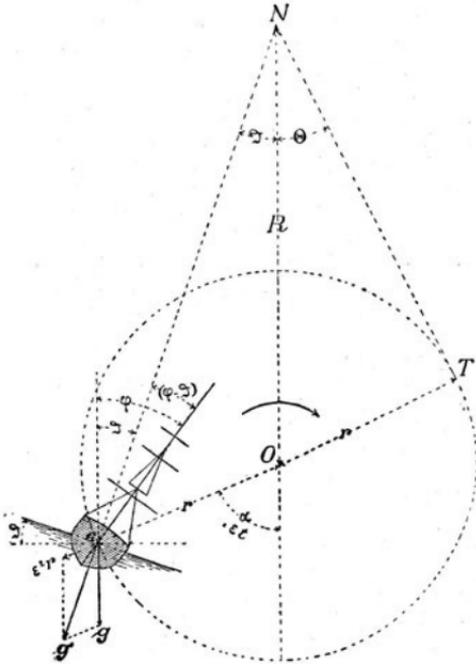


Abb. 405.

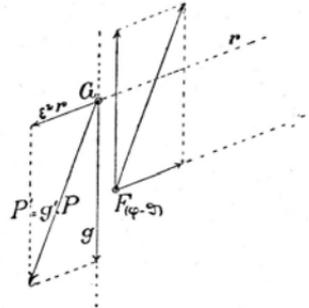


Abb. 404.

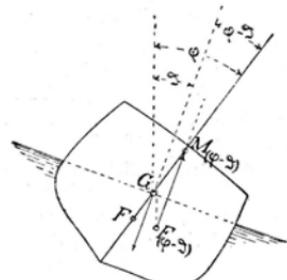


Abb. 406.

Nach zweimaligem Integrieren ergibt sich hieraus der Rollwinkel<sup>1)</sup>

$$\varphi = \varphi_0 \cos \kappa t + \frac{\omega}{\kappa} \sin \kappa t, \quad (2)$$

wenn  $\varphi_0$  die Neigung des Schiffes ist, bei welcher mit dem Zählen der Zeit begonnen wird,  $t$  die Zeit und  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$  die Winkelgeschwindigkeit. Geschieht ersteres bei aufrechter Lage, also bei  $\varphi = 0$ , so ist

$$\varphi = \frac{\omega}{\kappa} \sin \kappa t. \quad (3)$$

Da nun (S. 422)  $\kappa = \frac{2\pi}{T_\varphi}$  ist, worin  $T_\varphi$  die Zeit für eine Doppelschwingung des Schiffes (ganze Schwingungsperiode) bezeichnet, so wird  $\varphi = \frac{\omega T_\varphi}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{T_\varphi} t$ .

Da ferner der größte Wert von  $\sin \frac{2\pi t}{T_\varphi} = \pm 1$  ist, was bei  $\frac{2\pi t}{T_\varphi} = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \frac{5\pi}{2}$  oder  $t = \frac{T_\varphi}{4} = \frac{3T_\varphi}{4} = \frac{5T_\varphi}{4}$  usw. eintritt, so ist der größte Rollwinkel

$$\varphi_m = \frac{\omega T_\varphi}{2\pi} = \frac{\omega}{\kappa},$$

<sup>1)</sup> S. Lutschaunig: Die Theorie des Schiffes, S. 67.

somit  $\varphi = \varphi_m \sin \kappa t$ , (4)  
 und die Kurve des Rollwinkels wird eine Sinuslinie mit positiven und negativen Werten von  $\varphi$  und der Periode  $T_\varphi = \frac{2\pi}{\kappa}$ . Dies gilt aber nur für kleine Winkel.

b) Befindet sich das Schiff auf einer Welle, deren Oberfläche gegen den Horizont um den Winkel  $\vartheta$  geneigt ist, so wirkt auf dasselbe nicht mehr die wirkliche, senkrecht gerichtete Schwerkraft, sondern die aus dieser und der Zentrifugalkraft (als deren Mittelkraft) entstandene scheinbare Schwerkraft, deren Richtung in  $GN$  (Abb. 405) liegt.

Der Rollwinkel zu der jeweiligen aufrechten Lage auf der Welle ist somit  $(\varphi - \vartheta)$ , und die Bewegungsgleichung wird, in Anlehnung an die für ruhiges Wasser:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -\kappa^2 (\varphi - \vartheta). \quad (I)$$

Der Neigungswinkel der Welle ergibt sich aus der Gleichung für die Wellenlinie mit den Koordinatenachsen wie in Abb. 406.

$$y = -r \cdot \cos \alpha; \quad x = R \cdot \alpha + r \cdot \sin \alpha \quad (\text{durch Differenzieren}),$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{r \cdot \sin \alpha}{R + r \cdot \cos \alpha} = \frac{\frac{r}{R} \sin \alpha}{1 + \frac{r}{R} \cos \alpha} = \operatorname{tg} \vartheta.$$

Der Winkel  $\vartheta$  erreicht seinen größten Wert ( $\Theta$ ), wenn die Richtung der scheinbaren Schwerkraft Tangente an den Schwingungskreis wird, also bei  $\sin \Theta = \frac{OT}{ON} = \frac{r}{R}$ ; ist  $\Theta$  nicht sehr groß, so kann man  $\sin \Theta = \frac{r}{R}$  gegenüber 1 vernachlässigen und statt der Winkelfunktionen den Bogen setzen. Da ferner der Schwingungswinkel  $\alpha$  der Welle, bei einer Winkelgeschwindigkeit  $\varepsilon$  nach einer Zeit  $t$  erreicht, also  $= \varepsilon t$  ist, so wird

$$\vartheta = \Theta \sin \varepsilon t. \quad (II)$$

Die Kurve des Wellenwinkels  $\vartheta$  ist also ebenfalls eine Sinuslinie, aber mit der Periode der Welle  $T = \frac{2\pi}{\varepsilon}$ .

Die Bewegungsgleichung erhält somit die Form:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -\kappa^2 (\varphi - \Theta \sin \varepsilon t) = -\kappa^2 \varphi + \kappa^2 \Theta \sin \varepsilon t \quad (III)$$

der

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \kappa^2 \varphi = \kappa^2 \Theta \sin \varepsilon t. \quad (III')$$

Nach zweimaligem Integrieren ergibt sich hieraus der ganze Ausschlagwinkel des Schiffes gegen die Senkrechte:

$$\varphi = \underbrace{\left( \varphi_0 \cos \kappa t + \frac{\omega_0}{\kappa} \sin \kappa t \right)}_{\text{Rollwinkel [s. Gl. (2)]}} + \underbrace{\frac{\Theta \kappa^2}{\kappa^2 - \varepsilon^2} \left( \sin \varepsilon t - \frac{\varepsilon}{\kappa} \sin \kappa t \right)}_{\text{Wellenwinkel}},$$

worin  $\varphi_0$  die Neigung und  $\omega_0 = \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)_0$  die Winkelgeschwindigkeit des Schiffes ist, wenn es von der ersten Welle getroffen wird. Geschieht dies, wenn das Schiff sich in aufrechter Lage und in Ruhe befindet, also wenn  $\varphi_0 = 0$  und  $\omega_0 = 0$  ist, so wird:

$$\varphi = \frac{\Theta \kappa^2}{\kappa^2 - \varepsilon^2} \left( \sin \varepsilon t - \frac{\varepsilon}{\kappa} \sin \kappa t \right) = \Theta \frac{1}{1 - \frac{\varepsilon^2}{\kappa^2}} \left( \sin \varepsilon t - \frac{\varepsilon}{\kappa} \sin \kappa t \right). \quad (IV)$$

Wie man hieraus sieht, ist für die im Seegang entstehenden Ausschlagwinkel des Schiffes nicht nur das absolute Maß der Rollperiode und der Wellenperiode,

1) Dies ist die Differentialgleichung eines Doppelpendels, bei welchem ein kleines Pendel mit der Schwingungsperiode  $T_\varphi = \frac{2\pi}{\kappa}$  am Ende eines größeren Pendels mit der Schwingungsperiode  $T = \frac{2\pi}{\varepsilon}$  aufgehängt ist. Der Winkel  $\varphi$  bezeichnet die Ausschläge des kleinen Pendels gegen die Senkrechte in Funktionen der Zeit (Pollard et Dubebout III, S. 187).

Setzt man für  $\kappa$  und  $\varepsilon$  die Werte  $\frac{2\pi}{T_\varphi}$  und  $\frac{2\pi}{T}$ , für  $\Theta$  den Wert  $\frac{r}{R}$  oder  $\frac{h/2}{\xi/2\pi} = \frac{\pi h}{\xi}$  ein so wird die Gl. (III)

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -\frac{4\pi^2}{T_\varphi^2} \left( \varphi - \frac{\pi h}{\xi} \sin \frac{2\pi t}{T} \right),$$

in welcher Form sie von Froude zuerst aufgestellt wurde.

sondern auch deren Verhältnis  $\frac{\varepsilon}{\kappa} = \frac{T_\varphi}{T}$  maßgebend, nicht minder aber auch das Verhältnis von Wellenhöhe zu Wellenlänge  $\Theta = \pi h/\xi^1$ .

## 2. Folgen verschiedener Verhältnisse der Rollperiode des Schiffes zur Wellenperiode.

Hinsichtlich dieser Verhältnisse kann man folgende besondere Fälle unterscheiden:

1.  $\frac{T_\varphi}{T}$  ist sehr klein oder  $\frac{\kappa}{\varepsilon}$  sehr groß, d. h. ein Schiff von sehr großer Stabilität und kleinem Trägheitsmoment befindet sich auf langen Wellen.

Setzt man als Grenzfall  $\frac{T_\varphi}{T} = \frac{\varepsilon}{\kappa} = 0$ , so geht die Gleichung (IV) über in:

$$\varphi = \Theta \sin \varepsilon t = \vartheta,$$

d. h. die Neigung des Schiffes ist dieselbe wie die der Welle.

2.  $\frac{T_\varphi}{T}$  ist sehr groß oder  $\frac{\kappa}{\varepsilon}$  sehr klein, d. h. ein Schiff von sehr geringer Stabilität und sehr großem Trägheitsmoment befindet sich auf sehr kurzen Wellen.

Nach Gl. (I) ist

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \kappa^2 \varphi - \kappa^2 \vartheta = 0.$$

Aus Gl. (II) wird

$$\frac{d^2 \vartheta}{dt^2} = -\Theta \varepsilon^2 \sin \varepsilon t = -\varepsilon^2 \vartheta; \quad \text{also} \quad \vartheta = -\frac{1}{\varepsilon^2} \frac{d^2 \vartheta}{dt^2},$$

somit

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \kappa^2 \varphi + \frac{\kappa^2}{\varepsilon^2} \frac{d^2 \vartheta}{dt^2} = 0.$$

Setzt man als Grenzfall  $\kappa/\varepsilon = 0$ , so wird die Bewegungsgleichung:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \kappa^2 \varphi = 0,$$

d. h. die Wellenbewegung hat keinen Einfluß auf die Bewegung des Schiffes, das Schiff schwingt ebenso wie in ruhigem Wasser.

Da geringe Stabilität eine hohe Schwerpunktlage, großes Trägheitsmoment, aber einen großen Abstand schwerer Gewichte vom Gesamtschwerpunkt bedingt, Forderungen, die sich bei kleinen Schiffen nicht vereinigen lassen, so folgt daraus, daß kleine Schiffe im Seegang stärker rollen als große und auch in geringem Seegang noch verhältnismäßig stark von den Wellen beeinflusst werden.

3.  $T_\varphi/T$  ist beliebig, aber verschieden von 1.

Ist hierbei a) das Schiff, wenn es von der ersten Welle getroffen wird, aufrecht, also  $\varphi_0 = 0$ , so ist nach der integrierten Gl. (III'):

$$\varphi = \frac{1}{\kappa} \left( \omega_0 - \frac{\Theta \kappa^2 \varepsilon}{\kappa^2 - \varepsilon^2} \right) \sin \kappa t + \frac{\Theta \kappa^2}{\kappa^2 - \varepsilon^2} \sin \varepsilon t.$$

<sup>1)</sup> Mit diesen Verhältnissen läßt sich die Gleichung auch schreiben:

$$\varphi = \pi \frac{h}{\xi} = \frac{1}{1 - \frac{T_\varphi^2}{T^2}} \left( \sin \frac{2\pi t}{T} - \frac{T_\varphi}{T} \sin \frac{2\pi t}{T_\varphi} \right), \quad (IV')$$

wie sie sich aus der Froudeschen Gleichung ergibt.

Tritt ferner b) die aufrechte Lage des Schiffes gerade dann ein, wenn es sich auf einem Wellenberg oder in einem Wellental befindet, d. h. wenn  $\varepsilon t = 0$  oder  $= n\pi$ , also  $\sin \varepsilon t = 0$  ist, so ist für diese Lage

$$\varphi = \frac{1}{\varkappa} \left( \omega_0 - \frac{\Theta \varkappa^2 \varepsilon}{\varkappa^2 - \varepsilon^2} \right) \sin \varkappa t = 0,$$

folglich  $\omega_0 = \frac{\Theta \varkappa^2 \varepsilon}{\varkappa^2 - \varepsilon^2}$  die Winkelgeschwindigkeit in der aufrechten Lage, allgemein also

$$\varphi = \frac{\Theta \varkappa^2}{\varkappa^2 - \varepsilon^2} \sin \varepsilon t = \frac{\varkappa^2}{\varkappa^2 - \varepsilon^2} \vartheta = \frac{1}{1 - \frac{T_\varphi^2}{T^2}} \vartheta. \quad (V)$$

Ist  $T_\varphi/T = \sqrt{2}$ , so wird  $\varphi = -\vartheta$ , d. h. der Ausschlagwinkel des Schiffes ist ebenso groß wie der Wellenwinkel, aber nach der entgegengesetzten Seite der Senkrechten gerichtet.

Ist  $\frac{T_\varphi}{T} = \frac{1}{\sqrt{2}}$ , so wird  $\varphi = +2\vartheta$ , d. h. der Ausschlagwinkel des Schiffes ist doppelt so groß wie der Wellenwinkel und nach derselben Seite der Senkrechten gerichtet.

Der größte Wert des Ausschlagwinkels ist

$$\Phi = \Theta \frac{\varkappa^2}{\varkappa^2 - \varepsilon^2} = \Theta \frac{1}{1 - \frac{T_\varphi^2}{T^2}} = \Theta \frac{T^2}{T^2 - T_\varphi^2}. \quad (V')$$

Hieraus folgt noch:

Ist  $T_\varphi < T$ , d. h. die Rollperiode kleiner als die Wellenperiode, so wird der Ausschlagwinkel positiv, d. h. das Schiff neigt sich mit seinen Masten gegen die Welle hin.

Ist  $T_\varphi > T$ , d. h. die Rollperiode größer als die Wellenperiode, so wird der Ausschlagwinkel negativ, das Schiff neigt sich mit seinen Masten von der Welle ab.

4.  $T_\varphi/T = \pm 1$ , d. h. die Schiffsperiode und die Wellenperiode sind gleich groß.

Aus Gl. (V) folgt schon, daß in diesem Falle

$$\varphi = \vartheta \cdot \frac{1}{0} = \vartheta \cdot \infty$$

wird, d. h. daß der Ausschlagwinkel beständig bis zur Unendlichkeit zunimmt, m. a. W., daß das Schiff sehr bald zum Kentern kommt.

Um die Zunahme des Ausschlagwinkels genauer zu bestimmen, gehe man von der Bewegungsgleichung (III') aus, welche, da jetzt  $\varepsilon = \varkappa$  ist, die Form erhält:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \varkappa^2 = \varkappa^2 \Theta \sin \varkappa t.$$

Nach zweimaligem Integrieren ergibt sich der Ausschlagwinkel:

$$\varphi = \left( \varphi_0 = \frac{\Theta \varkappa t}{2} \right) \cos \varkappa t + \left( \frac{\omega_0}{\varkappa} + \frac{\Theta}{2} \right) \sin \varkappa t.$$

Für den Fall, daß das Schiff beim Eintreffen der ersten Welle aufrecht liegt ( $\varphi_0 = 0$ ,  $\omega_0 = 0$ ), ist:

$$\varphi = \frac{\Theta}{2} (\sin \varkappa t - \varkappa t \cos \varkappa t).$$

Wenn  $\varkappa t = \frac{\pi}{2}$ ,  $\frac{3\pi}{2}$ ,  $\frac{5\pi}{2}$  usw., allgemein  $= (2n+1) \frac{\pi}{2}$  ist, so wird  $\sin \varkappa t = \pm 1$ ,  $\cos \varkappa t = 0$ , also

$$\varphi = \pm \frac{\Theta}{2},$$

d. h. wenn das Schiff auf der am stärksten gegen den Horizont geneigten Stelle der Welle schwimmt, so ist seine eigene Neigung gegen die Senkrechte halb so groß wie jene der Welle gegen den Horizont.

Wenn  $\kappa t = \pi, 2\pi, 3\pi$  usw., allgemein  $= n\pi$  ist, also  $t = nT/2$ , so wird  $\sin \kappa t = 0, \cos \kappa t = \pm 1$ , also

$$\varphi = n \frac{\pi \Theta}{2},$$

d. h. wenn das Schiff auf dem Wellenkamm oder im Wellental sich befindet, so ist der Ausschlagwinkel am größten, und zwar auf dem Wellenkamm ( $n$  ungerade) positiv, im Wellental ( $n$  gerade) negativ; er nimmt mit jeder Schwingung von Bord zu Bord, d. h. beim Eintreffen jedes Wellenberges und Wellentales um

$$\frac{\pi \Theta}{2} = \frac{\pi^2 h}{\xi} \left( = 1,57 \Theta = 9,87 \frac{h}{\xi} \right)$$

zu.

Für  $h/\xi = 0,025$  ist also z. B. die Zunahme des Ausschlagwinkels bei jeder Schwingung von Backbord nach Steuerbord oder umgekehrt  $\Delta \varphi = 0,24675$ , also  $\Delta \varphi \approx 14^\circ$ .

Der größte Ausschlagwinkel nach  $n$  (einfachen) Schwingungen ist demnach

$$\Phi = \pm n \frac{\pi \Theta}{2} ;$$

Es folgt hieraus, daß ein Schiff, dessen Rollperiode mit der Wellenperiode genau übereinstimmt, schon nach wenigen Schwingungen unfehlbar kentern müßte.

Eine gefährliche Übereinstimmung der Schwingungsdauern von Schiff und Wellen kann aber nur eintreten, wenn das Schiff für kleine und große Winkel isochron schwingt. Wenn ein freies System pendelartig isochron schwingt, müssen die Beschleunigungen und mithin die Kräfte den Ausschlagwinkeln proportional sein. Es müssen also für schlingernde Schiffe die Kurven der Hebelarme der statischen Stabilität in einer Geraden verlaufen, wenn man den Wasserwiderstand unberücksichtigt läßt. Zur Überwindung des Wasserwiderstandes sind Zusatzkräfte erforderlich, welche schneller als die Winkel wachsen, es ergibt sich hieraus nach Abb. 407 a der Verlauf der Hebelarme, welcher für isochrone Schwingungen günstig ist; konvexe Hebelarmkurven nach Abb. 407 b ergeben für große und kleine Winkel verschiedene Schwingungszeiten, und die Übereinstimmung mit der theoretisch gleichmäßigen Wellenperiode hört bei größeren Winkeln auf.

Tritt infolge gleichmäßigen Seeganges und dazu passender Eigenschwingungsdauer des Schiffes Übereinstimmung ein, so ist zu untersuchen, wie sich der Verlauf der auf das Schiff wirkenden kenternenden und stützenden Momente gestaltet, Abb. 408 zeigt die Ausschläge eines Schiffes für den Fall  $T_\varphi/T = \pm 1$ . Gleich im Anfang der Einwirkung bleibt das Schiff hinter der Welle zurück, bis eine Phasenverschiebung von etwa  $90^\circ$  zwischen Schiffs- und Wellenschwingung erreicht ist. Im weiteren Verlauf bleibt diese Phasenverschiebung. Im unteren Teil der Abbildung ist der Verlauf der Winkel zwischen Schiff und Wasseroberfläche skizziert. Falls die zum Schiff gehörige Hebelarmkurve im untersuchten Bereich gerade verläuft, sind die Kräfte den Winkeln proportional. Aus Abb. 408 ist ersichtlich, daß die Größe der kenternenden Kräfte (schwarz) stets

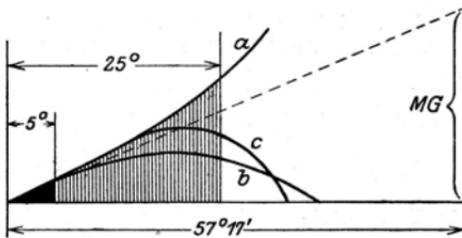


Abb. 407.

durch die Wellenschräge bestimmt ist, welche in ihrer wirksamen Größe auch in extremen Fällen kaum über 5 bis 7° geht. Den kenternden Kräften ( $a-b$ ) stellen sich stützende ( $b-c$ ) entgegen. Die beim Stützen von den Wellen geleistete Arbeit wird während des Aufrichtens ( $c-d$ ) wieder in Form lebendiger Kraft an das Schiff abgegeben. Die dargestellten Kräfteflächen sind aber nicht den entsprechenden Arbeiten proportional, da die Arbeitsgrößen von Hebelarmen und Winkelwegen bestimmt werden, die Darstellung aber der Zeit proportional ist. Die im Schiff aufgespeicherte Schwingungsarbeit wächst, vom Anfang des Rollens an gerechnet, proportional mit der Anzahl der Schwingungen, ähnlich wie bei einem fallenden Stein die ihm von der Schwerkraft in jeder Sekunde erteilte lebendige Kraft proportional der Zeit vom Beginn des Falles an wächst. Theoretisch, ohne Berücksichtigung von Wasserwiderstand und Wasserbewegung, müßten stützende und aufrichtende Arbeiten gleich sein, und jede gleich der Summe der durch die vorhergehenden kenternden Kräfte geleisteten Arbeit. Praktisch wird die zusätzliche Arbeit mehr oder minder bei jeder Schwingung vom Wasserwiderstand aufgezehrt. Hieraus ergibt sich, daß die Größe der kenternden Arbeiten nur durch die Größe der Hebelarme bestimmt wird, welche innerhalb der ersten 5 bis 7° Neigung auftreten, die Größe der stützenden und aufrichtenden Arbeiten dagegen durch den Verlauf der statischen Stabilitätskurve bis 30° und mehr bedingt wird. Gegen die Gefahren im Seegang kommt also nicht so sehr der gesamte Umfang an Stabilität wie das gegenseitige Verhältnis von kenternden und aufrichtenden Arbeiten in Frage. Ein Schiff, welches bis etwa 6° einen dynamischen Schwerpunktsweg von 5 mm hat, bei 30° dagegen einen solchen von 50 mm, ist bei weitem nicht so sehr der Gefahr ausgesetzt, auf diesen Winkel geworfen zu werden, wie ein Schiff, welches bei 6° 10 mm und bei 30° 70 mm dynamischen Schwerpunktsweg hat. Schiffe hoher Anfangsstabilität werden auch schon bei nicht sehr ausgeprägter Resonanz auf große Winkel geworfen. Da ihr Resonanzgebiet in kurzen Wellen liegt, welche nie sehr regelmäßig laufen, kommt ausgeprägte Resonanz bei ihnen kaum in Frage. Das Resonanzgebiet von Schiffen geringer Anfangsstabilität liegt dagegen in langen regelmäßigen atlantischen Wellen, wo infolge guter Übereinstimmung auch größere Ausschläge der Schiffe eintreten. Als gefährlichster Fall der Beeinflussung des Schiffes durch den Seegang ergibt sich derjenige, bei welchem eine Zahl regelmäßiger Wellenimpulse ein zu Resonanzschwingungen geneigtes Schiff auf einen großen Ausschlagwinkel bringt, bei welchem ferner

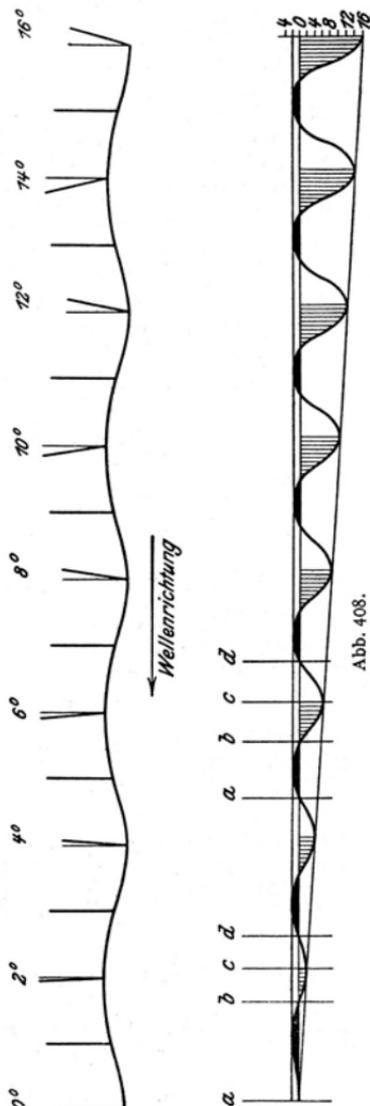


Abb. 408.

die Stabilität oberhalb dieses Winkels stark abnimmt und nun einige besonders steile Wellen dem Schiff über den großen Winkel hin große lebendige Kräfte mitteilen, denen keine entsprechenden stützenden Arbeiten entgegenstehen. Dadurch können Schiffe auf Neigungen geworfen werden, die direkt oder indirekt verhängnisvoll werden. Schiffe, deren Stabilitätshebelarmkurve in der in Abb. 407 c dargestellten, zu isochronen Schwingungen neigenden Form beginnen, haben aber meist einen weit größeren Umfang an Stabilität als nach Abb. 407 c. Außerdem wird die Übereinstimmung der Schwingungsperioden dadurch beeinträchtigt, daß die Wellen selbst niemals so vollkommen gleichmäßige Bewegungen haben, und endlich läßt sich die Gefahr umgehen, wenn man das Schiff mit seiner Längsachse in eine Richtung bringt, die nicht mehr parallel zu derjenigen der Wellen ist, wie dies die vorstehenden Untersuchungen voraussetzten. Es geschieht dies z. B., wenn man in schwerem Sturm das Schiff, mit dem Bug etwa 2 bis 3 Strich gegen die Wellen gerichtet, beiliegen läßt.

### 3. Berücksichtigung des Wasserwiderstandes.

Bei Berücksichtigung des Wasserwiderstandes ist in die Bewegungsgleichung das Moment ( $M_w$ ) desselben einzusetzen; diese lautet dann (s. S. 444):

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = - \frac{P \overline{M \varphi} G \sin \varphi - M_w}{M K^2}$$

$$= - \frac{P \overline{M G}}{M K^2} \left[ \frac{M \varphi G}{M G} \sin \varphi - \frac{1}{2} (\varphi_m - \varphi_{m+1}) \right] \quad (\text{s. S. 432})$$

oder auch

$$= - \kappa^2 \left[ \frac{M \varphi G}{M G} \sin \varphi - N_w \right],$$

worin  $K$  und  $\kappa = \frac{2\pi}{T\varphi}$  die mittels des Schlingerversuchs aus der wirklichen Schwingungsperiode des Schiffes ermittelten Werte (s. S. 426f.) sind und  $N_w = \beta \left( \frac{d\varphi}{dt} \right) - \gamma \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2$  mit Hilfe der Gleichung der Ausschwingungskurve (S. 429):  $d\varphi_m = a\varphi_m + b\varphi_m^2$  gefunden wird, indem man setzt:

$$a = \frac{\pi}{2} \beta \kappa; \quad b = \frac{4}{3} \gamma \kappa^2.$$

Nach Rankine ist der Ausschlagwinkel unter Berücksichtigung des Wasserwiderstandes:

$$\varphi = -\Phi \sin \frac{2\pi(t + t_0)}{T},$$

worin  $t$  einen beliebigen,  $t_0$  denjenigen Zeitraum bezeichnet, welcher von dem Augenblick, wo das Schiff sich aufrecht befindet, verstreicht bis zum Eintreffen eines Wellentales oder Wellenberges. Der Wert ergibt sich durch zweimaliges Integrieren der Differentialgleichung:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -\kappa^2 (\varphi - \Theta \sin \varepsilon t) - \frac{2(\ln \varphi_m - \ln \varphi_{m+1})}{t} \frac{d}{dt} (\varphi + \Theta \sin \varepsilon t).$$

Rankine faßt die aus den vorstehenden Ermittlungen hervorgehenden Schlüsse wie folgt zusammen:

#### 4. Rollbewegungen der Schiffe im Seegang<sup>1)</sup> (nach Rankine).

Allgemein. Die Stabilität eines Schiffes hat das Bestreben, das Schiff senkrecht zu der wirksamen Wellenoberfläche zu stellen. Als wirksame Wellenoberfläche kann man die Oberfläche derjenigen Wellenschicht annehmen, welche durch den Formschwerpunkt des Schiffes geht.

<sup>1)</sup> Vgl. Mackrow: Pocketbook, S. 420. 1896; u. Lutschauinig: S. 110.

1. Ein Schiff von sehr großer Stabilität und geringem Seitenwiderstand rollt mit den Wellen, ähnlich wie ein flachschwimmendes Brett oder Floß (Abb. 409 A).

2. Ein Schiff, dessen Rollperiode sich zu der Wellenperiode verhält wie  $\sqrt{2} : 1$ , nimmt in der Welle stets die Lage der ursprünglich senkrechten Wassersäulen an. Es rollt also gegen die Wellen, ähnlich wie ein hochkant schwimmendes Brett ohne Stabilität (Abb. 409 B).

In beiden Fällen befindet sich das Schiff in aufrechter Lage, wenn es gerade auf dem Wellenberge oder im Wellental schwimmt, und erhält seine größte Neigung an der steilsten Stelle der Welle.

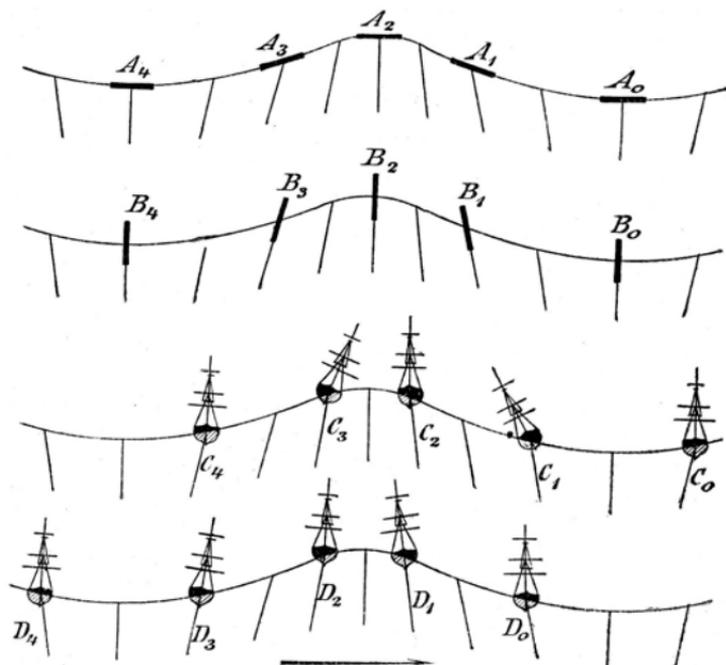


Abb. 409.

3. Ist das Verhältnis der Rollperiode des Schiffes zu jener der Wellen kleiner als  $\sqrt{2} : 1$ , so gelangt das Schiff in seine aufrechte Lage vor dem Eintreffen der Wellenberge oder Wellentäler, und seine größte Neigung wird größer als der größte Neigungswinkel der Welle (Abb. 409 C).

4. Ist die Rollperiode des Schiffes ebenso groß wie die Wellenperiode, so werden die Rollwinkel am größten, und zwar übersteigen sie den Neigungswinkel der Welle um so mehr, je geringer der Seitenwiderstand ist. Ist dieser sehr gering, so vergrößern sich die Ausschlagwinkel dauernd, da das Schiff von jeder unter ihm hindurchgehenden Welle einen neuen Anstoß erhält.

5. Ist das Verhältnis der Rollperiode eines Schiffes zu der Wellenperiode größer als  $\sqrt{2} : 1$ , so kommt das Schiff in seine aufrechte Lage nach dem Eintreffen der Wellenberge und Wellentäler, und seine größte Neigung ist kleiner als der größte Neigungswinkel der Welle (Abb. 409 D).

Das ungünstigste Verhältnis zwischen der Schiffsrollperiode und der Wellenperiode ist  $T_{\varphi} : T = \sqrt{2} : 1$ .

6. Ist die Rollperiode bedeutend kleiner als die Wellenperiode, so ist das Schiff sehr steif. Übertrifft die Schiffsperiode die Wellenperiode um mehr als das  $\sqrt{2}$ -fache, so ist dies günstig für die Seefähigkeit (steadiness) des Schiffes, vorausgesetzt, daß die verlängerte Schiffsperiode nicht durch ungenügende Stabilitätsverhältnisse, sondern durch das Trägheitsmoment des Schiffes allein verursacht wird.

Alle diese sechs Fälle gelten strenggenommen nur für Schiffe mit gleichbleibender Periode. Verändert sich die Schwingungszeit mit zunehmendem Ausschlagwinkel, so rechnet man am besten mit einem Mittelwert der Schwingungszeit bis 20 oder 30° Neigung.

### E. Querstabilität im Seegang.

Die Stabilität des Schiffes auf See wird im Vergleich mit derjenigen der Ruhelage in Süßwasser verändert durch:

- a) das spezifische Gewicht des Seewassers,
- b) veränderten Auftrieb des Seewassers im Wellengang,
- c) veränderte Schwimmlinie und veränderten Verdrängungs- $\odot$  im Seegang,
- d) dynamischen Einfluß der Eigenbewegung des Schiffes.

Das höhere spezifische Gewicht des Seewassers wirkt stabilitätsvermehrend.

$$\overline{MF} = \frac{\text{Trägheitsmoment der Schwimmwasserlinie}}{\text{Verdrängung (m}^3\text{)}}$$

wird im Seewasser um 2,5 vH größer,  $F$  liegt im Seewasser gleichzeitig der Oberkante Kiel näher,  $G$  bleibt in seiner Lage,  $\overline{FK}$  wird rund 2,5 vH kleiner. Durch diese Änderungen wird  $\overline{MG}$  in Seewasser unter Umständen beträchtlich größer

als in Süßwasser, besonders wenn  $\frac{\overline{MG}}{\overline{MF}}$  klein ist (vgl. Abb. 274). Der Einfluß

wird bei der Rechnung direkt berücksichtigt, indem Verdrängung, Tiefgang, Formschwerpunkt mit den für Seewasser gültigen Werten eingesetzt werden.

Der veränderte Auftrieb des Seewassers im Wellengang, der sogenannte Smithsche Effekt, ist bei der Besprechung über Festigkeit (S. 508) erwähnt. Für die Stabilität kommt er als wesentlich beim Rollen des Schiffes in seitlichem Seegang in Frage; liegt das Schiff auf dem Wellenkamm, so wirkt die Welle infolge des verminderten Auftriebes wie Wasser von einem entsprechend verminderten spezifischen Gewicht, das Schiff taucht also tiefer, und  $\overline{MF}$  wird, da die Schwimmlinie annähernd gleiches Trägheitsmoment behält, kleiner. Dieser Einfluß ist bei flachgehenden Fahrzeugen unter Umständen von gefahrdrohender Wirkung, weil bei ihnen  $\overline{MF}$  und damit dessen Änderung verhältnismäßig groß ist, und sie außerdem mit ihrer ganzen Verdrängung im obersten Teil der Welle liegen, der ganz unter der Einwirkung der Zentrifugalkräfte liegt. Für mittlere Frachtschiffe ( $\overline{MF} = 4 \text{ m}$ ,  $T_g = 8,0 \text{ m}$ ,  $\overline{FK} = 4,1 \text{ m}$ ,  $\overline{MG} = 0,3 \text{ m}$ ) treten bei etwa 8 bis 10 vH vermindertem Auftrieb leicht momentane Verringerungen von  $\overline{MG}$  um über 100 vH ein. Die Verringerung der Stabilität auf dem Kamm langer atlantischer Wellen, wo sie am größten und infolge der großen Wellenperiode am zeitlich andauerndsten auftritt, ist auch für Fischereifahrzeuge gefährlich. Entsprechend groß ist natürlich der stabilitätsvermehrende Einfluß des Smith-Effektes im Wellental.

Die Beeinflussung der Stabilität durch die Veränderung des Trägheitsmomentes der Schwimmwasserlinie und die Verschiebung des Verdrän-

gungs- $\odot$  im Seegang tritt wesentlich nur bei von vorn kommender bzw. nachlaufender See auf. Sie ergibt sich in erster Linie aus der stets auftretenden Hebung des Verdrängungsschwerpunktes, sowohl im Wellental als auf dem Wellenberg. Das Trägheitsmoment der Schwimmwasserlinie wird im allgemeinen auf dem Wellenberg vermindert, im Tal vermehrt, wobei die Spantformen der Schiffsenden den Haupteinfluß haben. Unter der Annahme der Vernachlässigung des Smith-Effektes und des Fehlens von Stampfbewegungen bleibt bei normalen Schiffen in allen Lagen eine Vermehrung von  $\overline{MG}$  gegenüber der Ruhelage. Bei besonderen Schiffen muß evtl. Nachrechnung stattfinden; sie erfolgt durch Nachrechnung der Verdrängungs- $\odot$  und Wasserlinienträgheitsmomente für Wellental, Wellenberg und zwei Zwischenlagen, gegebenenfalls für mehrere Tiefgänge. Abb. 410 zeigt den vergleichweisen Zuwachs an  $\overline{MG}$  für ein normales 170 m langes Schiff von 23 000 Tonnen Verdrängung.

Der Einfluß der Eigengeschwindigkeit des Schiffes auf die Stabilität rührt von seiner Bug- und Heckwelle und von dem dynamischen Druck der Wasserteilchen her. Rechnerisch ist er nicht zu bestimmen.

Modellversuche von Baker und Keary<sup>1)</sup> ergaben, daß der Einfluß der Eigengeschwindigkeit gering bleibt, solange der Wellenwiderstand gering ist; bei Handelsschiffen mittlerer Größe und geringer Geschwindigkeit (120 m) traten Verringerungen der metazentrischen Höhe bis zu 125 mm auf. Bei größeren Geschwindigkeiten zeigten sich Zuwächse und Abnahmen bis zu 80 mm. Bei sehr großen Geschwindigkeiten (Zerstörer, Gleit- und Flugboote) stellen sich wesentliche Verluste an Stabilität ein, ehe vollständiges Gleiten erzielt wird. Bei vollständigem Gleiten ist die Stabilität infolge der Wirkung der breiten Stufen der Gleit- oder Flugboote genügend groß. Bei Neigungen ist der Einfluß der Geschwindigkeit gleich groß wie bei aufrechter Lage.

## VI. Beurteilung und Beeinflussung von Stabilitätseigenschaften.

### A. Methoden der Stabilitätsbeurteilung.

**Einleitung.** Eine Beurteilung der Stabilität von Schiffen im Hinblick auf die erforderliche Größe kann nur unter Berücksichtigung der jeweils in Frage kommenden gesamten kenternden Kräfte erfolgen. Eine schematische Beurteilung

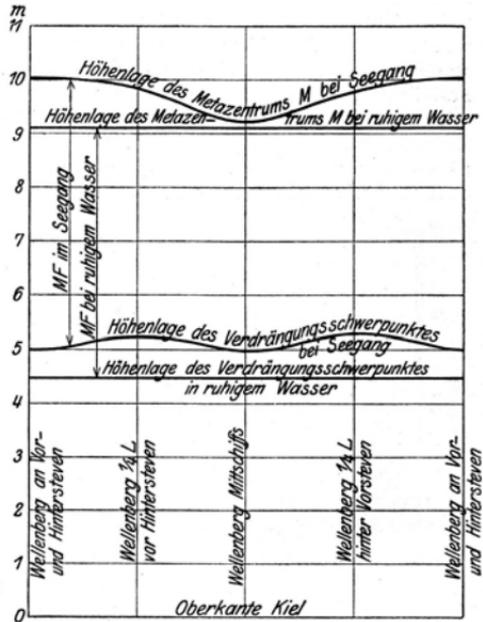


Abb. 410.

<sup>1)</sup> The Effect of the Longitudinal Motion of a Ship on its Static Transverse Stability. T. J. N. A. 1918.

ohne Kenntnis der Kräfte, denen die Stabilität entgegenwirken soll, ist unmöglich. Es kann daher nicht für alle Schiffe ein bestimmtes Mindestmaß erforderlicher Stabilität angegeben werden, weder für die Anfangslage noch für bestimmte Neigungen. Wohl können für Schiffe bestimmten Typs und bekannter Größe gewisse Werte der Anfangsstabilität und der Größe der Hebelarme bei bestimmten Neigungen sowie des Umfanges der Stabilität gegeben werden, die zweckmäßigerweise nicht überschritten werden; aber auch hier kann es sich nur um Anhaltswerte handeln, da über die Höhe der in der Praxis vorkommenden Mindeststabilität wenig brauchbares Material vorliegt. Es bleibt somit nur der Weg, Stabilitätseigenschaften und entgegenwirkende Kräfte möglichst genau zu ermitteln und Vergleiche mit bewährten Schiffen anzustellen, von denen gleiche Grundlagen zur Verfügung stehen. Hiermit ist der Charakter von Stabilitätsuntersuchungen als Vergleichsrechnungen festgelegt; sie können lediglich als solche bewertet werden.

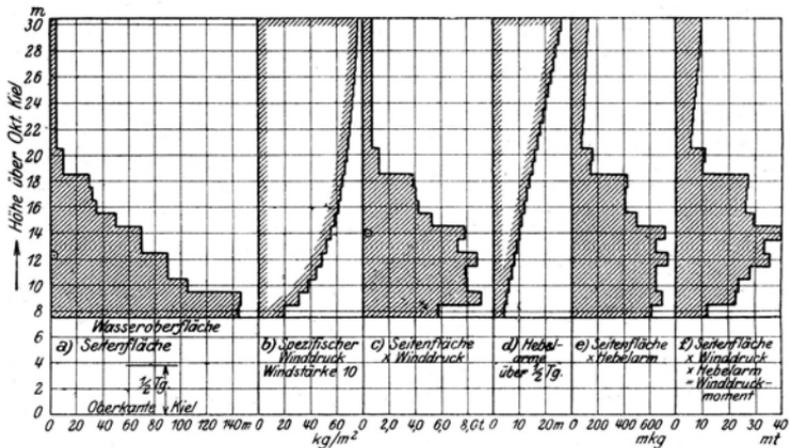


Abb. 411.

Die Untersuchung aller Stabilitätseigenschaften hat sich zu erstrecken auf

1. Überneigung durch Wind,
2. Schwingungseigenschaften,
3. gemeinsame Wirkung von Wind und Seegang,
4. Umfang der Stabilität für Neigungen,
5. Berücksichtigung der Ladung,
6. Leckstabilität.

### 1. Überneigung durch Wind.

Die Berechnung der Überneigung durch Wind ist für Segelschiffe im Abschnitt Segeln S. 253 gegeben. Für Dampfer liegt die für Winddruck in Frage kommende Fläche in Höhen über dem Wasserspiegel, bei welchen der Winddruck ganz außerordentlich von der Höhe abhängig ist (vgl. S. 419). Es muß daher bei der Berechnung des Winddruckes nicht der Schwerpunkt der Seitenfläche, sondern der tatsächliche Druckmittelpunkt als Angriffspunkt aller Windkräfte betrachtet werden und die Winddrücke mit ihrer tatsächlichen, nicht mit einer mittleren Größe eingesetzt werden. Die Berechnung der Winddruckmomentenkurve erfolgt hiernach am einfachsten in folgender Weise. Man verzeichnet nach Abb. 411 *a* zunächst die Seitenfläche; bei kleineren Schiffen ist Auftragung der Länge der Projektionsfläche in Höhenabständen von einem Meter erforderlich, bei großen Schiffen

genügen Abstände von je 2 m. Daneben wird graphisch oder in Tafelform der Druck der betreffenden Windstärke aufgetragen unter Berücksichtigung der auf S. 420 gemachten Angaben; als Produkt ergibt sich der gesamte Winddruck in richtiger Verteilung (Abb. 411 *c*). Seine Fläche wird mit der jeweiligen Höhe über dem Angriffspunkt des seitlichen Wasserwiderstandes multipliziert und ergibt in Abb. 411 *e* die Fläche der Windmomente. Der Hebelarm des Winddruckes wird als Quotient der Größe dieser Fläche und der Größe der Winddruckfläche (Abb. 411 *c*) gefunden. Damit sind die erforderlichen Werte für die aufrechte Lage gegeben.

Für Neigungen kann die Rechnung in ähnlicher Weise durchgeführt werden; dabei steigen die Winddruckmomente zunächst etwas, da sowohl die projizierten Flächen als auch die Hebelarme wachsen; wesentlich vereinfacht und in der Genauigkeit nicht unzulässig verringert wird die Rechnung, wenn man für Dampfer die Winddruckmomentenkurve als gerade Linie in gleicher Größe für alle Neigungen durchzieht<sup>1)</sup>. Diese Art der Rechnungsweise mit der Höhe nach steigenden Windrücken ist vor allem anzuwenden, wenn es sich um die Untersuchungen des Einflusses zusätzlicher Aufbauten handelt, die bei ihrer hohen, dem Winde ausgesetzten Lage ganz wesentlich zur Vermehrung der Windneigung beitragen. Statt des Vergleiches der Stabilitäts- und Winddruckmomente ist natürlich auch der Vergleich der entsprechenden Hebelarme zulässig. Man muß sich aber darüber klar sein, daß die so errechnete Überneigung durch Winddruck lediglich einen Vergleichswert darstellt, da sich bei den großen unregelmäßigen Seitenflächen verwickelte Druckverhältnisse ergeben, welche zahlenmäßig nicht genau durch die Rechnung erfaßt werden. Bei kleineren Schiffen ist mit Rücksicht auf ihre geringe Masse der Einfluß der Böen erheblich größer zu bewerten als bei großen Schiffen.

## 2. Schwingungseigenschaften.

Eine praktische Verwertung der auf S. 450 gemachten Ausführungen über die Schwingungseigenschaften für die Beurteilung der Stabilität ist schwierig. In regelmäßig laufender See treten bei Schiffen, die zu isochronen Schwingungen neigen, Ausschläge bis zu 25° und mehr nach jeder Seite ein; im wesentlichen kann bei Beurteilung der Gefahren, welche infolge des Schlingerns auftreten und welche auf gemeinsamer Wirkung von Wind und Wellengang beruhen, etwa 25° Ausschlag nach jeder Seite gerechnet werden. Eine Berechtigung, bei Schiffen, welche auf Grund ihrer Formen anscheinend nicht zu großen Ausschlägen neigen, mit kleineren Winkeln zu rechnen, liegt zurzeit noch nicht vor. Nur in der Anwendung von Schlingerdämpfungsbehältern liegt eine nachweisliche Verringerung der Gefahr großer Ausschläge.

## 3. Wind und Seegang.

Unter dem Einfluß von Wind und Seegang schlingert das Schiff um eine mittlere Lage, welche bei ruhiger See der Neigung durch stetigen Wind mittlerer Stärke entspricht; diese Lage ergibt sich (Abb. 412) als Schnittpunkt von Winddruckmomenten und Stabilitätsmomentenkurve. Nimmt man im ganzen maximal etwa 40 bis 60° Rollwinkel an, so verteilt sich dieser so, daß die Arbeitsflächen der Stabilitätsmomente auf jeder Seite gleich groß sind. Damit nun der Wirkung plötzlicher Böen Rechnung getragen wird und damit nicht zu große Ausschlagwinkel erreicht werden, muß der über der Winddruckkurve befindliche Teil  $ABD$  der Stabilitätsmomente größer sein als die Fläche der kenternden Arbeiten  $AEF$ . Wie groß der Überschuß sein muß, hängt vom Typ des Schiffes und von der Größe des angenommenen Winddruckes ab.

<sup>1)</sup> Vgl. Abell: Safety of Ships at Sea. Liverpool Engineering Society, 1911.

#### 4. Umfang der Stabilität.

Gegen alleinige Einwirkung des Seeganges ist der Kenterpunkt durch den Schnittpunkt  $G$  der Stabilitätsmomenten- bzw. Hebelarmkurve mit der Nulllinie gegeben. Für den Einfluß von stetigem Wind und Seegang liegt er beim Schnittpunkt der Stabilitätskurven und der Winddruckkurven  $D$ .

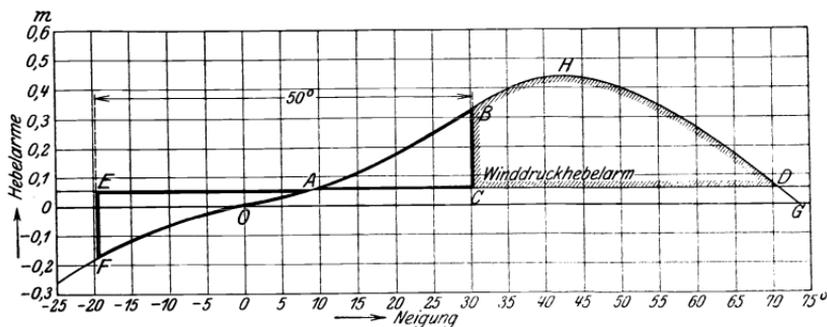


Abb. 412.

Er wird durch Aufbauten, die in gleichem Umfang wie beim Freibord (d. h. soweit geschlossen und unter Einschluß eines Faktors je nach ihrer Art) mitgerechnet werden können, wesentlich beeinflusst. Auch erhöhter Freibord wirkt auf den Umfang der Stabilität für Neigungen beträchtlich ein; aus diesem Grunde ist der Umfang der Stabilität bei großen Schiffen im allgemeinen größer als bei kleinen, da das Verhältnis  $\frac{\text{Freibord}}{\text{Seitenhöhe}}$  mit der Schiffsgröße steigt (es ist z. B. bei 100 m langen Frachtdampfern im Mittel etwa = 22 vH, bei 50 m langen Schiffen gleichen Typs nur = 17 vH). Der Wert von Aufbauten und vergrößertem Freibord kommt daher vor allem für kleinere Schiffe, Fischdampfer usw. in Betracht.

#### 5. Bewertung von Aufbauten.

Bei Beurteilung der Stabilitätsverhältnisse dürfen Aufbauten nur soweit in Rechnung gestellt werden, als sie bei eintretender Neigung Auftrieb geben. Je nach der Anordnung und nach der Art des Verschlusses ist dies nur in mehr oder minder beschränktem Maße der Fall. Man sollte Aufbauten bei Stabilitätsrechnungen daher mit gleichen Faktoren bewerten, wie sie für die Freibordrechnung vorgeschrieben sind, indem man ihre Länge, von der Mitte ausgehend, diesen Faktoren entsprechend kürzt.

#### 6. Ladung.

Die Wirkungsweise flüssiger Ladung ist auf S. 371 u. 374 erörtert. Tatsächliche große Wirkung flüssiger Ladung kommt in der Praxis kaum vor, da in Tankschiffen stets nur kleine freie Oberflächen in Expansionsschichten bleiben, die wohl die Anfangsstabilität etwas herabsetzen, aber sowohl auf den Betrag des größten Hebelarmes als auf den Umfang der Stabilität nur wenig einwirken. Beträchtlicher ist unter Umständen die Einwirkung freier Oberflächen beim Auffüllen einzelner Doppelbodentanks; auch hier ist die Wirkung bei kleinen Schiffen verhältnismäßig groß.

Für die Praxis ist die Gefahr schlecht gestauter Ladung nicht zu unterschätzen, besonders bei Schüttladungen. Natürliche Böschungswinkel sind für

Getreide . . . . .	etwa	25 bis 35°
Fein-, Nuß- und Förderkohle . . . . .	30	„ 45°
Koks und Braunkohle . . . . .	35	„ 50°
Erde, Sand, Kies, Mergel, Lehm, Kalkstein	30	„ 45°
Erz. . . . .	30	„ 50°
Hochfenschlacke, Steinsalz . . . . .	35	„ 50°

Die kleineren Winkel gelten für den Zustand der Bewegung, ergeben sich also beim Aufschütten (Einladen). Die größeren gelten für den Zustand der Ruhe, zeigen also etwa die Winkel, bei denen die Ladung beim Überneigen ins Rutschen kommt; infolge der Winkelbeschleunigung des schlingernenden Schiffes werden die Winkel für den Beginn des Rutschens auf etwa  $\frac{2}{3}$  dieser Böschungswinkel herabgemindert, durch den Einfluß von auf und ab gehenden Tauchschwingungen können weitere 2° Verminderung eintreten, so daß schon bei 20° Schlingern Verschiebungen eintreten können; derartig niedrige Werte werden indes nur bei heftigem kurzen Schlingern auftreten, welches mit großer Anfangsstabilität und großem Stab.-Umfang zusammenhängt. Da Schüttladungen, besonders Getreide, während der Fahrt noch 5 bis 10 vH zusammensacken, muß ein Übergehen der Ladung durch Schlingerschotte vermieden werden, die in großen, neuzeitlichen, modernen Frachtdampfern in Unter- und Zwischendecksräumen, wenigstens aber im vorderen Unterraum (hinten wirkt der Wellentunnel ähnlich) fast zur Regel geworden sind. Außerdem werden in den Zwischendecks die nötigen Öffnungen zum Nachfließen der Schüttladung angebracht und die Ladung gut durch Bretter, Persenninge usw. am Übergehen verhindert.

### 7. Leckstabilität.

Besondere Untersuchungen über die Größe der Leckstabilität werden vor allem für größere Personenschiffe durchgeführt. Dabei muß besonders darauf geachtet werden, daß während des Vollaufens keine unzulässigen Neigungen eintreten, die das Zuwasserlassen der Boote gefährden oder einen Eintritt von Wasser in das Schiff ermöglichen. Bei Beurteilung der Leckstabilitätseigenschaften nach dem Vollaufen darf selbstverständlich sowohl für die Größe der Anfangsstabilität als auch für den Umfang nur ein Betrag gefordert werden, der gegenüber den Stabilitätseigenschaften des unverletzten Schiffes ganz wesentlich geringer ist, wie ja überhaupt die Seetüchtigkeit eines schwer havarierten Schiffes im Vergleich mit dem unverletzten nur eine sehr bedingte ist (z. B. durch den stark verminderten Freibord, veränderte Trimmlage usw.).

## B. Größe der erforderlichen Anfangsstabilität, der Stabilität für Neigungen und des Stabilitätsumfanges.

In folgendem sollen für einzelne Schiffstypen normale mittlere Stabilitätskurven gegeben und gleichzeitig versucht werden, die ungefähren Grundlagen für die erforderlichen Mindestwerte zu geben.

### 1. Segler.

Normale Kurve (Abb. 413); erforderliche Mindestgrößen und Umfang sind im Abschnitt über Segeln S. 253 gegeben.  $\overline{MG}$  muß für Frachtsegler bei Ballastfahrt größer sein als bei Ladungsfahrt, da das Segelmoment in beiden Fällen gleich groß, die Verdrängung und mithin das Stabilitätsmoment  $P \times$  Hebelarm bei Ballastfahrt aber wesentlich kleiner ist. Bei Ladungsfahrt ist  $\overline{MG}$  etwa 0,6 bis 0,9 m, mindestens 0,5 m, doch müssen bei diesem Mindestwert die übrigen Stabilitätseigenschaften den auf S. 285 gegebenen Bedingungen entsprechen. Frachtsegler haben verhältnismäßig etwas höheren Freibord als

Dampfer ähnlicher Bauart und entsprechend größeren Stabilitätsumfang. Segeljachten haben bei den erforderlichen Segeleigenschaften  $\overline{MG}$ -Werte von 1,0 bis 1,2 bis 1,5 m, Logger von 0,5 bis 0,6 m.

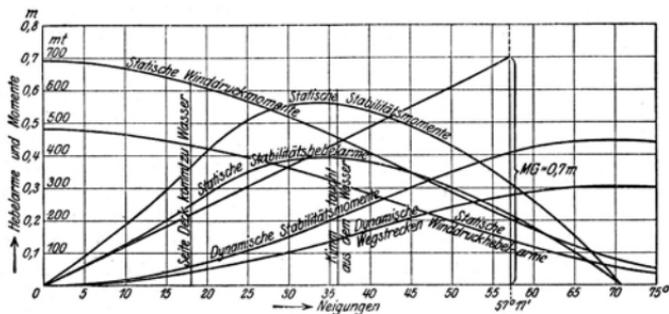


Abb. 413.

## 2. Große Personendampfer.

Verlauf einer Stabilitätskurve Abb. 414. Die erforderliche Größe der metazentrischen Höhe ist dadurch gegeben, daß die Schiffe im Ankunfts Zustand

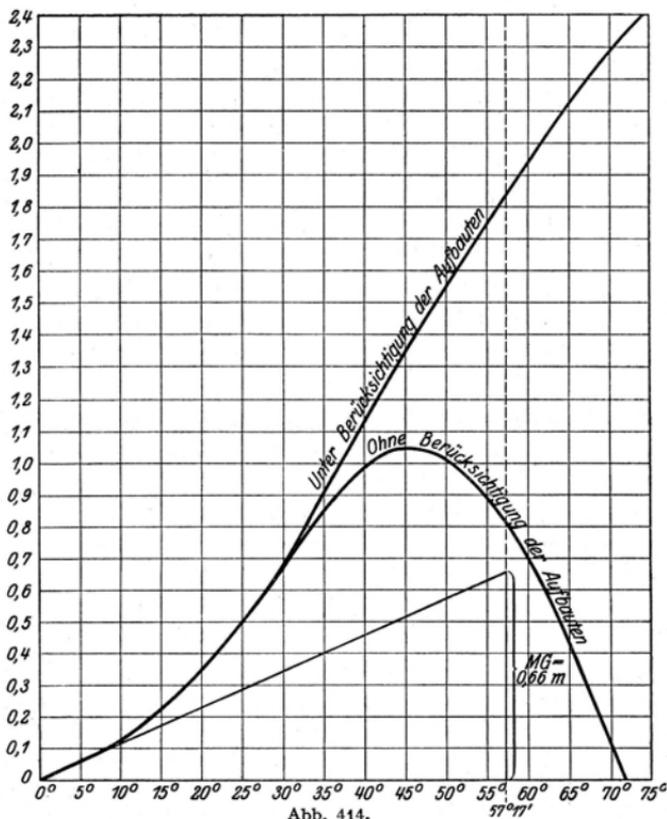


Abb. 414.

nicht unter 0,4 bis 0,45 m  $\overline{MG}$  haben dürfen, da sonst schon bei Seitenwind von Windstärke 8 Schlagseiten von über 9 bis 10° auftreten, welche bei den großen Hebelarmen späterer Neigungen zwar ungefährlich, aber für die Personenfahrt und den Betrieb störend sind; zur Beseitigung von Windschlagseiten werden Doppelbodentanks einseitig gegengeflutet. Im Abgangszustand sind die metazentrischen Höhen wesentlich größer (0,7 bis 0,8 m), da während der Reise infolge des großen Verbrauches von Betriebsstoffen sich die Stabilität bedeutend verringert.

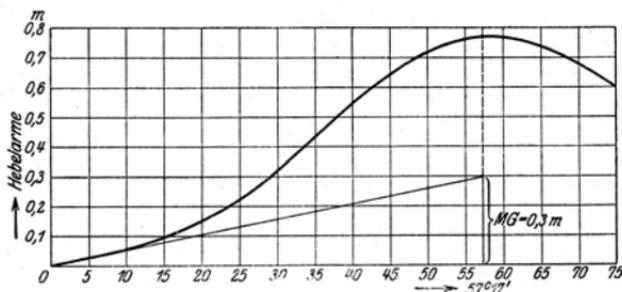


Abb. 415.

### 3. Mittlere Fracht- und Personendampfer.

Stabilitätskurve Abb. 415,  $\overline{MG}$  im beladenen Zustand mindestens etwa 0,3 m. Infolge wesentlich geringeren Verbrauches von Betriebsgewichten kann während der Fahrt durch Ballasteinnahme die Stabilität genügend groß gehalten werden, so daß also der Abgangszustand maßgebend ist. Bei halber Ladung muß  $\overline{MG}$  etwas größer sein, da das Winddruckmoment größer und das Stabilitätsmoment kleiner ist als bei voller Ladung. Maßgebend ist die Reservestabilität bei Seegang und Wind im Vergleich mit dem beladenen Schiff.

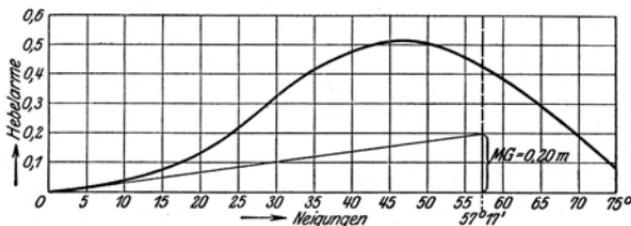


Abb. 416.

### 4. Frachtschiffe.

Stabilitätskurve Abb. 416. Im Vergleich mit Personenschiffen kann die Stabilität geringer sein, da hohe Aufbauten meist fehlen.  $\overline{MG}$  für kleinere Schiffe 0,3, mittlere 0,25, große 0,1 bis 0,2 m mindestens im beladenen Zustand. Leer und in Ballastfahrt entsprechend mehr. Kleinere Schiffe müssen größere Anfangsstabilität haben, da deren Freibord und Reserveverdrängung und mithin der Umfang der Stabilität geringer sind. Eine in England vielgebrauchte Grenzkurve für Frachtdampfer zeigt Abb. 417, in ihr werden als Mindestwerte bei 30° und bei 45° Neigung 0,25 m Hebelarm gefordert. Sie gilt aber nur für Schiffe mittlerer Größe; bei kleineren Schiffen kann die Größe des Hebelarmes bei 30 und 45° kleiner sein, doch nicht in gleichem Verhältnis, wie den linearen Dimensionen entsprechen würde; bei großen Schiffen sind etwas

größere Werte erforderlich. Siehe auch die Bemerkungen über den Einfluß der Windböen S. 284. Bei breiten Schiffen geht man in der Holzfahrt in der Ostsee bis  $MG = 0,0$  m und weniger (Ankunftszustand) herunter, der Umfang der Stabilität ist dann durch großes  $MF$ , d. h. schnelles Steigen der Hebelarme, und durch die Decksladung gewährleistet, zudem schwingen derartige

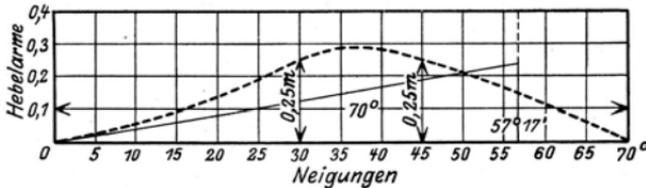


Abb. 417.

Schiffe in diesem Zustand so langsam, daß keine Resonanz mit den Ostseewellen auftritt (Abb. 418).

In der Holzfahrt beschäftigte Schiffe müssen zur besseren Regelung der Stabilitätsverhältnisse eine größere Anzahl Bodentanks haben als andere Schiffe. Die Endtanks sind entweder ganz durch Längswände zu teilen oder kurz zu halten. Einige mittschiffs liegende Tanks werden zweckmäßigerweise in der Breite 3- bis 4 mal unterteilt.

Ähnlich wie bei der Holzfahrt liegen die Verhältnisse bei anderen leichten Decksladungen. Bei der Beladung muß jedoch sowohl für Tiefgang als auch

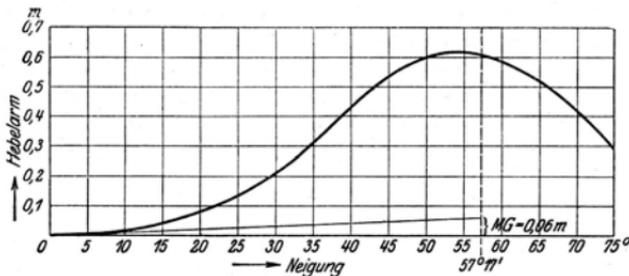


Abb. 418

für Stabilität unbedingt darauf Rücksicht genommen werden, daß durch Regen, Spritzwasser und überkommende Seen die Decksladung Feuchtigkeit aufnimmt und schwerer wird; bei Holzladung tritt dadurch leicht eine Vermehrung des Gewichtes von 10 bis 20 vH ein; extrem ist in dieser Hinsicht Holzmasse als Decksladung, da sie bis 150 vH ihres Eigengewichtes aufsaugen kann, wodurch die Stabilitätsverhältnisse in sehr gefährlicher Weise beeinflußt werden können.

### 5. Fischdampfer und kleinste Frachtdampfer.

Stabilitätskurven Abb. 256/257. Die Stabilität muß infolge der großen Einflüsse von Wind und Wellen verhältnismäßig groß sein,  $MG$  mindestens etwa 0,7 bis 0,8 m. Kritischer Zustand etwa 3 Tage nach der Ausreise, doch kommen vor allem Hebelarme und Umfang als maßgebend in Frage (s. Jahresber. der See-Berufsgenossenschaft 1903).

### 6. Revier- und Flußdampfer.

Maßgebend für die Mindestgröße der Stabilität ist die Überneigung, welche ohne Gefahr durch Zusammendrängen aller zulässigen Fahrgäste auf einer Seite

eintreten kann; sie ist für den Einzelfall rechnerisch leicht zu bestimmen. Je nach Größe des Schiffes rechnet man mit einem maximalen Neigungswinkel von 11 bis 13°, wobei der größere Winkel für größere Schiffe gilt.

### 7. Schlepper, Tonnenleger, Eisbrecher.

$\overline{MG}$  etwa 0,5 bis 0,6 m. Besonders bei kleineren und mittleren Bugsierschleppern sollten diese Werte überschritten werden, um ein Umreißen durch die Schlepptrasse zu vermeiden.

### 8. Schwimmende Kräne.

Die Pontons schwimmender Kräne müssen Sicherheit bieten 1. gegen Überlastung. Hierbei genügt die auch für die Konstruktionsteile geforderte etwa 2fache Sicherheit; 2. gegen Winddruck. Gegen Winddruck ist eine etwa 2,2fache Sicherheit der statischen Stabilität ausreichend. Die Höhe des dabei in Ansatz gebrachten Winddruckes ist von den örtlichen Verhältnissen abhängig

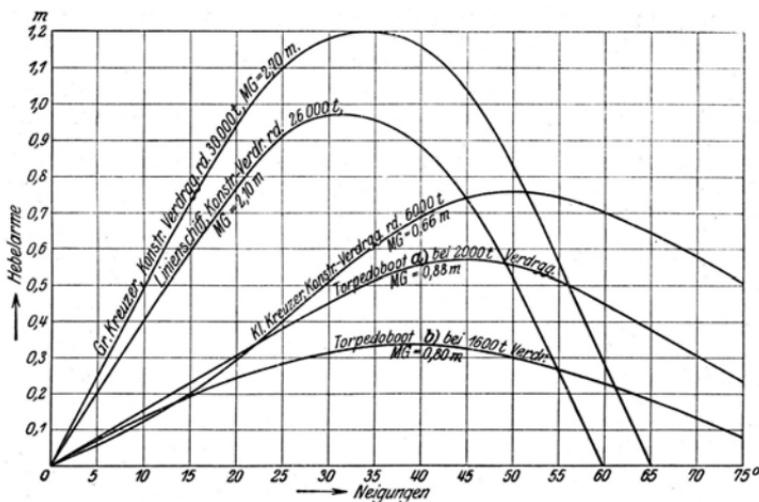


Abb. 419.

und ist z. B. für deutsche Häfen je nach Art der Konstruktion mit 75 für hohe und 50–60 kg/m<sup>2</sup> für niedrige Schwimmkräne ausreichend berücksichtigt, wenn alle angeblasenen Flächen mitgerechnet werden<sup>1)</sup>.

Nur in Ausnahmefällen wird es erforderlich sein, für Arbeitslast und Winddruck zusammen Sicherheit zu schaffen, da derartige Kräne bei Sturm meist nicht arbeiten.

### 9. Kriegsschiffe.

Stabilitätskurven Abb. 419. Bei neuzeitlichen modernen Großkampfschiffen ergibt sich die große Stabilität aus den im Vergleich mit früher wesentlich veränderten Breiten; der Umfang ist infolge des niedrigen Freibordes geringer geworden. Maßgebend für die Wahl der großen Stabilität ist die Notwendigkeit, beim einseitigen Einbruch von Wassermassen große Krängungen und Manövrierunfähigkeit zu vermeiden. Fremde Marinen haben zum Teil bei Großkampfschiffen bedeutend geringere Anfangsstabilität (1,3 bis 1,6 m). Aufklärungs- und Torpedofahrzeuge nähern sich in ihren Stabilitätseigenschaften den Handelsschiffen; der Umfang ist wesentlich vom jeweiligen Freibord abhängig (s. Kurven des Torpedofahrzeuges).

<sup>1)</sup> Reichsvorschriften sind in Bearbeitung.

### C. Beeinflussung von Stabilitätseigenschaften durch die Konstruktion.

Die Abmessungs- und sonstigen Konstruktionsverhältnisse von Schiffen werden von einer Anzahl Faktoren beeinflusst, welche außerhalb ihres eigentlichen Konstruktionszweckes auf die Stabilität einwirken: Geschwindigkeit, Festigkeit, Vermessung, Freibord, Aufbauten, Maschinen- und Kesseltyp (leichte Turbinen und Wasserrohrkessel, Kohlen- oder Ölfueuerung). Von wesentlichstem Einfluß auf die Stabilität ist dabei das Verhältnis von Breite zur Seitenhöhe; um hierfür einen zuverlässigen Vergleichswert zu erhalten, ist es zweckmäßig, eine besondere „Vergleichsseitenhöhe“ zu errechnen, welche sich zusammensetzt aus der Summe von

1. Seitenhöhe,
2. mittlerem Sprung (berechnet wie beim Freibord),
3. Höhe des Inhaltes aller Aufbauten einschließlich der Deckshäuser, verteilt über die Oberdeckfläche.

Die Schiffsbreite geteilt durch diese Vergleichsseitenhöhe gilt dann als Kriterium der allgemeinen Stabilitätsverhältnisse, soweit sie sich aus den Hauptmaßen in einfacher Weise ermitteln lassen. Zwar ziehen die Aufbauten den Gewichtsschwerpunkt des beladenen Schiffes meist nicht sehr nach oben, da sie im allgemeinen keine Ladung enthalten; sie bieten andererseits aber Wind und Wellen große Angriffsflächen an langem Hebelarm, so daß es wohl berechtigt ist, sie vollwertig einzusetzen. Für die Stabilitätsrechnung ist ferner die Höhenlage des Gewichtsschwerpunktes des Schiffskörpers nötig. Um für sie in Anlehnung an den Krängungsversuch einen Überschlags-, Vergleichs- und Kontrollwert zu erhalten, setzt man sie zu der „Vergleichsseitenhöhe“ in Beziehung; auch hierbei ergibt sich wesentlich bessere Genauigkeit als bei dem üblichen Vergleich mit der normalen Seitenhöhe.

Der theoretische Formeinfluß infolge Änderung von Breiten- und Tiefgangsverhältnissen ist S. 321 behandelt; praktisch kommt hinzu, daß der Gewichtsschwerpunkt bei Verbreiterung im allgemeinen etwas steigt, da die oberen Verbände schneller an Gewicht zunehmen als die unteren. Besonders bei Schiffen mit hohen und langen Wohnaufbauten ist die stabilisierende Wirkung von Verbreiterungen gering, weil die hochliegenden Gewichte der Aufbauten verhältnismäßig schneller zunehmen als die Schiffsbreite.

Die Einnahme von Ballast bedeutet im tiefgeladenen Zustand (d. h. bei Freibordtieftang) eine Verminderung der Tragfähigkeit, d. h. der kapitalwerbenden Eigenschaft, und ist deshalb denkbar unwirtschaftlich. In nicht vollbeladenem Zustand, sei es aus Ladungsmangel oder weil die Räume nicht ausreichen, um soviel spezifisch leichte Ladung aufzunehmen, daß der Freibordtieftang erreicht wird, erhöht Beballastung den Schiffswiderstand und die Kohlenkosten, soweit sie nicht zum Zwecke des Weltauchens der Schraube erforderlich ist.

Aus dieser Erkenntnis heraus versucht man in vielen Fällen, durch größere Völligkeit der Schwimmlinie bessere Stabilität zu erzielen; besonders Schiffe in der Holzfahrt erhalten zu diesem Zwecke im Hinterschiff völlige Schwimmlinie. Außer der Schwimmlinienform ist auch die Spantenform von Bedeutung für die Stabilität der Schiffe, da von ihr die Lage des Verdrängungs- und Ladungsschwerpunktes abhängt. Durch geeignete Formgebung lassen sich die Stabilitätsverhältnisse in außerordentlich hohem Maße beeinflussen<sup>1)</sup>. Dies ist vor allem für die Konstruktion von Passagierschiffen mit Aufbauten und von Schiffen für die Holzfahrt von Bedeutung. Eine Vergrößerung der Fläche der Wasserlinie wird auch durch die modernen Kreuzerhecks der Handelsschiffe erreicht und dadurch die Stabilität verbessert. (Bei dem Schnelldampfer „Vaterland“ wurde  $\overline{MG}$  gegenüber einem Modell mit normalem Hinterschiff um 0,55 m

<sup>1)</sup> Beispiele geeigneter Formgebung siehe Dr.-Ing. G. Wrobel: Stabilitätstheorie und ihre praktische Bedeutung. Jahrb Schiffbaut. Ges. 1920.

vergrößert.) In anderen Fällen hat man „Gürtelung“<sup>1)</sup>, Abb. 418, angewendet oder Stabilitätsfender (wie bei dem Raddampfer „Prinzessin Heinrich“, Abb. 421) angebracht. Besonders schwierige Aufgaben stellen dem Konstrukteur und der Schiffsführung die schnellen Personendampfer der südatlantischen Fahrt, deren große Reiseverbräuche einen derartigen Abfall der Stabilität bedingen, daß der volle Ersatz der Verbrauchsgewichte durch Wasserballast während der Reise nicht möglich ist, und die Erzielung der zur bequemen Handhabung dieser

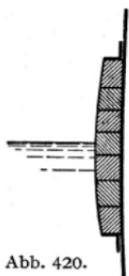


Abb. 420.

Schiffe nötigen Anfangsstabilität einen umständlichen und quantitativ erheblichen Ballastbetrieb erfordert. Es kommen hier Ballastmengen bis zu einem Viertel der Gesamtverdrängung in Frage, während die ähnlichen Schiffe der nordatlantischen Fahrt nur auf ein Zehntel ihrer Verdrängung im Abgangszustand kommen. Die Herstellung genügender Stabilität für den Ankunfts Zustand durch Schwergut ergibt bei solchen Schiffen ein

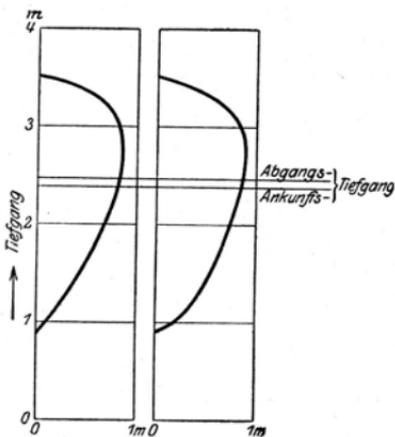
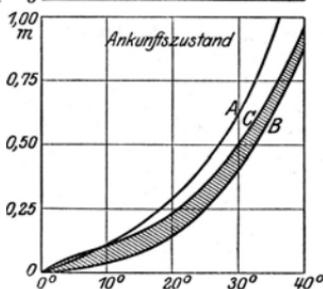
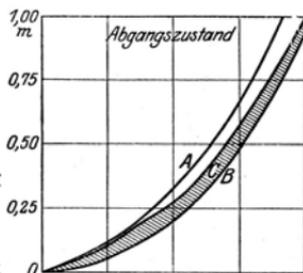
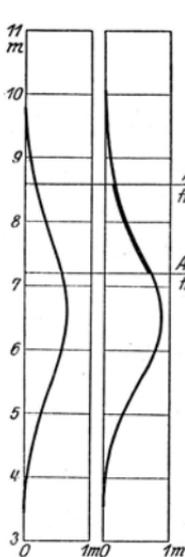


Abb. 421.

im Abgangszustand überstabiles, zum Rollen geneigtes Schiff. Die Beeinflussung dieser Schwierigkeiten durch seitliche Anbauten, wie vorerwähnt, bietet noch nicht Abhilfe gegen den starken Abfall der Stabilität während der Reise, sondern bedingt eine weitere unerwünschte

Erhöhung der Abgangsstabilität. Daß annähernd gleichbleibende Stabilitätsverhältnisse während der Reise ohne Einnahme von Wasserballast erzielt werden können, ist durch den Anbau von Anschwellungen an den La-Plata-Dampfer „Cap Polonio“ praktisch erwiesen worden<sup>2)</sup>. Ähnliche Anschwellungen geringerer Breite haben bei den vier Schiffen der „Albert Ballin“-Klasse vorzügliche Sec-Eigenschaften bewirkt, und zwar in Verbindung mit Frahmischen Schlingerdämpfungsbehältern (s. S. 437). Die Kennzeichnung der



Konstruktion derartiger Anschwellungen ist aus den Abb. 422 u. 423 ersichtlich.

Die Wirkung von Ballast und Anschwellungen ist gegensätzlich: Im Vergleich mit dem nicht beballasteten Schiff ist die Wirkung des Ballastes

<sup>1)</sup> Vgl. Welch: Textbook of Naval Architecture S. 27.

<sup>2)</sup> S. a. Dr. Foerster: „Formstabile“ Schiffskörper. Z. V. d. I. 1919, S. 669.

bei  $0^\circ$  Neigung gleich Null und erreicht ihren Höchstwert bei  $90^\circ$  Neigung. Im Vergleich mit dem Schiff reiner Form zeigt sich, daß die Wirkung von Anschwellungen bei aufrechter Lage ihren Höchstwert hat und bei etwa  $90^\circ$  (genau, wenn die eingetauchte Anschwellung unter dem Verdrängungs- $\odot$  liegt) gleich

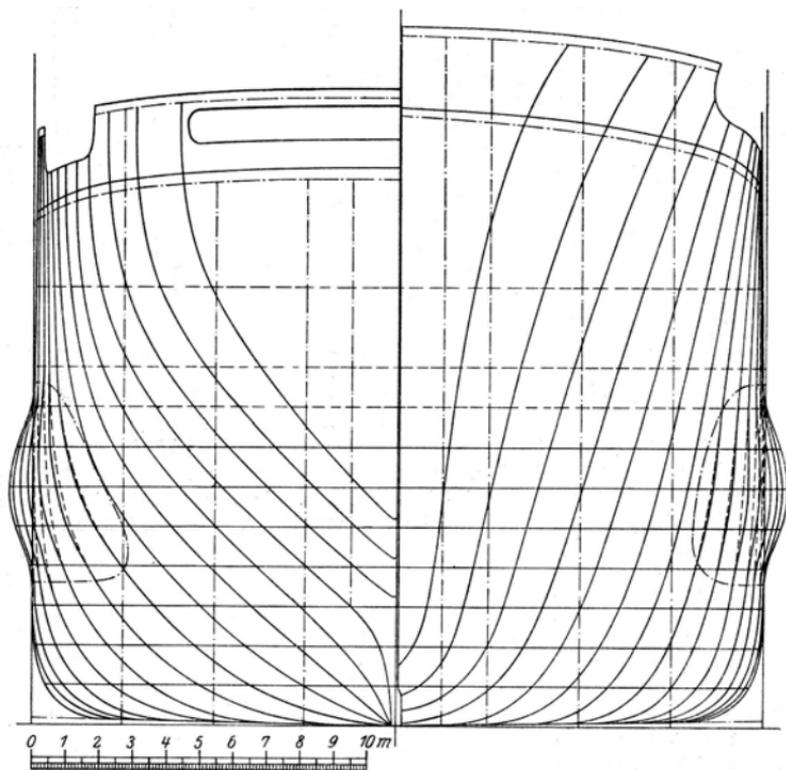


Abb. 423.

Null ist; daraus ergibt sich ja nach dem beabsichtigten Einfluß auf die ursprüngliche Stabilitätskurve die Wahl des zweckmäßigen Mittels.

In ähnlicher Weise wirken Erhöhung und Verbreiterung gegensätzlich: Erhöhung ohne Tiefgangsänderung vermindert die Anfangsstabilität, vergrößert aber den Umfang, Verbreiterung wirkt umgekehrt. Auch hier hat der beabsichtigte Zweck über die Wahl des Mittels zu entscheiden.

## Vierter Abschnitt.

# Festigkeit.

## I. Allgemeine Festigkeitslehre.

### A. Erläuterungen <sup>1)</sup>.

**1. Festigkeit** =  $K$  ist diejenige Kraft auf die Flächeneinheit, bei welcher eine Zerstörung des Körpers eintritt.

**2. Zulässige Spannung** =  $k$  ist die Spannung in  $\text{kg/cm}^2$ , bis zu welcher ein Körper mit Sicherheit durch äußere Kräfte auf je eine der verschiedenen Arten der Festigkeit (Zug, Druck, Biegung, Schub, Drehung) beansprucht werden darf.

**3. Sicherheit gegen Bruch** (Bruchsicherheit) =  $K : k$  ist das Verhältnis der Festigkeit zur zulässigen Spannung; es richtet sich nach der Art der Beanspruchung und dem Grade der erforderlichen Sicherheit.

**4. Dehnung** =  $\varepsilon = \lambda : l$  ist das Verhältnis der Verlängerung  $\lambda$  eines Stabes zu seiner ursprünglichen Länge  $l$ .

**5. Normalspannung** =  $\sigma$  ist die auf den ursprünglichen Querschnitt  $F$  eines Stabes bezogene Spannung.

**6. Dehnungszahl** =  $\alpha = \varepsilon : \sigma$  ist die Verlängerung in cm, welche ein Stab von 1 cm Länge und  $1 \text{ cm}^2$  Querschnitt durch 1 kg Belastung erfährt, oder die Verlängerung auf die Länge 1 cm bei  $1 \text{ kg/cm}^2$  Anspannung.

**7. Elastizitätsmaß** =  $E = 1 : \alpha$  ist der umgekehrte Wert der Dehnungszahl.

**8. Schubspannung** =  $\tau$  } sind die gleichartigen Werte für

**9. Schubzahl** =  $\beta$  } Schubspannungen wie unter 5. bis 7.

**10. Gleitmaß** =  $G = 1 : \beta$  } für Normalspannungen.

**11. Elastizitätsgrenze** =  $\sigma_e$  ist die Spannung bei derjenigen Dehnung, die ein Körper erleiden kann, ohne daß nach der Entlastung dauernde Formänderungen zurückbleiben.

**12. Proportionalitätsgrenze** =  $\sigma_p$  ist die Spannung, bis zu der die Dehnung proportional der Belastung zunimmt.

**13. Streck- oder Fließgrenze** =  $\sigma_f$  ist die oberhalb von  $\sigma_p$  liegende Spannung, bei der für manche Stoffe eine besondere rasche und bleibende Dehnung (ein Strecken, Fließen) eintritt.

**14. Äquatoriales Trägheitsmoment** =  $J$  ist die Summe der Produkte aus den Flächenteilchen des Querschnittes und den Quadraten ihrer Entfernungen von der durch den Schwerpunkt des Querschnittes gehenden (neutralen) Achse.

Ist  $J_s$  das Trägheitsmoment einer Fläche (eines Körpers) von dem Flächeninhalt  $F$  (von der Masse  $m$ ), bezogen auf eine durch den Schwerpunkt gehende Achse,  $J$  das Trägheitsmoment, bezogen auf eine parallele Achse im Abstand  $a$ , so ist:

$$J = J_s + F \cdot a^2 \quad (J = J_s + m \cdot a^2).$$

**15. Polares Trägheitsmoment** =  $J_p$  ist die Summe der Produkte aus den Flächenteilchen des Querschnittes und den Quadraten ihrer Entfernungen von

<sup>1)</sup> Vgl. C. v. Bach: Elastizität und Festigkeit, 7. Aufl. Berlin 1918. — Hütte: Des Ingenieurs Taschenbuch, 22. Aufl., I, S. 481. 1915.

einer durch den Schwerpunkt des Querschnitts gehenden und zu diesem senkrechten Achse. Die Summe zweier äquatorialen Trägheitsmomente, bezogen auf zwei zueinander senkrechte Achsen, ist gleich dem polaren Trägheitsmoment:

$$J_x + J_y = J_p.$$

**16. Trägheitshalbmesser** =  $i$  eines Querschnittes ist der quadratische Mittelwert der Abstände aller Flächenelemente des Querschnittes von einer Achse oder von einem Pol. Er ist bestimmt durch die Gleichung  $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$ , worin  $F$  die Fläche,  $J$  das axiale bzw. polare Trägheitsmoment darstellt. Bei Querschnitten, die in bezug auf verschiedene Achsen verschiedene Trägheitsmomente haben, kommt meist nur das geringste Trägheitsmoment in Frage (s. Knickfestigkeit, S. 471).

**17. Zentrifugalmoment** =  $J_{xy}$  eines Querschnittes ist die Summe aller Flächenteile desselben, multipliziert mit dem Produkt ihrer Abstände von den Achsen  $x$  und  $y$ .

**18. Widerstandsmoment** =  $W = J : e$  ist das Trägheitsmoment, geteilt durch die Entfernung  $e$  der am weitesten von der neutralen Achse (Nullachse) entfernt liegenden Faser.

## B. Allgemeine Gesetze.

Die elastische Formänderung, die ein (würfelförmiges) Körperteilchen unter der Einwirkung äußerer Kräfte erfährt, besteht im allgemeinen aus Längenänderungen und aus Winkeländerungen. Ersteren entsprechen die Normalspannungen  $\sigma$ , letzteren die Schubspannungen  $\tau$  in den Körperflächen.

### I. Längenänderungen und Normalspannungen.

Unter der Einwirkung einer über den Querschnitt  $F$  eines geraden zylindrischen Stabes von der Länge  $l$  und dem Durchmesser  $d$  gleichmäßig verteilten Zugkraft  $P$  erfährt dieser eine Zugspannung

$$\sigma = P : F \quad (\text{in kg/cm}^2).$$

Diese bewirkt

1. eine Verlängerung um  $\lambda$ , also auf  $l + \lambda$ ,

2. eine Verkleinerung des Durchmessers um  $\delta$ , also auf  $d - \delta$ .

Die Dehnung  $\varepsilon = \lambda : l = \sigma : E$  wächst mit zunehmender Spannung  $\sigma$  und sinkt mit steigendem Elastizitätsmaß  $E$  des Stabes.

Die Verlängerung ist  $\lambda = l \sigma : E = \alpha l \sigma$  (in cm);

die Dehnungszahl  $\alpha = F \lambda : P l$  (in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ) und ihr umgekehrter Wert, das Elastizitätsmaß  $E = 1 : \alpha = P l : F \lambda$  in  $\text{kg/cm}^2$

sind im allgemeinen von der Spannung  $\sigma$  abhängig.

Für die wichtigsten Baustoffe (z. B. Schweißeisen, Flußeisen und Stahl) ist jedoch  $\alpha$  innerhalb gewisser Spannungsgrenzen nahezu unveränderlich, so daß die Dehnungen  $\varepsilon$  den Spannungen  $\sigma$  proportional sind

$$\varepsilon = \alpha \sigma \quad (\text{Hookesches Gesetz}).$$

Die Spannung  $\sigma_p$ , bis zu der dieses Gesetz zutrifft, heißt Proportionalitätsgrenze; sie stimmt bei genannten Baustoffen mit der Elastizitätsgrenze überein, unterhalb der die Dehnungen nach Aufhebung der Belastung zurückgehen (bei praktischer Materialprüfung die Spannung, bei der eine bleibende Dehnung von 0,03 vH der Länge auftritt). Bei weiterer Belastung treten dann rascher zunehmende und teilweise bleibende Dehnungen ein, die mit dem Überschreiten der Fließ- oder Streckgrenze  $\sigma_s$  eine oft plötzliche Verlängerung des Stabes bis zur Erreichung der Höchstspan-

nung  $\sigma_b$  zur Folge haben. Als Fließ- oder Streckgrenze wird bei der Materialprüfung für Schiffbaumaterial diejenige Spannung angesehen, bei der 0,2 vH bleibende Dehnung auftritt (wird bei der Kriegsmarine auch „praktische Elastizitätsgrenze“ genannt). Die Höchstspannung setzt man gewöhnlich der Zugfestigkeit  $K_z$  (in  $\text{kg/cm}^2$ ) des Stabes gleich, obwohl diese, die Bruchspannung, genauer die auf den ursprünglichen Stabquerschnitt  $F$  bezogene Spannung  $\sigma_z$  ist, bei der mit fortgesetzter Dehnung der Bruch des Stabes eintritt. Als zugehörige Bruchdehnung zu  $K_z$  gilt allgemein  $\varepsilon_z$ , anstatt des schwer meßbaren  $\varepsilon_b$ .

Die Quersammenziehung (Verminderung des Stabdurchmessers)  $\varepsilon_q = \delta : d = \varepsilon : m$  ist vom Stoffe des Stabes abhängig. Der Wert  $m = \varepsilon : \varepsilon_q$  liegt für isotrope Körper zwischen 3 und 4; für Metalle ist (nach C. Bach)  $m = 10/3$ , für Flußbeisen [nach Krüger<sup>1)</sup>] = 3,3 bis 3,5.

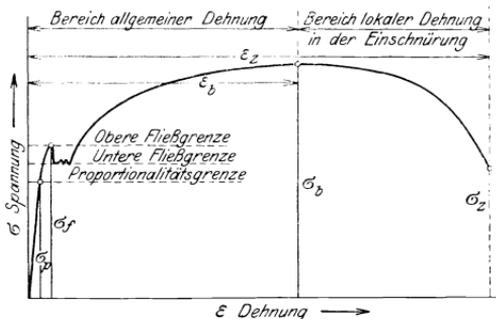


Abb. 424. Zerreißdiagramm für Schiffbaumaterial.

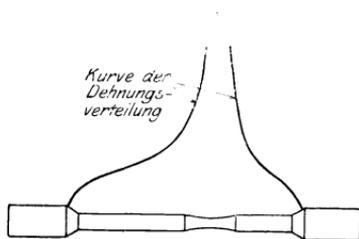


Abb. 425.

Bei zerrissenen Stäben von der ursprünglichen Länge  $l$  und dem Querschnitt  $F$  mißt man die Länge  $l_b$  nach erfolgtem Bruch und den Querschnitt  $F_b$  an der Bruchstelle und nennt

$$\varphi = 100 \frac{l_b - l}{l} \text{ die Dehnung und } \psi = 100 \frac{F - F_b}{F} \text{ die Einschnürung}$$

(Verminderung des Querschnittes) des zerrissenen Stabes in Hundertsteln der ursprünglichen Länge und des ursprünglichen Querschnittes.  $\psi$  ist ein Maß für die Zähigkeit des Stoffes.

Für eine Druckbeanspruchung des Stabes ergeben sich sinntensprechend dieselben Vorgänge:

Die Druckspannung  $\sigma$  bewirkt eine Verkürzung der Stablänge  $l$  um  $[\lambda = l \cdot \sigma : E = \alpha \cdot l \cdot \sigma]$  und eine Querausbauchung  $\varepsilon_q = \varepsilon : m$ . An Stelle der Fließgrenze  $\sigma_f$  tritt hier die Quetschgrenze.

## 2. Winkeländerungen und Schubspannungen.

Die Schiebung oder Winkeländerung um  $\gamma$  (in Bogenmaß) zweier ursprünglich winkelrecht aufeinanderstehender Flächenteilen eines Körpers ist stets die Folge einer paarweise auftretenden Schubspannung  $\tau$ .

Das Verhältnis  $\frac{\text{Schiebung}}{\text{Schubspannung}} = \frac{\gamma}{\tau} = \frac{1}{G} = \beta$  heißt die Schubzahl (in  $\text{cm}^2/\text{kg}$ ) und der Wert  $G = 1 : \beta$  das Gleitmaß (in  $\text{kg/cm}^2$ ).

Zwischen der Dehnungszahl  $\alpha$  und der Schubzahl  $\beta$ , sowie zwischen dem Elastizitätsmaß  $E$  und dem Gleitmaß  $G$  besteht die Beziehung:

<sup>1)</sup> Z. V. d. I. 1909, S. 1453.

$$\beta = \frac{2(m+1)}{m} \alpha \quad \text{und} \quad G = \frac{m}{2(m+1)} E,$$

daher für  $m = 10/3$

$$\beta = 2,6 \alpha \quad \text{und} \quad G = \frac{5}{13} E = 0,385 E.$$

Die Schubfestigkeit  $K_s$  (in  $\text{kg/cm}^2$ ) ist die Schubspannung, bei der sich zwei gegeneinander verschobene Querschnittsebenen eines Stabes trennen.

## C. Elastizitäts- und Festigkeitszahlen für Maschinen- und Hochbau 1).

### 1. Eisen und Stahl.

Eisensorte	$E = \frac{1}{\alpha}$ kg/cm <sup>2</sup>	$G = \frac{1}{\beta}$ kg/cm <sup>2</sup>	$\sigma_p$ kg/cm <sup>2</sup>	$\sigma_f$ kg/cm <sup>2</sup>	$K_z$ kg/cm <sup>2</sup>	$K$ kg/cm <sup>2</sup>
Schweißeisen,    zur Sehnenrichtung	2 000 000	770 000	1300—1700	2200—2800	3300—4000 <sup>2)</sup>	$\sigma_f$ maßgebend.
Flußeisen . . . . .	2 150 000	830 000	2000—2400	2500—3000	3400—4400	$\sigma_f$ maßgebend, wenn weich,
Flußstahl . . . . .	2 200 000	850 000	2500—5000 <sup>2)</sup>	2800 u. mehr, härterer Stoff ohne Streckgrenze	4500—10000 <sup>2)</sup>	so ist $\sigma_f$ maßgebend; wenn hart, so $K \geq K_z$ .
Federstahl, ungehärtet	2 200 000	850 000	4000 u. mehr	—	7500—9000	—
gehärtet . . . . .	2 200 000	850 000	7500 u. mehr	—	8000 u. mehr	—
Stahlguß . . . . .	2 150 000	830 000	2000 u. mehr	wie bei Flußstahl	3500—7000 <sup>4)</sup> u. mehr	wie bei Flußstahl
Gußeisen . . . . .	750 000 bis 1 050 000	290 000 bis 400 000	$\sigma_p$ und $\sigma_f$ nicht vorhanden Für Zug: $\epsilon = \frac{1}{1\,140\,000} \sigma^{1,4}$ ; Für Druck: $\epsilon = \frac{1}{4\,140\,000} \sigma^{1,067}$ .		1200—1800	7000—8000

### 2. Kupfer und Kupferlegierungen.

Metallsorte	$E = \frac{1}{\alpha}$ kg/cm <sup>2</sup>	$\sigma_p$ kg/cm <sup>2</sup>	$K_z$ kg/cm <sup>2</sup>	$\varphi$ vH	$\psi$ vH
Kupferblech, gewalzt . .	1 150 000	—	2000 bis 2300	38	45 bis 50
Messing, gegossen . . .	800 000	650	1650	13	17,4
Rotguß . . . . .	900 000	900	2000	6	10,5
Geschützbronze . . . . .	1 100 000	300	3000	—	—
„ verdichtet	1 100 000	900	3200	—	—
Phosphorbronze . . . . .	—	—	4000	—	—
Deltametall, Rohguß . .	—	—	3400 bis 3700	—	—
„ hart gewalzt	997 700	2200	5880	12,3	17,4
„ überschmiedet	—	1800	3600	—	—
Örlikoner Bronze . . . . .	—	2800	4400 bis 5600	15 bis 25	—
Nr. A, überschmiedet . . .					

<sup>1)</sup> Nach C. v. Bach: Die Maschinenelemente. Angaben über Schiffbaumaterial s. S. 486/487.

<sup>2)</sup> Gilt für Schweißeisen || zur Sehnenrichtung; für Schweißeisen ⊥ zur Sehnenrichtung ist  $K_z = 2800$  bis  $3500 \text{ kg/cm}^2$ .

<sup>3)</sup> Nickelstahl mit 5 vH Nickel:  $\sigma_p = 4000$  bis  $5000$ ,  $K_z = 8500 \text{ kg/cm}^2$ .

Nickelstahl mit 25 vH Nickel:  $\sigma_p = 3500$  bis  $6000$ ,  $K_z = 7000$  bis  $8000 \text{ kg/cm}^2$ .

<sup>4)</sup> Geglühter Stahlguß von Friedr. Krupp, als Martinstahlguß  $K_z = 4000$  bis  $4800$ , als Tiegelstahlguß  $K_z = 4500$  bis  $7000 \text{ kg/cm}^2$ .

## 3. Andere Metalle und Stoffe.

Material	$E = \frac{1}{\alpha}$ kg/cm <sup>2</sup>	$\sigma_p$ kg/cm <sup>2</sup>	$K_z$ kg/cm <sup>2</sup>	Bemerkungen	
Aluminium (gegossen) .	675 000	—	1000	$\varphi = 3$ vH	
„ gewalzt oder geschmiedet	726 000	480	1500	$\varphi = 5$ „	
Aluminiumbronze mit 10 vH Aluminium	1 200 000	—	bis 1200	$\varphi = 11$ „	
Zink, gewalzt . . . . .	150 000	—	1900	$K = 1000$ kg/cm <sup>2</sup>	
Blei, weich . . . . .	50 000	—	125	Hartblei $K_z = 300$ kg/cm <sup>2</sup>	
Zinn . . . . .	400 000	—	350		
Lautal . . . . .	675 000	3000	4000	$\varphi = 18$ bis 25 vH	
Duralumin . . . . .	650 000	—	3800	$\varphi = \infty 20$ vH	
Eisendraht, blank gezogen	—	4200	5600	Für neue Drahtseile ist $E$ etwa $(0,6)^n$ mal so groß wie für den Draht aus demselben Stoff <sup>1)</sup> ; dabei ist $n = 1$ bei einmal gedrehten Seilen, $n = 2$ bei doppelt, $n = 3$ bei dreifach gedrehten Seilen.	
Eisendraht, gegläht . .	2 000 000	2000	bis 7000		
Bessemer Stahldraht, blank	—	5200	4000		
—, gegläht . . . . .	2 150 000	2250	6500		
Lederriemen, neu . . . .	1 250	160	} 250 bis 450 1200 neu 500 alt	Leder (für Zug):	
—, gebraucht . . . . .	2 250	—			$\varepsilon = \frac{1}{415} \sigma^{0,7}$ ,
Manilahanfseil <sup>1)</sup> , neu . .	8 000	—			falls $\sigma = 3,9$ bis 27,2 kg/cm <sup>2</sup>
Schleißhanfseil, neu . .	bis 9500 10 500 bis 12 500	— — —			

## 4. Hölzer.

(Nach J. Bauschinger und L. Tetmajer.)

Beanspruchung	Feuchtigkeitsgehalt vH	$E = \frac{1}{\alpha}$	$\sigma_p$	$K_z$	Feuchtigkeitsgehalt vH	$E = \frac{1}{\alpha}$	$\sigma_p$	$K_z$
		kg/cm <sup>2</sup>	kg/cm <sup>2</sup>	kg/cm <sup>2</sup>		kg/cm <sup>2</sup>	kg/cm <sup>2</sup>	kg/cm <sup>2</sup>
Kiefer					Eiche			
Zug . . . . .	13	90 000	—	790	—	108 000	475	965
Druck . . . . .	18	96 000	155	280	—	103 000	150	345
Biegung . . . . .	23	100 000	200	470	24	100 000	215	600
Schub . . . . .	25	—	—	45	—	—	—	75
Fichte					Buche			
Zug . . . . .	16	92 000	—	750	—	180 000	580	1340
Druck . . . . .	19	99 000	150	245	—	169 000	100	320
Biegung . . . . .	29	111 000	230	420	17	128 000	240	670
Schub . . . . .	38	—	—	40	—	—	—	85

<sup>1)</sup> Bruchfestigkeit von Draht- u. Manila-(Hanf-)Tauwerk s. unter Ausrüstung f. seem. Zwecke.

### D. Zulässige Spannungen für Maschinen- und Hochbau<sup>1)</sup>.

Man versteht unter der zulässigen Spannung eines Körpers ( $k_z$  für Zug,  $k$  für Druck,  $k_b$  für Biegung,  $k_s$  für Schub,  $k_d$  für Drehung) diejenige Spannung in kg/cm<sup>2</sup>, bis zu welcher er mit Sicherheit durch äußere Kräfte auf eine der verschiedenen Arten der Festigkeit beansprucht werden darf.

In der nachstehenden Tabelle gelten die zulässigen Spannungen unter I, wenn die Belastung eine ruhende ist.

Die zulässigen Spannungen unter II gelten, wenn die Belastung beliebig oft wechselt, derart, daß die durch sie hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von Null bis zu einem größten Werte stetig wachsen und dann wieder auf Null zurücksinken.

Die zulässigen Spannungen unter III gelten, wenn die Belastung beliebig oft wechselt, derart, daß die durch sie hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von einem größten negativen Werte stetig wachsen bis zu einem größten positiven, gleich großen Werte und dann wieder abnehmen.

Für die zwischenliegenden Arten der Belastung können dazwischenliegende, den Spannungsgrenzen entsprechende Werte genommen werden.

Für Federstahl ist im Falle II für den ungehärteten Zustand  $k_b = 3600$ , für den gehärteten Zustand  $k_b = 4300$  kg/cm<sup>2</sup> zu setzen.

Zulässige Spannungen in kg/qcm, nach C. v. Bach:

Art der Festigkeit und Belastung	Schweiß- eisen <sup>2)</sup>	Flußeisen <sup>1)</sup>		Flußstahl <sup>2)</sup>		Stahlguß		Guß- eisen	
		von	bis	von	bis	von	bis		
Zug $k_z$	I.	900	900	1500	1200	1800	600	1200	300
	II.	600	600	1000	800	1200	400	800	200
	III.	300	300	500	400	600	200	400	100
Druck $k$	I.	900	900	1500	1200	1800	900	1500	900
	II.	600	600	1000	800	1200	600	1000	600
	III.	300	300	500	400	600	250	400	—
Biegung $k$	I.	900	900	1500	1200	1800	750	1200	—
	II.	600	600	1000	800	1200	500	800	3)
	III.	300	300	500	400	600	250	400	—
Schub $k_s$	I.	720	720	1200	960	1440	480	960	300
	II.	480	480	800	640	960	320	640	200
	III.	240	240	400	320	480	160	320	100
Drehung $k_d$	I.	360	600	1200	900	1440	480	960	—
	II.	240	400	800	600	960	320	640	4)
	III.	120	200	400	300	480	160	320	—

1) Für vorzügliches Schweißeisen können die angegebenen zulässigen Spannungen um Beträge bis zu einem Drittel höher genommen werden.

2) Die höheren Werte sind nur bei durchaus zuverlässigem Stoff anzuwenden. — Für Draht gelten, entsprechend der größeren Zugfestigkeit, größere Werte für  $k_z$ . Höhere Werte sind auch zulässig bei Verwendung von Spezialstählen von höherer Festigkeit und Elastizitätsgrenze.

3) Für bearbeitetes Gußeisen setze man die zulässige Biegungsspannung

$$k_b = \mu k_z \sqrt{\frac{e}{z_0}},$$

1) Über zulässige Spannungen im Schiffbau vgl. S. 491.

worin

$\mu = 1,20$  bis  $1,33$ , und für den Balkenquerschnitt

$e$  den Abstand der am stärksten gespannten Faser von der Nullachse,

$z_0$  den Abstand des Schwerpunktes, der auf der einen Seite der Nullachse gelegenen Querschnittfläche von der Nullachse bezeichnet.

Versuche ergaben für den rechteckigen Querschnitt  $k_b = 1,7 k_z$ , für den kreisförmigen Querschnitt:  $k_b = 2,05 k_z$ , für den **I**-förmigen Querschnitt:  $k_b = 1,45 k_z$ .

Für vorzügliches Gußeisen in Formen, die Gewähr für geringe Gußspannungen und vollkommene Dichtigkeit bieten, können die für  $k_z$  und  $k_b$  gegebenen Werte um Beträge bis zur Hälfte, unter Umständen um noch mehr, höher genommen werden.

Für Rohguß ergab sich  $k_b = 1,4 k_z$  bzw.  $k_b = 1,7 k_z$  und  $k_b = 1,2 k_z$  bei den vorstehend bezeichneten Querschnitten.

4) Die zulässige Drehungsspannung  $k_d$  des bearbeiteten Gußeisens setze man:

für den kreisförmigen Querschnitt . . . . .	$k_d =$ (reichlich) $k_z$ ,
„ „ kreisringförmigen und hohlelliptischen Querschnitt . . . . .	$k_d = 0,8 k_z$ bis $k_z$ ,
„ „ elliptischen Querschnitt . . . . .	$k_d = k_z$ bis $1,25 k_z$ ,
„ „ quadratischen Querschnitt . . . . .	$k_d = 1,4 k_z$ ,
„ „ rechteckigen Querschnitt . . . . .	$k_d = 1,4 k_z$ bis $1,6 k_z$ ,
„ „ hohlrechteckigen, dreieckigen und trapezförmigen Querschnitt . . . . .	$k_d = k_z$ bis $1,25 k_z$ ,
„ „ <b>I</b> -, <b>C</b> -, <b>+</b> -, <b>L</b> -förmigen Querschnitt . . . . .	$k_d = 1,4 k_z$ bis $1,6 k_z$ .

Der Einfluß der Gußhaut ist hier geringer als bei der Biegungsspannung.

## E. Festigkeit gerader Stäbe<sup>1)</sup>.

### 1. Zug- und Druckfestigkeit.

Die zulässige Belastung  $P$  eines auf Zug oder Druck beanspruchten prismatischen Stabes vom Querschnitt  $F$  cm<sup>2</sup> ist

$$P = F k_z \quad \text{oder} \quad P = F k.$$

Die bei der Belastung  $P$  eintretende elastische Verlängerung oder Verkürzung  $\lambda$  eines prismatischen Stabes von der ursprünglichen Länge  $l$  beträgt

$$\lambda = \frac{Pl}{FE},$$

worin  $E$  das Elastizitätsmaß des Stabstoffes bedeutet.

### 2. Knickfestigkeit.

#### a) Reine Knickung.

Gedrückte Stäbe (Platten), deren Länge im Vergleich zu ihren Querschnittsabmessungen (Plattenstärke) groß ist, müssen auf Knicken berechnet werden. Bei Platten ist mit einem entsprechendem Mehrfachen eines quadratischen Stabes, dessen Seite gleich der Plattenstärke ist, zu rechnen. In folgendem bezeichnet:

<sup>1)</sup> Festigkeit gekrümmter Stäbe s. C. v. Bach: Elastizität u. Festigkeit, 7. Aufl., Berlin 1918; und Hütte: 22. Aufl., I, S. 507.

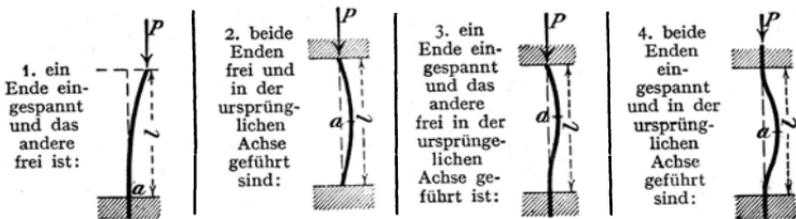
- $l$  die Länge des Stabes in cm,  
 $F$  die Fläche des gefährlichen Stabquerschnitts in  $\text{cm}^2$ ,  
 $J$  sein kleinstes äquatoriales Trägheitsmoment in  $\text{cm}^4$ ,  
 $E$  das Elastizitätsmaß des Stabstoffes in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $P_k$  die Knickbelastung, bei welcher die Zerstörung des Stabes eintritt, in kg,  
 $P$  die zulässige Belastung (Tragfähigkeit) in kg,  
 $K_k = P_k : F$  die mittlere Knickspannung beim Bruch,  
 $k_k = P : F$  die zulässige mittlere Knickspannung,  
 $\mathcal{S}$  den Sicherheitsgrad gegen Knicken,  
 $i$  den Trägheitshalbmesser des Stabquerschnittes.

Zur Bewertung des Längenverhältnisses dient als „Schlankheitsverhältnis“

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J}{F}}} = l \cdot \sqrt{\frac{F}{J}}.$$

Theoretisch kommt Knickbeanspruchung erst in Frage, wenn die Tragfähigkeit (zulässige Belastung) für Knicken kleiner ist als die für Druck; dabei wählt man meistens gegen Knicken größere Sicherheit als gegen Druck. Im Hochbau wird gegen Knicken mit einer Sicherheit  $\mathcal{S} = 4$  bis 5 gerechnet (Preussische Ministerialbestimmungen  $\mathcal{S} = 4$ ) gegen  $\sim 3$  bei Druck<sup>1)</sup>.

Beim Knicken kommen folgende Befestigungsweisen der Stabenden in Frage, wenn:



Knicken nach Fall 2.

In den meisten Fällen ist der Befestigungsfall 2 maßgebend. Für ihn ergibt sich die theoretische Grenzlänge  $\lambda_0$ , oberhalb welcher mit Knickgefahr zu rechnen ist, aus

$$\lambda_0 = \frac{l_0}{i} = \pi \sqrt{\frac{F}{\mathcal{S} \cdot k_k}}.$$

Praktisch tritt Knicken aber schon weit unterhalb dieser Grenzlänge ein, da Spannungen auftreten, die oberhalb der Proportionalitätsgrenze liegen; nach den Versuchen von Tetmajer und Karman<sup>2)</sup> gelten als empirische Grenzlängen die Schlankheitsverhältnisse  $\lambda_1$  der weiter unten folgenden Tabelle.

Bei sehr schlanken Stäben tritt Knicken bereits bei Spannungen  $K_k = P_k : F$  ein, die unterhalb der Proportionalitätsgrenze liegen; für derartige Stäbe kann mit proportionaler Dehnung gerechnet werden; die hierfür gültigen Formeln stammen von L. Euler (s. nächste Seite). Die unteren Grenzlängen, bei denen einwandfrei nach diesen Formeln gerechnet werden kann, sind als  $\lambda_2$  in folgender Tabelle gegeben.

<sup>1)</sup> Bei Raumstützen im Schiffbau genügt bei guter Endbefestigung 3fache Sicherheit.

<sup>2)</sup> S. Hütte: 22. Aufl., S. 517.

	Gußeisen	Schweiß- eisen	Schiffbau-	
			Flußeisen	Flußstahl
Druckfestigkeit $K_d$ . . . kg/cm <sup>2</sup>	7 500	3 400	4 500	5 600
Proportionalitätsgrenze . . . kg/cm <sup>2</sup>	—	1 600	2 000	3 400
Zulässige Druckspan- nung $k_d$ . . . . . kg/cm <sup>2</sup>	500	1 000	1 500	2 000
Elastizitätsmaß $E$ . . . . . kg	1 000 000	2 000 000	2 150 000	2 150 000
Knicksicherheit $\zeta$ . . . . .	8	5	5	5
Theoretische Grenzlänge $x_0$ . . .	49,8	62,8	53,2	46,1
Empirische Grenzlänge $x_1$ . . .	5	10	10	10
Untere Grenzlänge für Euler- Formel $x_2$ . . . . .	80	105	112	90

*Eulersche Knickformeln.*

	Fall 1	Fall 2	Fall 3	Fall 4
Knickbelastung $P_k =$	$\frac{\pi^2 EJ}{4 l^2}$	$= \pi^2 \frac{EJ}{l^2}$	$= \infty 2 \pi^2 \frac{EJ}{l^2}$	$= 4 \pi^2 \frac{EJ}{l^2}$
Tragfähigkeit $P =$	$\frac{\pi^2 EJ}{\zeta \cdot 4 l^2}$	$= \frac{\pi EJ}{\zeta l^2}$	$= \infty 2 \frac{\pi^2 EJ}{\zeta l^2}$	$= 4 \pi^2 \frac{EJ}{l^2}$

Der auf Knicken berechnete Querschnitt braucht nur bei  $a$  der oben gegebenen Abbildung vorhanden zu sein, an den Enden genügt der der zulässigen Druckspannung  $k_d$  entsprechende Querschnitt. Überschreitet die mittlere Knickspannung  $K_k = P_k : F$  die Proportionalitätsgrenze des verwendeten Materials, so muß angewendet werden die

*Tetmajersche Knickformel<sup>1)</sup>.*

Für Fall 2 gilt

$$P_k = F \cdot K_k = F \cdot c (1 - ax + bx^2),$$

$$\left( P = \frac{1}{\zeta} \cdot P_k \right)$$

worin  $a, b$  und  $c$  Festwerte sind, und zwar für

	$a$	$c$	$b$
Gußeisen . . . . .	0,01546	7760 kg/cm <sup>2</sup>	0,00007
Schweißeisen . . . . .	0,00426	3030 „	0
Flußeisen . . . . .	0,00368	3100 „	0
Flußstahl . . . . .	0,00185	3350 „	0

Für die Belastungsfälle 1, 3 und 4 sind in Anlehnung an die Eulersche Formel die Grenzlängen  $1/2$ -, 1,41- und 2 mal so groß wie die Tabellenwerte.

<sup>1)</sup> Diese Formel kommt fast immer für Raumstützen in Frage. Hierfür gilt für Schiffbauflußeisen

$$P_k = F \left( 3100 - 11,4 \frac{l}{s} \right), \text{ also für volle runde Stützen,}$$

$$P = 2435 d^2 - 35,8 l \cdot d \text{ und für hohle runde Stützen mit der Wandstärke } s$$

$$P = 9740 \cdot d \cdot s - 45,6 \cdot l \cdot s.$$

Nach Versuchen von Kirsch<sup>1)</sup> ist in Abweichung von der Eulerschen Formel das Verhältnis der Knicklasten und der Tragfähigkeiten für Eisen in den Fällen 2, 3, 4 nicht 1 : 2 : 4, sondern je nach dem Schlankheitsverhältnis veränderlich, und zwar erhöht die Einspannung für  $x < 100$  die Knickfestigkeit nur sehr wenig; für  $x = 100$  ist das Verhältnis der Tragfähigkeiten etwa 1 : 1,04 : 1,13, für  $x = 200$  erst 1 : 1,78 : 3.

### b) Knickung bei anfänglicher Ausbiegung.

Ist eine anfängliche Ausbiegung vorhanden, so ist nach Föppl<sup>2)</sup> die Knickbelastung

$$P_k = \frac{P_d + P_k(1 + \eta)}{2} \pm \sqrt{\left[ \frac{P_d + P_k(1 + \eta)}{2} \right]^2 - P_d \cdot P_k},$$

worin  $P_d = F \cdot K_p$  die Belastung durch Druck bei der Proportionalitätsgrenze,  
 $P_k = F \cdot K_k$  die Knickbelastung bei reiner Knickung (nach Euler bzw. Tetmajer),

$$\eta = \frac{F \cdot f_0}{W}, \quad f_0 \text{ die anfängliche Ausbiegung, } W \text{ das Widerstandsmoment}$$

ist. Die Tragfähigkeit  $P' = \frac{P'_k}{\xi}$ .

Knicken bei anfänglicher Ausbiegung, die rechnerisch zu ermitteln ist, kommt im Schiffbau bei belasteten Decks und wasserdruckbeanspruchter Außenhaut in Frage. Anfängliche Ausbiegungen, die auf Ungenauigkeiten des Baues zurückzuführen sind, setzt man nach v. Kayser<sup>3)</sup> mit

$$f_0 = \frac{l}{75} - \frac{l}{300}, \quad \text{im Mittel} = \frac{l}{150} \text{ ein.}$$

### 3. Biegesteifigkeit.

Bei einem belasteten Träger (Abb. 426) ist:

Querkraft oder Scherkraft  $Q$  eines Querschnittes gleich der algebraischen Summe der links von diesem Querschnitt wirkenden äußeren Kräfte.

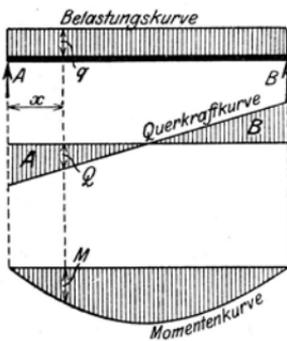


Abb. 426.

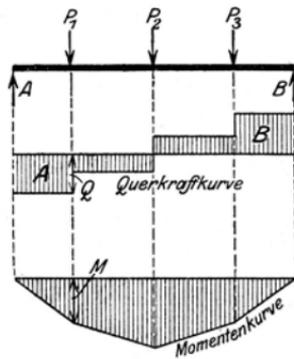


Abb. 427.

<sup>1)</sup> Siehe Z. V. d. I. 1905, S. 907.

<sup>2)</sup> Föppl: Vorlesungen über technische Mechanik, Bd. 3.

<sup>3)</sup> Zentralbl. Bauverw. 1912, S. 121.

Biegemoment  $M$  eines Querschnittes die algebraische Summe der Momente aller links von diesem Querschnitt wirkenden äußeren Kräfte, bezogen auf den Schwerpunkt des Querschnittes.

Bei stetiger Belastung  $q$  auf die Längeneinheit ist für einen beliebigen Querschnitt ( $x$ ):

$$Q = A - \int q \cdot dx; \quad dQ = -q dx; \quad \frac{dQ}{dx} = -q,$$

$$dM = Q dx; \quad \frac{dM}{dx} = Q,$$

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = \frac{dQ}{dx} = -q;$$

es ist also die Kurve der Querkräfte die Integralkurve der Belastung, die Momentenkurve die Integralkurve der Querkraftkurve. Für diese Kurven gelten also die Beziehungen über Maxima und Minima, Wendepunkte, Nullpunkte und Tangentialwerte, die für Differential- und Integralkurven gültig sind.

Den entsprechenden Verlauf beim Auftreten von Einzellasten zeigt Abb. 427.

Die Querkraft  $Q$  erzeugt in der senkrechten Querschnittsebene Schubspannungen und gleich große rechtwinklig zu diesen stehende Schubspannungen in wagerechten, parallel zur Balkenachse liegenden Ebenen.

Das Biegemoment erzeugt Normalspannungen, die senkrecht zum Querschnitt stehen. Bei der Biegung eines Balkens behalten nur die Fasern, welche in der Schwerpunktsachsenschicht (Nullschicht oder neutrale Faserschicht) liegen, ihre Länge. In einem beliebigen Querschnitt, dessen Schnittlinie mit der Nullschicht Nulllinie oder neutrale Achse heißt, liegen also oben nur Druckspannungen (falls der Träger nach unten durchgebogen), unten nur Zugspannungen bzw. umgekehrt. Der Verlauf dieser Normalspannungen ist in Abb. 428 dargestellt; er ist proportional der Entfernung von der Nulllinie unter der Voraussetzung, daß das Hookesche Gesetz (s. S. 466) gilt und die Proportionalitätsgrenze nicht überschritten ist.

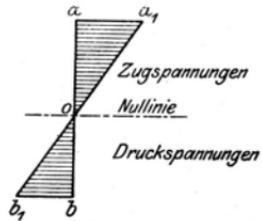


Abb. 428.

Bezeichnet

$M$  das Biegemoment eines Stabquerschnittes in  $\text{cm}/\text{kg}$ ,

$J$  das Trägheitsmoment des Querschnittes, bezogen auf die Nullachse, in  $\text{cm}^4$ ,

$e$  den Abstand der von der Nullachse entferntesten Faser in  $\text{cm}$ ,

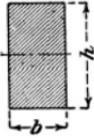
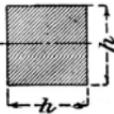
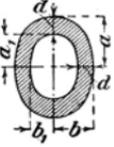
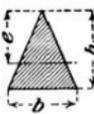
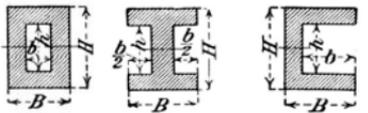
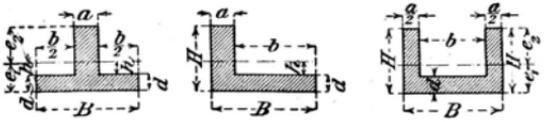
$W = \frac{J}{e}$  das Widerstandsmoment des Querschnittes, bezogen auf die Nullachse, in  $\text{cm}^3$ ,

$k_b$  die zulässige Biegungsspannung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,

dann gilt die Grundgleichung

$$M = \frac{J}{e} k_b = W k_b.$$

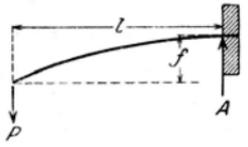
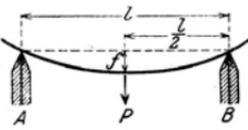
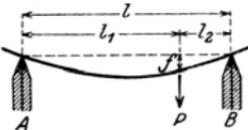
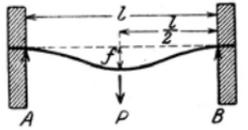
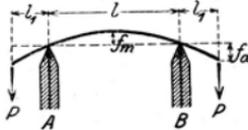
1. Trägheits- und Widerstandsmomente.

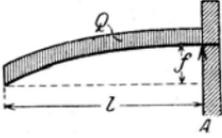
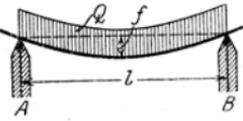
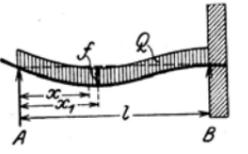
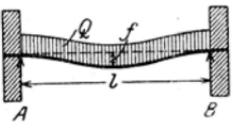
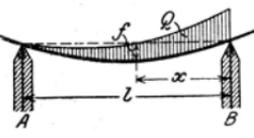
Querschnitt	Trägheitsmoment	Widerstandsmoment
	$J = \frac{b h^3}{12}$	$W = \frac{b h^2}{6}$
	$J = \frac{h^4}{12}$	$W = \frac{h^3}{6}$
	<p>Kreisquerschnitt</p> $J = \frac{\pi a^3 b}{4}$ $J = \frac{\pi d^4}{64}$	<p>Kreisquerschnitt</p> $W = \frac{\pi a^2 b}{4}$ $J = \frac{\pi d^3}{32}$
	$J = \frac{\pi}{4} (a^3 b - a_1^3 b_1)$ $\sim \frac{\pi}{4} a^2 (a + 3b) d$	$W \sim \frac{\pi}{4} a (a + 3b) d$
	$J = \frac{b h^3}{36}$	<p>für</p> $W = \frac{b h^2}{36}$ $e = \frac{2}{3} h$
	$J = \frac{B H^3 - b h^3}{12}$	$W = \frac{B H^3 - b h^3}{6 H}$
	$J = \frac{1}{3} (B e_1^3 - b h^3 + a e_2^3)$ $e_1 = \frac{1}{2} \left( \frac{a H^2 + b d^2}{a H + b d} \right)$ $e_2 = H - e_1$	

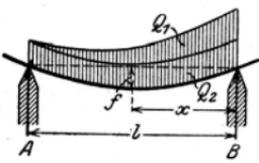
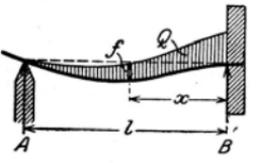
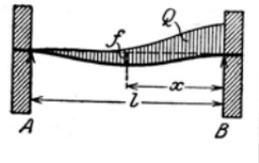
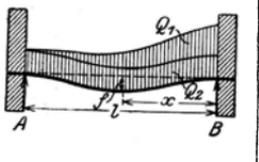
2. Biegemomente für verschiedene Belastungen prismatischer Stäbe.

Es bedeutet:

- $P$  eine Einzellast in kg,
- $Q$  eine über die ganze Stablänge gleichmäßig verteilte Last in kg,
- $l$  die freie Länge des Stabes in cm,
- $E$  das Elastizitätsmaß des Stabstoffes in kg/cm<sup>2</sup>,
- $M_{gr}$  das größte auftretende Biegemoment,
- $f$  und  $f_m$  die Durchbiegung des Stabes im Angriffspunkt der Last  $P$  oder in der Mitte der Stützweite in cm.

Fall	Art der Belastung	Auflagedrücke $A, B$ Biegemoment $M$	Durchbiegung $f$
1		$A = P$ $M_{gr} = P \cdot l$ bei $A$	$f = \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J \cdot 3}$
2		$A = B = \frac{P}{2}$ $M_{gr} = \frac{P \cdot l}{4}$ in der Stabmitte	$f = \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J \cdot 48}$
3		$A = \frac{P \cdot l_2}{l}$ , $B = \frac{P \cdot l_1}{l}$ $M_{gr} = \frac{P \cdot l_1 \cdot l_2}{l}$ bei $l_1$	$f = \frac{P \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{E \cdot J \cdot 3 \cdot l}$
4		$A = B = \frac{P}{2}$ $M_{gr} = \frac{P \cdot l}{8}$ bei $A, B$ und in der Mitte	$f = \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J \cdot 192}$
5		$A = B = P$ $M_{gr} = P \cdot l_1 = \text{const}$ zwischen $A$ und $B$	$f_m = \frac{P \cdot l^3 \cdot l_1}{E \cdot J \cdot 8 \cdot l}$ in der Mitte der Stützweite; $f_a = \frac{P}{E \cdot J} \left( \frac{l_1^3}{3} + \frac{l_2^2 \cdot l}{2} \right)$ im Angriffspunkt der Last

Fall	Art der Belastung	Auflagedrücke $A, B$ Biegemoment $M$	Durchbiegung $f$
6		$A = Q$ $M_{gr} = \frac{Q \cdot l}{2}$ bei $A$	$f = \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot J \cdot 8}$
7	Aufliegender, gleichmäßig belasteter Träger 	$A = B = \frac{Q}{2}$ $M_{gr} = \frac{Q \cdot l}{8}$ in der Stabmitte	$f = \frac{Q \cdot 5 l^3}{E \cdot J \cdot 384}$ $= 0,01303 \cdot \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot J}$
8	Einseitig eingespannter, anderseitig aufliegender Träger (halber Decksbalken) 	$A = \frac{3}{8} Q, B = \frac{5}{8} Q$ $M_{gr} = \frac{Q l}{8}$ bei $B$ (absoluter Höchstwert) bzw. $= \frac{9}{128} Q l$ bei $x_1 = \frac{3}{8} l$ (relativer Höchstwert)	$f = \frac{1}{185} \cdot \frac{Q l^3}{E J}$ auf $x = 0,422 l$ bzw. $\frac{1}{187} \frac{Q l^3}{E J}$ auf $x_1 = \frac{3}{8} l$
9	Eingespannter, gleichmäßig belasteter Träger (Platte) 	$A = B = \frac{Q}{2}$ $M_{gr} = \frac{1}{12} Q \cdot l$ im Einspannungsquerschnitt; $M = \frac{1}{24} Q \cdot l$ in der Stabmitte	$f = \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot J \cdot 384}$
10	Aufliegendes Schott unterhalb des Schottendecks 	$A = \frac{1}{3} Q; B = \frac{2}{3} Q$ $M_{gr} = \frac{2}{9\sqrt{3}} \cdot Q \cdot l = 0,128 \cdot Q \cdot l$ auf $0,423 l$	$f = \infty 0,01304 \cdot \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot J}$ auf $x = 0,481 l$

Fall	Art der Belastung	Auflagedrücke $A, B$ Biegemoment $M$	Durchbiegung $f$
11	Aufliegendes Schott zwischen unteren Decks (Addition von Fall 7 und 10) 	$A = \frac{Q_1}{3} + \frac{Q_2}{2}$ $B = \frac{2Q_1}{3} + \frac{Q_2}{2}$  $M_{gr} \approx 0,126$ $(Q_1 + Q_2) \cdot l$ (auf $x \approx 0,45 - 0,47 l$ )	$f = \infty 0,01303$ $\cdot (Q_1 + Q_2) \cdot \frac{l^3}{E \cdot J}$ auf $x =$ $\approx 0,45 - 0,47 l$
12	Oben aufliegendes, unten eingespanntes Schott unterhalb des Schottendecks 	$A = \frac{1}{5} Q;$ $B = \frac{4}{5} Q$  Relativer Höchstwert bei $x = 0,553 l$ $M = 0,0596 Q \cdot l$ Absoluter Höchstwert bei B $M_{gr} = 0,133 Q \cdot l$	$f = 0,00477 \cdot \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot J}$ (auf $x = 0,553 l$ )
13	Eingespanntes Schott unterhalb des Schottendecks 	$A = \frac{3}{10} Q;$ $B = \frac{7}{10} Q$  Relativer Höchstwert bei $x = 0,452 l$ $M = 0,0429 Q \cdot l$ Absoluter Höchstwert bei B $M_{gr} = 0,1 Q \cdot l$	$f = \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot J} \cdot 0,00261$ (auf $x = 0,474 l$ )
14	Eingespanntes Schott zwischen unteren Decks (Addition von Fall 8 und 12) 	$A = \frac{3}{10} Q_1 + \frac{1}{2} Q_2$ $B = \frac{7}{10} Q_1 + \frac{1}{2} Q_2$  $M_{gr} = \approx \frac{1}{12}$ $\cdot Q_2 \cdot l + \frac{1}{10} Q_1 \cdot l$ im Einspannungs- Querschnitt B oder $\frac{1}{24} Q_2 \cdot l + 0,0429 Q_1 \cdot l$ auf $\approx 0,47 l$	$f = \frac{Q_2 \cdot l^3}{E \cdot J \cdot 384}$ $+ \frac{Q_1 \cdot l^3}{E \cdot J} \cdot 0,00260$

Vergleichsweise Darstellung des Verlaufes der Biegemomente für Fall 7 und 8.

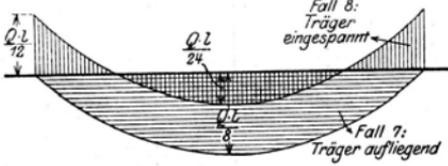


Abb. 429.

Vergleichsweise Darstellung des Verlaufes der Durchbiegungen für Fall 7 und 8.

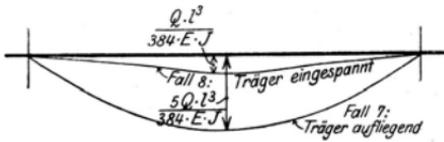


Abb. 430.

Zusammenwirken von 2 sich kreuzenden Balken unter einer Last. (Prinzip der gleichen Formänderung.)

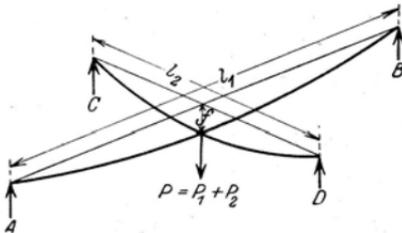


Abb. 431.

Zusammenwirken kann nur stattfinden, wenn die Durchbiegung beider Balken gleich groß, in Abb. 431, also  $f_1 = f_2$  ist. Nach Fall 2 ist:

$$f_1 = \frac{P_1 l_1^3}{E \cdot J_1 \cdot 48} \text{ für Balken } AB,$$

$$f_2 = \frac{P_2 l_2^3}{E \cdot J_2 \cdot 48} \text{ für Balken } CD.$$

Da für jeden praktischen Fall Längen und Trägheitsmomente bekannt sind, lassen sich die von den einzelnen Balken aufgenommenen Lastanteile  $P_1$  und  $P_2$  berechnen und aus ihnen Auflagedrücke und Momente. Gleiche Berechnungsart auf Grund gemeinsamer Durchbiegung kann auch angewendet werden, wenn es sich um eingespannte Balken, gleichmäßig verteilte Lasten oder Zusammenwirken von mehr als zwei sich kreuzenden oder aufeinanderliegenden Balken handelt. In verwickelten Fällen ist häufig die Verwendung der Formeln der kleinsten Arbeit einfacher.

#### 4. Schubfestigkeit.

Die Größe der durch eine Schubkraft  $P$  hervorgerufenen Schubspannung  $\tau$  eines Stabes hängt von seiner Querschnittsform ab. Sie beträgt

für einen rechteckigen Querschnitt  $b h$ :

$$\tau_{gr} = \frac{3}{2} \frac{P}{b h} \text{ )},$$

für einen I-Träger angenähert:

$$\tau_{gr} \approx \frac{P}{s \cdot h},$$

worin  $h$  = Steghöhe,  $s$  = Stegstärke ist,

für einen kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser  $d$ :

$$\tau_{gr} = \frac{16}{3} \frac{P}{\pi d^2}.$$

Die zulässige Schubspannung kann im allgemeinen gesetzt werden

$$k_s = \frac{k_z}{1,5}.$$

1) Allgemeine Formel s. S. 494.

## 5. Drehungsfestigkeit.

Bedeutet

 $M_d$  das Moment des drehenden Kräftepaars in cmkg, $G = 1/\beta = 5/13 E = 0,385 E$  das Gleitmaß in kg/cm<sup>2</sup> (s. S. 465), $k_d$  die zulässige Drehungsspannung des Stabstoffes in kg/m<sup>2</sup>, $\vartheta$  den verhältnismäßigen Verdrehungswinkel zweier um 1 cm voneinander abstehenden Stabquerschnitte unter der Einwirkung von  $M_d$ , gemessen in cm als Bogen vom Halbmesser 1 cm,dann gelten für  $M_d$  und  $\vartheta$  die in der nachstehenden Tabelle für die wichtigsten Querschnitte angegebenen Werte

Querschnitt	Zulässiges Drehmoment	Verdrehungswinkel
	$M_d = \frac{\pi}{16} d^3 k_d \approx 0,2 d^3 k_d$	$\vartheta = \frac{32}{\pi d^4} \frac{M_d}{G}$
	$M_d = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} k_d$	$\vartheta = \frac{32}{\pi(D^4 - d^4)} \frac{M_d}{G}$
	$M_d = \frac{2}{9} h^3 k_d$	$\vartheta = 7,2 \frac{1}{h^4} \frac{M_d}{G}$

Bezeichnet noch

 $l$  die Länge des auf Verdrehung beanspruchten Stabes in cm, $\psi$  den Verdrehungswinkel für die ganze Stablänge,

so ist

$$\psi = l \vartheta.$$

## 6. Zusammengesetzte Festigkeit.

a) Zug (Druck) und Biegung.

Bezeichnet

 $\sigma_1$  die größte Zugspannung } eines durch ein Biegemoment  $M_b$  bean- $\sigma_2$  „ „ Druckspannung } spruchten Stabquerschnittes  $F$  in kg/cm<sup>2</sup>, $\sigma$  „ „ Zugspannung (Druckspannung) des gleichzeitig noch durcheine Kraft  $P$  auf Zug (Druck) beanspruchten Querschnittes in kg/cm<sup>2</sup>,

so muß für Zug und Biegung

$$\sigma_1 + \sigma = \frac{M_b}{J} e_1 + \frac{P}{F} \leq k_z,$$

für Druck und Biegung

$$\sigma_2 + \sigma = \frac{M_b}{J} e_2 + \frac{P}{F} \leq k_d$$

sein, wenn  $e_1$  bzw.  $e_2$  den Abstand der von der Nullachse entferntesten Zugfaser (Druckfaser) und  $J$  das Trägheitsmoment des betreffenden Querschnittes bedeutet.

b) Zug (Druck) und Drehung.

Bezeichnet

 $\tau$  die größte Schubspannung eines durch ein Drehmoment  $M_d$  beanspruchten Querschnittes  $F$  in kg/cm<sup>2</sup>, $\sigma$  die größte Zugspannung (Druckspannung) des gleichzeitig noch durch eine Kraft  $P$  auf Zug (Druck) beanspruchten Querschnittes in kg/cm<sup>2</sup>,

so muß für Zug und Drehung

$$0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2} \leq k_z \quad \left( \alpha_0 = \frac{k_z}{1,3 k_d} \right);$$

für Druck und Drehung

$$0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2} \leq k \quad \left( \alpha_0 = \frac{k}{1,3 k_d} \right);$$

und ferner

$$-0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2} \leq k_z \quad \left( \alpha_0 = \frac{k_z}{1,3 k_d} \right)$$

sein.

### c) Biegung und Drehung.

In jedem Querschnitteilchen erzeugt das Biegemoment  $M_b$  eine Normalspannung  $\sigma$  und das Drehmoment  $M_d$  eine Schubspannung  $\tau$ .

Es gilt dann

$$0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2} \leq k_b \quad \left( \alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} \right).$$

Setzt man in vorstehende Gleichung — für kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser  $d$  —

$$\sigma = \frac{M_d}{0,1 d^3} \quad \text{und} \quad \tau = \frac{M_d}{0,2 d^3},$$

so ergibt sich:

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2} \leq 0,1 d^3 k_b$$

Angenähert (für  $\alpha_0 = 1$ ) kann gesetzt werden:

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} \leq 0,1 d^3 k_b.$$

Für rechteckigen Querschnitt  $b h$  gilt

$$0,35 M_1 + 0,65 \sqrt{M_1^2 + (3/2 \alpha_0 M_d)^2} \leq 1/6 b h^2 k_b,$$

$$0,35 M_2 + 0,65 \sqrt{M_2^2 + (3/2 \alpha_0 M_d)^2} \leq 1/6 b^2 h k_b,$$

je nachdem das Biegemoment  $M_1$  bzw.  $M_2$  auf die zu  $b$  oder  $h$  parallele Schwerachse des Querschnittes  $b h$  bezogen wird ( $h > b$ ).

Nachzurechnen ist noch, ob

$$\frac{M_1}{1/6 b h^2} + \frac{M_2}{1/6 b^2 h} \leq k_b$$

## II. Ergänzungen der Festigkeitslehre und Festigkeit von Schiffskonstruktionselementen.

### A. Allgemeines.

Beim Schiff sind im Gegensatz zu anderen technischen Bauten die Beanspruchungen außerordentlich schwierig zu erfassen; man stützt sich daher (besonders im Handelsschiffbau) im allgemeinen auf die Erfahrung und faßt die aus ihr gewonnenen Kenntnisse über erforderliche Materialstärken in Tabellen zusammen; die Abmessungen werden teilweise durch andere als lediglich Festigkeitsgründe bestimmt (Rosten). Eine gründliche Kenntnis der durch die besonderen Konstruktionen des Schiffbaus bedingten Festigkeitsverhältnisse ist trotzdem unerläßlich, weil es sich beim Schiff, mehr noch als bei einem Bauwerk am Lande, darum handelt, mit dem geringsten Aufwand an Baustoff, d. h. unter

möglichst zweckmäßiger Verteilung desselben, die notwendige Widerstandsfähigkeit der Verbände gegen die auftretenden Kräfte zu erzielen, denn jede Tonne unnötig verbauten Gewichtes bedeutet eine Einbuße an den sonstigen Eigenschaften des Schiffes: Geschwindigkeit, Tragfähigkeit, Gefechtskraft.

Es kommt im Schiffbau zwar in erster Linie auf die Längsfestigkeit an; um sie aber eingehend beurteilen zu können und die Wirkungen der Längsbeanspruchungen auf die einzelnen hierbei tragenden Konstruktionselemente zu erkennen, ist es erforderlich, zunächst die Beanspruchungen zu erörtern, denen das Material in den Einzelteilen ausgesetzt ist. Schematische Längsfestigkeitsrechnungen ohne Berücksichtigung des Zusammenwirkens der Einzelteile sind unzureichend; das erklärt den im letzten Jahrzehnt vorgetretenen Umschwung<sup>1)</sup> in den Anschauungen über die Grundlagen der Längsfestigkeitsrechnung und die Einführung neuer Bauweisen (Längsspanntenbauart).

Nahezu alle Festigkeitsrechnungen im Schiffbau haben fast lediglich den Wert von Vergleichsrechnungen; es sind nämlich entweder — wie bei der Rechnung für die gesamte Längsfestigkeit — die auftretenden Beanspruchungen nur unsicher festzulegen, oder aber es ist, wie bei Berechnungen von Einzelteilen (Decksbalken, Unterzügen, Schotten), das Zusammenwirken der genieteten Konstruktionsteile verwickelt und rechnerisch schwer faßbar; die rechnungsmäßig auftretenden Spannungen stellen daher nur selten in ihrer Größe einwandfreie Werte dar; ihre Bedeutung liegt vielmehr in der Möglichkeit, sie als Vergleichszahlen zu benutzen, die unter ähnlichen Bedingungen bei verschiedenen Konstruktionsarten durchaus einwandfrei zulässig ist.

Mit der Erkenntnis, daß es sich bei Festigkeitsrechnungen nur um Vergleiche handelt, fällt auch für den im Hoch- und Maschinenbau üblichen Begriff des Sicherheitsgrades jede feste Grundlage fort, auch er bleibt ein Vergleichswert, der mit den Annahmen schwankt. Aus diesem Grunde ist der übliche Begriff:

$$\text{Sicherheit} = \frac{\text{Zugfestigkeit}}{\text{tatsächliche Spannung}}$$

für den Schiffbau wenig verwendbar. Weit bedeutungsvoller als die Zugfestigkeit ist im Schiffbau die Fließgrenze des verwendeten Materials, welche im allgemeinen nicht erreicht werden darf. Bei Beurteilung der errechneten Vergleichswerte für die Beanspruchung kommt es daher vor allem darauf an, sie zur Fließgrenze in Beziehung zu setzen. Die Sicherheit der Rechnung im Sinne des Begriffes

$$\text{Sicherheit} = \frac{\text{Fließgrenze}}{\text{tatsächliche Beanspruchung}}$$

ist bei den verschiedenen Rechnungsarten sehr verschieden; bei der Längsfestigkeit schwankt sie zwischen 1 und 2, geht bei kleineren Schiffen unter günstigen Annahmen bis etwa 3,5; es liegt eben in den verschiedenen Annahmen selbst eine mehr oder minder große Sicherheitsreserve. Die tatsächlich vorhandene Sicherheit ist im Schiffbau durch die Verknüpfung der Betriebserfahrung mit der Vergleichsrechnung gewährleistet.

Bei der Beurteilung von Festigkeitsfragen darf im Schiffbau nur mit normalen Beanspruchungen gerechnet werden, sowohl für die gesamte Längs- und Querstabilität als auch für Einzelteile (Wasserdruck auf Schotte und Innenboden). Gegen außergewöhnliche Beanspruchungen — Zusammenstoß, Strandung usw. — können Schiffe nicht konstruiert werden, weil diese Beanspruchungen

<sup>1)</sup> Vgl. F. Pietzger: Festigkeit der Schiffe. Berlin: Mittler & Sohn 1911. — Lienau: Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Frachtdampfer. Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1913. — Murray: The Strength of Ships. New York 1916.

außerhalb jeder Berechnung liegen und selbst unter mäßiger Annahme zu Gewichten führen würden, die bei einer wirtschaftlichen Ausnutzung des Schiffes nicht möglich sind.

## B. Schiffbaumaterialien und ihre Festigkeitseigenschaften.

Im Schiffbau kommen hauptsächlich zur Verwendung:

a) Gußeisen: aus grauem Roheisen mit 2,5 bis 4,5 vH Kohlenstoff, von welchem 0,5 bis 1,5 vH chemisch gebunden sind, 2 bis 4 vH Silizium, 0,5 bis 2 vH Mangan sowie Spuren anderer Verunreinigungen.

b) Schmiedbares Gußeisen: Eisengußteile, denen durch mehrtägige Einwirkung von Eisenoxyd (Roteisenstein) unter gleichzeitiger Erhitzung ein Teil des Kohlenstoffes entzogen ist, wodurch die Sprödigkeit beseitigt wird.

c) Schweißisen (Schweiß-Schmiedeeisen): aus Roheisen mittels Puddelprozeß im Flammofen hergestellt, dann in Blöcke geschmiedet oder gewalzt. Enthält 0,1 bis 0,4 vH Kohlenstoff, 0,05 bis 0,5 vH Silizium, unter 1 vH Mangan, bis 4 vH Schlacke; schweißbar. Schweißisen wird fast nur noch für Ketten verwendet, bei denen seine hervorragende Schweißbarkeit voll zur Geltung kommt.

d) Schweißstahl: wie vor, aber mit 0,4 bis 2 vH Kohlenstoff; härtbar.

e) Flußstahl (bis vor kurzem Flußeisen genannt): aus Roheisen mittels Flammofen (Siemens-Martin-Verfahren) oder Birnenverfahren (Bessemer oder Thomas) vollständig entkohlt und desoxydiert. Durch hiernach erfolgenden Kohlenzusatz auf 0,1 bis 0,4 vH Kohlenstoffgehalt gebracht, unter 0,08 vH Silizium. Infolge der vollständigen Desoxydation nahezu schlackenfrei und wertvoller als Schweißisen. Hat seit etwa 1890 das Schweißisen im Schiffbau ersetzt; wird auch Schiffbaustahl genannt; schweißbar.

f) Spezialflußstahl: wie vor, mit 0,4 bis 1,0 vH Kohlenstoffgehalt. Fester, aber auch härter als vorgenanntes Material; härtbar.

g) Nickelstahl: Niedrigprozentiger Ni-Stahl mit 1 bis 3 vH Ni als Konstruktionsmaterial; mittlerer Ni-Stahl mit 5 vH Ni für Panzerdecks usw., hochprozentiger Ni-Stahl mit 25 vH Ni für Vertikalpanzerung und Sonderzwecke. Durch Zusatz von Ni und Spezialbehandlung aus Flußstahl hergestellt. Enthält bis 3 vH gebundenen Kohlenstoff.

h) Hochwertiger Walzstahl: Durch ähnliche Verfahren hergestellt wie Flußstahl, hat auch ähnliche Zusammensetzung, ist jedoch durch verbesserte Methoden der Herstellung reiner von Beimengungen und steht zwischen Flußstahl und Elektrostahl.

i) Elektrostahl: Aus Flußstahl durch Behandlung im elektrischen Ofen hergestellt. Ist — weil sorgfältigste Reinhaltung von allen nicht beabsichtigten Beimengungen möglich — ein sehr hochwertiges Konstruktionsmaterial.

k) Stahlformguß (Tiegelformguß, Kleinbessemerstahlguß, Elektrostahlguß, Martinstahlguß): Gußstücke aus den genannten Flußeisen- oder Flußstahlarten mit ähnlicher Zusammensetzung, aber infolge des Gußverfahrens etwas abweichenden Festigkeitseigenschaften (poröser, spröder).

l) Bronzen, Rotguß, Messing, verschiedenartigster Zusammensetzung und Eigenschaften. Da sie im eigentlichen Schiffbau verhältnismäßig wenig verwendet werden, erübrigt sich ein genaueres Eingehen (vgl. Allgemeine Festigkeitslehre, S. 469; und Hütte, 22. Aufl., Bd. I, S. 678).

m) Zimmer- und Nutzholzer (vgl. Allgemeine Festigkeitslehre, S. 469).

Über die Beschaffenheit, Prüfung und Abnahme der Baustoffe sind

für Handelsschiffe vom Germanischen Lloyd,  
für Kriegsschiffe von der deutschen Kriegsmarine

Vorschriften erlassen.

Die „Materialvorschriften“ des Germanischen Lloyd behandeln Schweiß-eisen, Stahl (Fluß-eisen) und Stahlguß, und zwar in der Form von Platten, Profil- und Nietstangen, Niete, Schmiede- und Gußstücken; die „Materialvorschriften“ der deutschen Kriegsmarine außerdem noch Panzer und Panzerbolzen, Bleche, Stangen und Rohre aus Kupfer und Kupferlegierungen, Gußstücke aus Messing und Bronze, ferner Nutzhölzer, Marineleim, Gegenstände aus Gummi und Asbest, Filz, Tauwerk, Segeltuch und endlich Anker und Ketten<sup>1)</sup> der Kriegsschiffe. Die Prüfungen erstrecken sich:

1. auf die äußere Beschaffenheit der Stoffe, die in der Regel durch einfache Besichtigung festgestellt werden kann;
2. auf die Übereinstimmung der Maße und Gewichte der Stoffe mit den verlangten, welche durch Aufmaß und Wägung nachzuweisen ist;
3. auf die inneren Eigenschaften: Bestandteile<sup>2)</sup>, Festigkeit, Dehnbarkeit, Verhalten im geglühten Zustand mit und ohne plötzliche Abkühlung, Verhalten gegen Stoß, Schlag und Erschütterung und endlich, bei gegossenen Stücken, Dichtigkeit. Zur Ermittlung dieser Eigenschaften, welche namentlich von jeder Art von Metallen gefordert werden, stellt man Zerreißproben, Biege-, Schmiede- und Fall-, Druck- oder Schlagproben an, bei zusammengesetzten Stoffen auch noch chemische Analysen und bei Panzerplatten Schießversuche, deren Ergebnis die Grundlage für das abzugebende Urteil bildet.

Bei ungenügendem Ausfall dieser Proben sind in der Regel Wiederholungen zulässig.

Die Baustoffe, welche nach den Proben den Anforderungen genügen, werden zum Zeichen der erfolgten Abnahme mit einem Stempel (Abnahmestempel) versehen; die ungenügenden werden verworfen und müssen auch als solche gekennzeichnet werden, was ebenfalls durch Stempelung geschieht.

Seitens des Germanischen Lloyd werden die Prüfungen auf dem liefernden Werke vorgenommen, in dessen Vorteil es liegt, vor der Absendung der bestellten Stücke zu wissen, ob sie den Anforderungen genügen, weil sie andernfalls durch Rück- und Ersatzsendung doppelte Frachtkosten haben würden.

In Gegenden besonders lebhafter Hütten- und Walzwerkstätigkeit sind deshalb sowohl vom Germanischen Lloyd als auch von den fremdländischen Klassifikationsgesellschaften und der deutschen Kriegsmarine Abnahmebeamte angestellt.

Gewöhnlich werden die Prüfungen auf dem liefernden Werke vorgenommen, in dessen Vorteil es liegt, vor der Absendung der bestellten Stücke zu wissen, ob sie den Anforderungen genügen, weil sie andernfalls durch Rück- und Ersatzsendung doppelte Frachtkosten haben würden.

In Gegenden besonders lebhafter Hütten- und Walzwerkstätigkeit sind deshalb sowohl vom Germanischen Lloyd als auch von den fremdländischen Klassifikationsgesellschaften und der deutschen Kriegsmarine Abnahmebeamte angestellt.

In Ergänzung der Angaben in den Tabellen S. 486 bis 487 über Zusammensetzung, Herstellung und Eigenschaften der gebräuchlichsten Schiffbaumaterialien genügen einige kurze Hinweise über Materialbehandlung und die im Schiffbau zulässigen Beanspruchungen.

Joggeln, Bördeln, Schneiden, Stanzen machen das Material in dem der Behandlungsstelle nahe gelegenen Bereich spröde. Beim Schneiden ist dieser Bereich klein, meist wird das beeinflusste Material weggehobelt. Beim Joggeln und Bördeln reicht der Einfluß weiter. Hierauf ist bei der Anwendung dieser Bearbeitungsarten in ungünstig beanspruchten Teilen zu achten. Der Einfluß des Stanzens von Nietlöchern wird durch das Versenken oder durch Ausglühen des betreffenden Materials durch die glühenden Nieten beseitigt. Dies ist durch Versuche des R.M.A. und des G.L. bewiesen<sup>3)</sup>.

<sup>1)</sup> Vgl. Prüfung der Anker und Ketten.

<sup>2)</sup> Bei Metallegierungen und organischen Stoffen.

<sup>3)</sup> S. Pietzker: S. 59.

**Festigkeits- und Elastizitätswerte von Schiffbaumaterialien**  
 [alle Werte in kg/mm<sup>2</sup>].

a) Metalle, mittlere Werte.

Material	Festigkeit gegen			Proportionalitätsgrenze $\sigma_p$	Obere Fließ- bzw. Quetschgrenze $\sigma_f$	Elastizitätsmaß $E = \frac{1}{\alpha}$	Dehnung vH
	Zug $K_z$	Druck $K_d$	Schub $K_s$				
Gußeisen . . . . .	S. Seite 468						
Schweißeisen . . . . .	32-35	32-35	28-30	15-17	24-26	2 000 000	15-30
Flußstahl (Schiffbaustahl)							
a) Bleche und Profile .	45	45	33	23	30,5	} 2 150 000	25
b) Bördelmaterial . . .	36	36	28	20	25,5		30
c) Nietenmaterial . . .	42	42	35	21	29,0		28
Spezialflußstahl (Spezialschiffbaustahl)							
a) Bleche und Profile .	56	56	42	33	34,5	} 2 150 000	20
b) Nietenmaterial . . .	56	56	45	33	34,5		23
Hochwertiger Walzstahl							
a) Baustahl St. 48 . . .	48-53	—	—	26-30	28-33	} 2 150 000	18-20
b) F-Stahl . . . . .	49-56	—	36-40	—	35-41		26-30
c) Britischer hochelastischer Stahl	47-55	—	—	23-26	30-34		20
Elektrostahl . . . . .	63	63	47	39	50	2 150 000	23
Nickelstahl (2-2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> vH)	60	60	44	35	44	2 120 000	18

b) Materialprüfungsanforderungen der Deutschen Kriegsmarine.

Material	Verwendung	Zugfestigkeit $K_z$	Fließgrenze <sup>1)</sup> $\sigma_f$	Dehnung vH	Bemerkungen		
Gußeisen aus grauem Roheisen	} Maschinen- und Schiffsguß	(34 kg Biegefestigkeit)			} 22	} 1) Praktische Elastizitätsgrenze s. S. 467. 2) Nur für Probelieferungen festzustellen, welche zu machen sind, um in die Lieferantenlisten aufgenommen zu werden. 3) Höhere Festigkeit ist gestattet, wenn für je 100 kg Mehrfestigkeit 1 vH Mehrdehnung vorhanden ist. 4) 20 vH für Material für Schmiedestücke, 22 vH für fertige Schmiedestücke.	
Schmiedbar. Tiegelformguß, Elektrostahlguß		>35	>20 <sup>2)</sup>	>20 <sup>4)</sup>			
Martinstahlguß I		} oder Klein-Bessemerstahlguß gl. Qualität	40-50	>20 <sup>2)</sup>			>18
Martinstahlguß II			50-55	>25 <sup>2)</sup>			>13
Martinflußeisen I	} oder Elektro- stahl gl. Qual.	a) Material für Schmiedestücke,	40-47 <sup>3)</sup>	>22 <sup>2)</sup>	20 <sup>4)</sup>		
Martinflußeisen II		b) Fertige Schmiedestücke	45-52 <sup>3)</sup>	>25 <sup>2)</sup>	>20		
Martin-sonderstahl			52-60 <sup>3)</sup>	>30 <sup>2)</sup>	>18		
Tiegelstahl . . . . .			45-52 <sup>3)</sup>	>25 <sup>2)</sup>	>20		

Material	Verwendung	Zugfestigkeit $K_z$	Fließgrenze $\sigma_f^{1)}$	Dehnung $vH$	Bemerkungen
Niedrigprozentiger Ni-Stahl (1–3 vH)	Fertige Schmiedestücke	45–52	$>30^{2)}$	$>20$	1) Vgl. vorige Seite. 2) Vgl. vorige Seite.
Mittelprozentiger Ni-Stahl (4–5 vH)		52–70	$>38^{2)}$	$>18$	
Hochprozentiger Ni-Stahl (25 vH)		$>58$	$>25^{2)}$	$>28$	
Hochfester Konstr.-Stahl (Chromnickel usw.)		I II	$>60$ $>70$	$>42^{2)}$ $>50^{2)}$	
Martinflußeisen I 8 mm (Schiffbaustahl I)	Schiffsbleche und Profile (Teile, welche geschweißt werden)	34–41		$>21$	
8–12 „				$>23$	
12 „				$>25$	
Martinflußeisen II 8 mm (Schiffbaustahl II)	Schiffsbleche und Profile (normales Material)	41–49		$>18$	
8–12 „				$>20$	
12 „				$>22$	
Martinflußstahl 8 mm (Schiffbaustahl III)	Schiffsbleche und Profile (Sondermaterial)	$>55$	$>34$	$>16$	
8–12 „				$>16$	
12 „				$>16$	
Schweißeisen 7–25 mm	Nietstangen	$>37$ $>35$		$>18$	Nieten aus gleichem Material 2800 kg Abscherfestigkeit
$>25$ „				$>18$	
Martinflußeisen		36–42		$>22$	Abscherfestigkeit für Nieten 3000–3500 kg
Martinflußeisen $<10$ mm	Kesselprofile	41–49		$>20$	Gütezeiffer: $K_z/100 + \text{Dehnung (vH)}$ $>69$
$>10$ „				$>22$	
				$>20$	
	Kesselmantelbleche	42–51		$>20$	$>64$
	Kesselfeuer- und Bördelbleche	34–41		$>25$	$>62$
Niedrigprozentiger Ni-Stahl 12–20 mm	Schiffsbleche	$>55$ $>48$	$>40$ $>30$	$>15$	Beschußprobe maßgebend
$>20$ „				$>18$	
Hochprozentiger Ni-Stahl	Vertikalpanzer				Nur Beschußprobe
Hochprozentiger Ni-Stahl (unmagnetisierbar)	gemäß Bauvorschrift	$>58$		$>28$	

c) Materialprüfungsanforderungen des Germanischen Lloyd<sup>1)</sup>.

Material	Verwendung	Zugfestigkeit $K_z$	Dehnung $v_H$	Bemerkungen		
Schweiß-eisen	Steven und Kiele	>32	>15	Außerdem Kaltbiegeprobe		
	Wellen- u. Ruderteile	bei 32	>18			
		33	>17			
		34	>16			
35		>15				
	Fertige Niete, Niet-eisenstangen, Anker- u. Stehbolzenstangen	>35	>15	Außerdem Kaltbiege-, Stauch- und Lochprobe		
	Kesselfeuerbleche	36–40	>20	Längs der } Faser. { Für je 2 mm größere Quer zur } Dicke als 25 mm Längs der } 0,5 kg geringere Quer zur } Festigkeit zulässig. Warm- und Kaltbiegeprobe, Schmiede- und Lochprobe		
	Kesselförderbleche	34–40	>15			
		35–40	>15			
		33–40	>12			
Flußeisen	Schiffs-bleche u. Profile	$\left\{ \begin{array}{l} < 5 \text{ mm} \\ 5-10 \text{ „} \\ > 10 \text{ „} \end{array} \right.$	41–49	>14	Außerdem Härtingsbiegeprobe und für Winkel Kaltbiegeprobe	
				>16		
				>20		
		Fertige Niete und Nieteisenstangen	34–37	>25		Außerdem Kaltbiege-, Stauch- und Lochprobe
		Geschweißte Masten, Davits, Deckstützen, Ladebäume	wie Kesselmaterial			Außerdem Hartbiegeprobe
		Deckstützen	>55	>15		Nach Mannesmannpilgerverfahren hergestellt
		Kiel, Ruderteile, Steven	35–39	$\left\{ \begin{array}{l} >35 \\ >25 \\ >21,5 \\ >20 \end{array} \right.$		Bei 50 mm Meßlänge } außerdem Här- 100 „ „ } tungsbiege- 150 „ „ } probe 200 „ „ }
	Wellenleitung	40–50				
	Spezialwellen für Verbrennungsmotoren	56–70 71–85 86–100	18–16 15–13 12–10	Außerdem Kaltbiegeprobe		
Martin-flußeisen	Kesselbleche und Winkel	54–46	>20	Unterschied zwischen Mindest- und Höchstfestigkeit 6–8 kg höchstens. Bördelbleche bis 41 kg, in Sonderfällen 47 kg. Mantelbleche 54 kg, in Sonderfällen mehr. Bleche Härtingsbiegeprobe. Winkel Härtings- und Kaltbiegeprobe		
		45	>21			
		44	>22			
		43	>23			
	42	>24				
	41–37	>25				
	36	>26				
	35	>27				
	34	>28				
	Anker- und Stehbolzenstangen	34–47			Dehnung wie für Kesselbleche	
	Nieteisenstangen	34–41	>25	Ausnahmsweise bis 47 kg. Dehnung wie für Kesselbleche. Kaltbiege- und Härtingsbiegeprobe, Stauch- und Lochprobe		
Stahlform-guß	Steven- und Ruderteile	40–55	>25	Bei 50 mm Meßlänge } außerdem Kalt- 100 „ „ } biegeprobe, Fall- 150 „ „ } und Hammer- 200 „ „ } probe		
			>19			
			>16			
			>15			
			>15			

<sup>1)</sup> Wo nicht besonders angegeben, gilt eine Zerreißlänge von 200 mm. Über Spezialmaterialien für Schiffbau und Wellenleitungen werden Anforderungen im Einzelfalle vereinbart. Einzelheiten und Vorschriften für Wasserrohrkesselrohre, Dampfrohe, Druckluftbehälter siehe Bauvorschriften des Germanischen Lloyd.

Bei Beurteilung der zulässigen Beanspruchung ist die Fließgrenze, oberhalb welcher das Material bei einmaliger Überlastung bleibende Formänderungen erleidet und bei häufig wiederholter Überlastung bricht, von größerer Bedeutung als die Zerreißgrenze (vgl. Bemerkungen S. 467 über Bestimmung der Fließgrenze). Für die Abnahme des Materials wurde bisher die Zerreißprobe als genügend angesehen, weil die Fließfestigkeit für ein Material bestimmter Zerreißfestigkeit einen gewissen Bruchteil dieser Zerreißfestigkeit nicht unterschreitet. So ergaben sich aus je etwa 200 Zerreißversuchen für Marinematerial:

	Zerreißfestigkeit	Fließgrenze (praktische Elastizitätsgrenze s. S. 467)
Schiffbaustahl I 34–41 kg/mm <sup>2</sup> Zerreiß- festigkeit	Maximum $\approx$ 4100 kg/cm <sup>2</sup>	3450 kg/cm <sup>2</sup>
	Durchschnitt „ 3800 „	2600 „
	Minimum „ 3400 „	1920 „
Schiffbaustahl II 41–47 kg/mm <sup>2</sup> Zerreiß- festigkeit	Maximum „ 4700 „	3660 „
	Durchschnitt „ 4400 „	2795 „
	Minimum „ 4100 „	2170 „

Etwa 800 Zerreißversuche von Material, das den Vorschriften des G.L. entsprach, ergaben

	Zerreißfestigkeit	Fließgrenze (praktische Elastizitätsgrenze s. S. 467)
Schiffbaustahl 41–49 kg/mm <sup>2</sup> Zerreiß- festigkeit	Maximum $\approx$ 4900 kg/cm <sup>2</sup>	4000 kg/cm <sup>2</sup>
	Durchschnitt „ 4500 „	3050 „
	Minimum „ 4100 „	2250 „

Als obere Grenze der zulässigen Beanspruchung ergibt sich für Marinematerial 2000 kg/cm<sup>2</sup>, falls in den betreffenden Bauteilen eine bleibende Formänderung nicht auftreten darf, für Material nach den Vorschriften des G.L. gleichfalls etwa 2000 kg/cm<sup>2</sup>.

Die Werte der obigen Tabellen zeigen indessen, daß die Fließgrenze doch zwischen etwa 55 und 80 vH der Zerreißfestigkeit schwankt. Man geht daher immer mehr zu regelmäßigen Prüfungen der Fließgrenze über und richtet die Bestrebungen bei der Erzeugung von hochwertigen Konstruktionsstählen auch auf die Verbesserung des Verhältnisses zwischen Fließgrenze und Zerreißfestigkeit.

Unter Berücksichtigung der nötigen Sicherheit können bei Kriegsschiffen nach Pietzker für einzelne Konstruktionsteile etwa folgende Durchschnittswerte angenommen werden:

#### Zulässige Beanspruchung für Druck und Zug.

Normale Verbandteile . . . . .	1500 kg/cm <sup>2</sup>
Versteifungen wasserdichter Schotte . . . . .	2500 „
Geschützunterbauten . . . . .	1000 „
Öldichte Teile . . . . .	1200 „
Gesamte Längsfestigkeit s. S. 477.	

Die zulässige Schubbeanspruchung ist etwa  $\frac{3}{4}$  so groß anzunehmen. Zulässige Nietbeanspruchung s. S. 498.

Für Handelsschiffe sind die zulässigen Beanspruchungen im allgemeinen ähnlich hoch. Es ist bei der Durcharbeitung von Handelsschiffbauteilen stets vergleichsweise auf die vorschriftsmäßigen Verbände zurückzugreifen, da für

die Durchbildung nicht allein die zulässige Spannung, sondern auch das Zusammenwirken von Bauteilen und Platzfragen maßgebend sind; so sind z. B. die Beanspruchungen in langen schweren Unterzügen geringer als in kürzeren gleicher Art; würde man bei ihnen mit der Spannung gleich hoch gehen, so würden sie sich soweit durchbiegen, daß sie tatsächlich keine wirksame Unterstützung für die Balken mehr abgäben, und diese hätten die Last zum größten Teil selbst zu tragen; oder aber man müßte die langen Unterzüge so hochstegig ausbilden, daß sie den Raum behindern. Im übrigen rechnet man für Vergleichsrechnungen bei Decks mit einer Belastung durch Ladung bzw. durch Wasserdruck etwa wie folgt:

Freies Deck . . . . .	1,35 t/m <sup>2</sup>
Weldeck. . . . .	1,5 „
Untere Decks von 2,5 m Höhe . . . . .	1,8 „
„ „ unter 2,3 „ „ . . . . .	1,65 „
„ „ „ 2,5 „ „ . . . . .	$h \frac{1,8}{2,5}$ „

Die Höhe der zulässigen Beanspruchung ist ferner sehr davon abhängig, ob es sich um einzelne rechnerisch klar erkennbare Teile oder um genietete verwickelte Verbände handelt (genietete Träger haben ein kleineres Widerstandsmoment als gewaltzte, werden also bei rechnerisch gleichem Querschnitt höher beansprucht), ob die grundlegenden Annahmen über Belastung und Einspannungszustand klar zu fassen sind oder nicht; je verwickelter der betreffende Fall liegt, um so niedriger muß man die Beanspruchung wählen. Bauteile, bei denen mit Sicherheit damit zu rechnen ist, daß ihre Belastung bei eintretender Formänderung von andern Verbänden gut aufgenommen wird, dürfen mit geringerem Sicherheitsgrad (also höherer Beanspruchung) gebaut werden als solche, bei denen eintretender Bruch den Zusammensturz der Konstruktion nach sich zieht. Bei Beurteilung der Beanspruchung vieler Verbände ist zu berücksichtigen, daß sie gleichzeitig verschiedenen Beanspruchungen ausgesetzt sind, die teilweise gegeneinander wirken, z. B. Boden durch Wasserdruck und Längsbiegung, Unterzüge durch Deckslast und Längsbiegung. Der Schiffskörper ist im elastischen Zusammenhang seiner Verbandteile ein rechnerisch schwer zu fassendes Gebilde; auch für Einzelteile haben Rechnungen daher im wesentlichen nur Vergleichswert. Dieser ist aber von hoher Bedeutung, da rechnerische Durcharbeitung in vielen Fällen die Zulässigkeit von Materialersparnis erweist.

Hochwertige Materialien (s. Tabelle S. 486) haben wesentlich höhere Festigkeiten als Normalmaterial und im allgemeinen zudem ein günstigeres Verhältnis von Fließgrenze zur Zerreißfestigkeit, man könnte also die Beanspruchungen prozentual noch mehr steigern, als die Zerreißfestigkeit überlegen ist. Da ein großer Teil des Schiffskörpers auf Knickung und Wellenbildung beansprucht wird, kommen die Festigkeitsvorteile nicht voll zur Geltung, weil das Elastizitätsmaß bei der Knickfestigkeit eine größere Rolle spielt als die Fließgrenze, dieses bei Sondermaterial aber etwa nur ebenso groß ist wie bei Normalmaterial. Bei Bausystemen mit verbesserter Aussteifung der Längsplatten kommen die Vorteile hochwertigeren Materials besser zur Geltung als bei den üblichen Querspannenbauarten. Die Herstellung hochwertiger Baustoffe hat in den letzten Jahren große Fortschritte gemacht, und es bestehen Aussichten, daß es bei hochwertigen Schiffen in weitem Maße zur Einführung gelangen wird<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> S. High Elastic Mild Steel and its General Applications. Vortrag von Barr - Martin Wall: T. I. N. A. 1924; und Schlatter: Die Verwendung hochwertigen Baustahles im Schiffbau. Werft Reederei Hafen 7. Febr. 1926.

### C. Anwendung allgemeiner Festigkeitsbegriffe auf die Eigenarten der Schiffbaukonstruktion.

Die Verwendung dünner Platten, meist ohne wesentliche Versteifungen, ergibt für die Schiffbaukonstruktionen Bedingungen, die bei andern Bauten nicht auftreten. Proportionalität von Spannung und Dehnung, wie sie im Hooke'schen Gesetz (S. 466) bis zur Proportionalitätsgrenze festgelegt ist, tritt für die im Schiffbau verwendeten Materialien annähernd bis zur Fließgrenze auf; bis an die Fließgrenze dürfen deshalb im allgemeinen die Beanspruchungen nahezu heranreichen. Im Schiffbau geht man in vielen Ausnahmefällen über die Fließgrenze, ja sogar über die Zerreißgrenze hinaus; Bedingung für derartige Fälle ist nur, daß kein Bruch eintritt und die auftretende bleibende Formänderung für die Gesamtwirkung der Konstruktion unschädlich ist. Solche Formänderungen, die nur durch ausnahmsweise Beanspruchung entstehen dürfen, können z. B. an Schotten, wasserdichten Innenböden und wasserdichten Decks auftreten. Ein mehrfacher Wechsel von Zug- und Druckspannungen darf hierbei nicht vorkommen, da sonst Bruch erfolgt. Die Zulässigkeit solcher Beanspruchungen erklärt sich daraus, daß infolge geringer Formänderung Einspannungszustände eintreten, die von den ursprünglich vorliegenden grundsätzlich verschieden sind. Mit der Formänderung fallen dann die hohen Spannungen fort.

Wie hoch die Beanspruchung im ursprünglichen Einspannungszustand sein darf, um nach geringer Formänderung haltbare Konstruktionen zu ergeben, ist rechnerisch nicht zu ermitteln; hierfür lassen sich durch Versuch und praktische Erfahrung nur Vergleichswerte festlegen. Es können beispielsweise bei Kriegsschiffen auf Grund ihres ursprünglichen Einspannungszustandes durch Wasserdruck beansprucht werden<sup>1)</sup>:

1. Plattenstreifen von Querschotten 6 bis 8 mm stark . . . . .	2000 bis 3000 kg/cm <sup>2</sup>
2. Innenboden 8 bis 9 mm stark . . . . .	7000 „ 7500 „
3. Außenhaut 16 bis 18 mm stark . . . . .	2000 „ 2500 „
4. Wasserdichtes Spant im Innenboden 9 mm stark . . . . .	5000 „ 7000 „
5. Schottsteifen . . . . .	2500 „

wobei die größeren Werte zu den dünneren Platten gehören.

Bei 1. findet die Beanspruchung zwischen zwei Auflagen statt; der zuerst nur auf Durchbiegung beanspruchte Streifen wird sehr bald zum gezogenen. Bei 2. und 3. tritt zur Wasserdruckbeanspruchung die Beanspruchung durch das Biegemoment der gesamten Längsfestigkeit hinzu; im übrigen handelt es sich bei 2. um eine an allen vier Seiten eingespannte Platte, bei der die Höchstbeanspruchung nur an einer Stelle, in der Mitte der langen Seite, auftritt, also nur örtlich begrenzt wirkt; zudem handelt es sich um einen Konstruktionsteil, der nur im Havariefall voll zu tragen hat. Bei 3. liegt ähnliche Beanspruchungsart vor wie bei 2., es handelt sich aber um einen ständig belasteten Konstruktionsteil, außerdem um wesentlich größere Plattenstärke, bei der man die Änderung der Beanspruchung durch die Durchbiegung nicht in gleichem Maße in Rechnung stellen darf wie bei 3.; die Beanspruchung muß daher wesentlich niedriger gehalten werden. Bei 4. handelt es sich um annähernde Auflage, Hauptbeanspruchung in der Diagonale, also nur örtlich und zudem Belastung nur im Havariefall. Fall 5. Schottsteifen können naturgemäß nicht so hoch beansprucht werden wie Bleche, weil bis zur genügenden Herstellung des geänderten Einspannungszustandes zu große Formänderungen, evtl. Bruch eintreten könnte. Je geringer die Dicke eines auf Biegung beanspruchten, an den Enden festgehaltenen Bleches oder die Höhe eines sonstigen Konstruktionsteiles ist, um so höher kann die rechnerische Überschreitung der Fließgrenze sein; es

<sup>1)</sup> S. Pietzker: S. 5.

besteht hiernach ein durchaus logischer Zusammenhang zwischen obigen so verschiedenen Werten, der gültige Schlüsse für weitere ähnliche Fälle zuläßt.

Maßgebend für die Höhe der zulässigen Beanspruchung ist der Umstand, für welchen die Annahme erfolgt: ein wasserdichtes Schott darf gegebenenfalls nach Durchbiegung leicht lecken, aber nicht brechen, ein Querschott eines Brennöltanks nicht im geringsten durchgebogen werden, da sonst die Öldichtigkeit der Nietung sofort leidet.

Außer einer Änderung des Einspannzustandes ergibt sich in manchen Fällen nach geringer Formänderung gleichzeitig eine Änderung der Last-

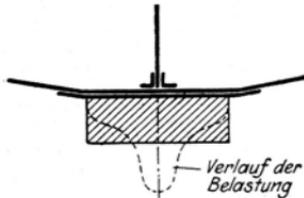


Abb. 432.

wirkung durch Verringerung des Druckes auf den durch die Formänderung beeinflussten Teil. So wird z. B. eine zwischen Mittelkiel und Stapelklotz eingespannte Flachkielplatte nach geringer Durchbiegung durch die Stapelklötze nicht mehr gleichmäßig, sondern in der Mitte stärker als am Rande der Stapelklötze beansprucht (Abb. 432). Es ergeben sich hierbei wesentlich geringere Momente als bei der theoretisch gleichmäßigen Belastung.

In anderen Fällen ändern sich die Hebelarme bei Biegungsbeanspruchungen nach dem Eintritt der Formänderung, also auch hier werden die Momente kleiner als im ursprünglichen Zustand.

Verteilung der Last auf zusammenwirkende Teile, die im Schiffbau außerordentlich häufig auftritt, ist rechnerisch nur zu erfassen, wenn bei keinem der Teile ein Überschreiten der Fließgrenze auftritt. Grundlage der Rechnung ist dabei die Tatsache, daß die gleiche Formänderung in den beiden (oder mehr) zusammenwirkenden Verbandteilen auftritt. Als einfachster Fall ist die Lastverteilung auf zwei sich kreuzende, im Angriffspunkt der Last miteinander verbundene Träger verschiedener Länge und verschiedener Trägheitsmomente im Abschnitt über allgemeine Festigkeit erläutert (S. 480, Abb. 431). Entsprechend sind die Rechnungen bei verwickelteren Verhältnissen, wenn verschiedene Einspannungsarten und mehr als zwei zusammenwirkende Verbandteile auftreten.

Entscheidend für die Größe der rechnungsmäßigen Belastung ist es, ob ein Verbandteil an seinem Befestigungspunkt als eingespannt angesehen werden kann oder ob er nur aufliegt. Die Größe der Biegemomente und der Durchbiegungen für gleichmäßig verteilte Last, um welche es sich bei wasserdruckbeanspruchten Teilen fast durchweg handelt, sowie für proportional anwachsend verteilte Last (Schottenbelastung der Höhe nach) ist in der allgemeinen Festigkeitslehre (S. 477 ff) gegeben. Einspannung ergibt z. B. bei gleichmäßig verteilter Last  $\frac{2}{3}$  so große Momente und Spannungen und nur  $\frac{1}{5}$  so große Durchbiegung wie Auflage (Abb. 429 u. 430). Genaue Festlegung, ob es sich bei Schiffskonstruktionsteilen um Einspannung oder Auflage handelt, ist in vielen Fällen nicht möglich. Vollständige Einspannung tritt im allgemeinen nur auf, wo Bauteile auf festen Stützen durchlaufen (wie z. B. bei wasserdruckbeanspruchten Platten, die von Profilen getragen werden), so daß im Einspannungspunkt die Richtung der Tangente an die elastische Linie im belasteten und unbelasteten Zustand die gleiche ist. Verwickelter ist die Entscheidung, ob Einspannung oder Auflage vorhanden ist, bei den Endpunkten von Konstruktionsteilen. Einfache Verbindung durch Winkel (z. B. Schottwinkel) kann nur als Auflage angesehen werden. Sind die Konstruktionsteile durch Knieleche verbunden, die selbst genügend stark sind, um das auf sie ausgeübte Moment ohne Überschreitung der Fließgrenze an das Widerlager zu übertragen, so bleibt zu untersuchen, ob dieses Widerlager den Druck des Knieleches ohne Überschreitung der Fließgrenze aufnehmen kann. Überschreitungen der Fließgrenze im Verbindungsknie

oder Widerlager ergeben Formänderungen, die sofort einen anderen Belastungszustand als feste Einspannung herbeiführen. Sogar elastische Formänderung kann unter Umständen nicht ganz unbedeutende Abweichung vom festen Einspannungszustand ergeben. Sind Verbindungsknie, Nietung oder Widerlager so schwach, daß wesentliche Überschreitungen (häufig bis zum vielfachen Betrage) der Fließgrenze auftreten, so liegt die Gefahr des Bruches bei ihnen doch nicht vor, weil nach anfänglicher Durchbiegung mehr oder minder freie Auflage eintritt, das Belastungsmoment also vom Träger selbst aufgenommen wird; natürlich wird der Träger in diesem Falle durch das Moment weit mehr beansprucht als bei Einspannung.

Je nach der Festigkeit der zusammenwirkenden Teile ergeben sich also folgende Fälle:

a) Festes Widerlager (Schottnie an schweren Unterzügen) mit fester Einspannung; b) nachgiebiges Widerlager (Schottnie auf Innenboden) mit vorwiegender Auflage; c) Träger und Widerlager annähernd gleich stark (Decksbalkenknie am Spant), so daß das Widerlager dem Druck des Trägers nachgibt. Hierbei spielen die Längenverhältnisse eine Rolle; wird z. B. das Spant eines Decksbalkens großer freier Länge durch ein dicht darunterliegendes Deck festgehalten, so wird für den Decksbalken überwiegende Einspannung vorhanden sein. Bedingung ist in allen Fällen von Einspannung, daß die Knie und die Vernietung die auftretenden Kräfte einwandfrei übertragen können. Je nach der Befestigungsweise ergibt sich also ein Vorherrschen von Einspannung oder Auflage, unter Umständen für Beanspruchung von beiden Seiten (Wasserdruck auf Schotten) entgegengesetzt. Träger, die mit einem Ende nur an nachgiebigen Platten befestigt sind (hierunter fallen Schottnie im allgemeinen), können nur als vorwiegend aufliegend angesehen werden. Den auf Grund dieser Anschauungsweise durchgeführten Rechnungen entsprechen die Ergebnisse von Schottbelastungsversuchen, die die Kriegsmarine durchgeführt hat, annähernd.

Sind durcheinander verlaufende Konstruktionselemente ganz oder teilweise durchschnitten, so entspricht die Art ihrer Verbindung im allgemeinen den oben genannten Fällen. Die Grundlage für die Rechnung ist also eine entsprechende Anschauungsweise über die Bedingungen des einzelnen Falles.

## D. Beanspruchungen im genieteten Blechträger.

Der genietete Blechträger hochstegiger und breitflanschiger Bauart ist das dem Schiffbau eigenste Konstruktionselement. Sein Verhalten gegen die reine Biegung kommt vor allem in Frage. Neben der Eigenart des Verhaltens dünner Platten als Steg und Flansch fordert die Herstellung durch Nietung Beachtung der Schubbeanspruchung.

Scherbeanspruchung im engeren Sinne, durch eine mit der Beanspruchung in gleicher Ebene liegende Kraft hervorgerufen (Scherenwirkung, Nietquerschnitte), wirkt über den ganzen beanspruchten Querschnitt gleichmäßig. Im Gegensatz hierzu ruft die Biegung eine Schubkraft hervor,



Abb. 433.

die nicht in der Ebene der Belastung liegt. Diese Schubkraft, über deren Verlauf im Träger man sich am besten durch die Vorstellung einer Verschiebbarkeit einzelner wagerechter Schichten des Trägers nach Art eines durchgebogenen Kartenspiels eine Anschauung gibt (Abb. 433), sucht die einzelnen Quadrate in einem senkrechten Schnitt durch den Träger rhombisch zu verzerren (Abb. 434). Dieses geschieht durch die hervorgerufenen aufeinander senkrecht stehenden Schubspannungen, die stets paarweise auftreten. Im Gegensatz zu den

Scherspannungen sind sie nicht gleichmäßig verteilt, sondern in der äußersten Faser gleich Null und haben in der neutralen Faser ihr Maximum. Ihre Größe wird der Höhe nach für jeden Punkt bestimmt durch

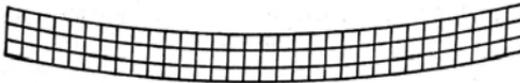


Abb. 434.

$$\tau = \frac{Q \cdot S}{J \cdot b} \quad (\text{vgl. S. 480}),$$

worin  $Q$  die in dem betreffenden Querschnitt wirkende Querkraft,

$S$  das statische Moment des außerhalb dieses Punktes liegenden Teiles, bezogen auf die Schwerpunktsachse,

$J$  das Trägheitsmoment des ganzen Querschnittes, bezogen auf die Schwerpunktsachse, und

$b$  die Breite des Trägers in dem betreffenden Punkte

darstellt.

Die Querkraft ist das Integral der Belastung und das Differential des Biegemomentes, also im Maximum des Biegemomentes gleich Null (vgl. die

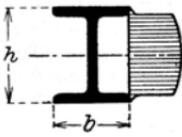


Abb. 435.

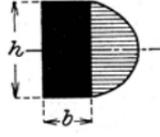


Abb. 436.



Abb. 437.

allgemeine Festigkeitsrechnung, bei der aus der Belastung die Querkraft und aus dieser das Moment ermittelt wird, S. 474).

Nach  $\tau = \frac{Q \cdot S}{J \cdot b}$  sind also bei dem hochstegigen breitflanschigen Schiffbau-träger die Schubspannungen fast gleichmäßig über die ganze Höhe verteilt und werden fast ausschließlich vom Steg aufgenommen (s. Abb. 435). Über Aufnahme der Scherkräfte durch die Nietung s. S. 498. Abb. 436 und 437 stellen Schubspannungsverteilung für Vierkantbalken und U-Eisen mit angenieteter Platte dar.

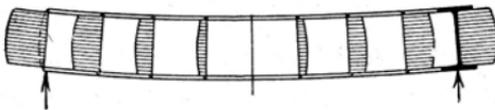


Abb. 438.

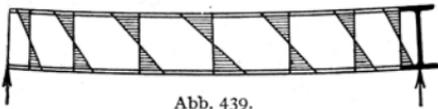


Abb. 439.

belasteten aufliegenden Träger durch die Biegung entstehenden Normal- (Zug- und Druck-) Spannungen sind nach Höhe und Länge wie in Abb. 439 verteilt.

Diese Normalspannungen und die Schubspannungen setzen sich zu einer idealen Hauptspannung zusammen. Ihre Größe ist (vgl. allgemeine Festigkeitslehre S. 481) für Flußeisen

$$\sigma_{\max} = 0,35 \sigma \pm 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 \tau^2}.$$

Diese Hauptspannungen treten wie die Schubspannungen paarweise und rechtwinklig zueinander auf, und zwar unter einem Winkel  $\delta$  zur Balkenachse, der bestimmt ist durch:

$$\text{tg } 2 \delta = \frac{\pm 2 \tau}{\sigma};$$

in der äußersten Faser liegen sie also parallel zur Balkenachse, in der neutralen Faser unter  $45^\circ$  zu ihr.

Aus der Verteilung der Schubkräfte beim Schiffbauträger ergibt sich, daß die Zusammenwirkung der an sich leicht durchzubiegenden Gurtungen mit dem an sich auch nicht sehr widerstandsfähigen Steg durch die Schubkräfte erzwungen

wird, und daß diese Schubkräfte über den Steg der Höhe nach fast gleichmäßig verteilt sind. Von einem einheitlichen Träger kann also nur gesprochen werden, wenn obere und untere Gurtungen vorhanden sind, die durch kräftige Stege oder genügende Diagonalen verbunden sind. Abstützung allein genügt nicht, es entsteht sonst

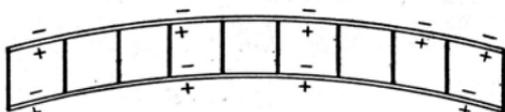


Abb. 440.

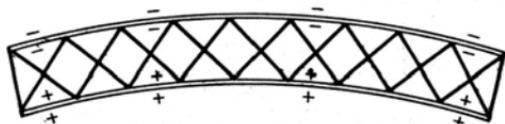


Abb. 441.

Durchbiegung nach Abb. 438 statt nach Abb. 439, in welchen + Druck, - Zug darstellt. Es wird also in diesem Falle jede Gurtung in sich gebogen. Es muß ferner, falls der Steg mit den Gurtungen zusammengenietet ist, diese Nietung annähernd ebenso fest gegen Abscherung sein, als wenn der Träger nur in der Mitte des Steges zusammengenietet ist (wie z. B. Spant und Gegenspant).

In der Beurteilung der Größe der Maximalspannungen wird man im allgemeinen keinen großen Fehler machen, wenn man statt der idealen Hauptspannung zunächst Druck und Zug nur in den Gurtungen und in ihrer Nähe, Schub nur in der neutralen Faser annimmt.

Aus der Verteilung der Spannungen ergibt sich, daß Ausschnitte im Steg eines frei aufliegenden Balkens nicht in der Nähe der Auflager, sondern möglichst in der Nähe des maximalen

Biegemomentes liegen müssen, da hier die Schubkräfte am kleinsten sind. Wo nennenswerte Schubkräfte bei derartigen Ausschnitten auftreten, muß der Zusammenhang mit den benachbarten Teilen des Steges durch Bänder hergestellt werden; außerdem müssen die Ecken durch Abrundung gegen Einreißen geschützt werden und Ersatz des fehlenden Materials durch Doppelungen geschaffen werden. Allen diesen Ansprüchen wird ein Ersatz nach Abb. 442 gerecht, bei dem die Doppelungen als Längsbänder dienen, die Abrundung der Ecken verstärken und den Ersatz für das weggeschnittene Material bilden; die Profile stellen die Querbänder dar. Ähnliche Übergänge müssen getroffen werden, wo starke Verbandteile durch einen schwachen Steg miteinander verbunden sind.

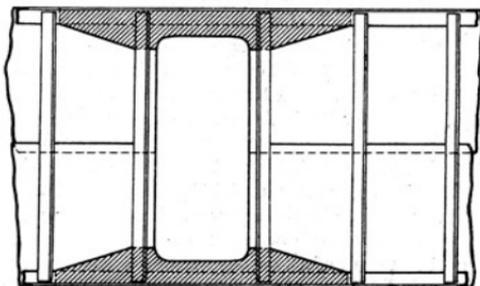


Abb. 442.

Genauere Berechnung der idealen Hauptspannung ist bei Trägern erforderlich, deren Länge 30 bis 100 vH ihrer Höhe beträgt; bei kürzeren genügt die Beurteilung der Schubbeanspruchung, bei längeren kommt nur die Normalspannung in Betracht, soweit es sich um Sicherheit gegen Zerreißen oder Zerdrücken handelt.

Genauere Berechnung der idealen Hauptspannung ist bei Trägern erforderlich, deren Länge 30 bis 100 vH ihrer Höhe beträgt; bei kürzeren genügt die Beurteilung der Schubbeanspruchung, bei längeren kommt nur die Normalspannung in Betracht, soweit es sich um Sicherheit gegen Zerreißen oder Zerdrücken handelt.

Berechnung der zusammengesetzten Beanspruchungen ist ferner nötig, wenn die Gefahr der Wellenbildung zu beurteilen ist. Wellenbildung tritt erfahrungsgemäß nicht auf, wenn die Entfernung der Versteifungen die 40- bis 50fache Plattendicke nicht überschreitet. Müssen die Versteifungen weiter voneinander entfernt angeordnet werden, so ist mit Wellenbildung im Steg zu rechnen, die in der Nähe der neutralen Faser beginnt und etwa unter  $45^\circ$  zur Balkenachse erfolgt, woraus hervorgeht, daß die ideale Hauptspannung die einleitende Rolle spielt. Auf Grund der vierten Eulerschen Formel gilt:

$$1,3 \tau \cdot s \cdot S = \frac{4 \pi^2 E \cdot s_2^3}{12 \cdot l} ,$$

worin  $l$  die Versteifungsentfernung,

$s$  „ Plattendicke,

$\tau$  „ Schubbeanspruchung,

$E$  das Elastizitätsmaß,

$S$  der Sicherheitsfaktor ist.

Wie bei allen Knickungsvorgängen kommt nicht die Zerreiß-, sondern die Fließgrenze in Betracht. Die Sicherheit braucht im allgemeinen nicht groß zu sein, da die Versteifungen noch eine gewisse gitterträgerartige Wirkung haben, die die rechnungsmäßige Schubspannung herabsetzt.

Die Wirkung von Versteifungen gegen Wellenbildung ist am besten, wenn sie diagonal angeordnet sind; Anordnung senkrecht zur Balkenachse ist fast ebenso gut, Anordnung parallel zur Balkenachse auch nur wenig schwächer als senkrechte Anbringung. Wichtiger als große Stärke der Versteifungen ist ihre gute Befestigung, besonders am Ende (Einspannung).



Abb. 443.



Abb. 444.

Werden Gurtungen durch Ausschnitte geschwächt, so ist in ähnlicher Weise wie im Steg für Ausrundung, Doppelung und Übertragung der Spannungen zu sorgen. In der druckbeanspruchten Gurtung ist die Sicherheit gegen Knickung in Betracht zu ziehen, unter Benutzung der in Frage kommenden Eulerschen Formel.

Bei der Biegung werden die Gurtungen, wie oben erwähnt, durch den Steg festgehalten und mitgenommen; sind die Gurtungen zu breit, so können in die Ränder keine starken Kräfte überführt werden, sie weichen vielmehr nach Abb. 443 aus, oder es tritt in ihnen Wellenbildung ein.

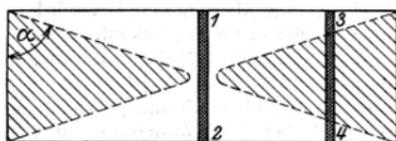
Nach Versuchen kann man etwa die 40- bis 50fache Gurtungsdicke (also 20- bis 25fach zu jeder Seite des Steges) als wirksame Gurtungsbreite des Steges rechnen. Selbstverständlich ist die Beurteilung und Wahl dieser Zahl sehr von den besonderen Verhältnissen abhängig (siehe Längsfestigkeitsrechnung, S. 509 ff).

Unsymmetrische Gurtungen, die im Schiffbau viel Anwendung finden, sind in bezug auf Übertragung der Kräfte vom Steg in die Gurtung ungünstig, da eine unsymmetrische Biegungsbeanspruchung des Steges auftritt, wodurch er nach Abb. 444 gekrümmt wird. Dadurch sinkt das wirksame Trägheitsmoment des Trägers, wenn er mit einer Platte verbunden ist (der praktisch in Frage kommende Fall), bis zu 10 vH. Wünschenswert ist Anneten von Gegenwinkeln am freien Flansch oder mindestens Festhalten des Flansches (z. B. durch Stringerwinkel bei Spanten).

## E. Die durch Wasserdruck beanspruchte Platte.

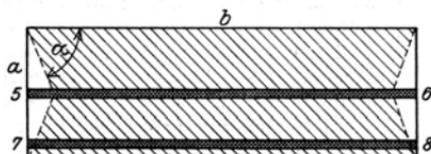
Dieses Konstruktionselement ist im Schiffbau fast stets rechtwinklig und infolge Durchlaufens über tragende Profile als einwandfrei fest eingespannt anzusehen. Für Platten mit großem Seitenverhältnis (praktisch bei  $a : b < 1 : 3$ ) ist also ein Plattenstreifen zwischen den Mitten der langen Seiten

als eingespannter Träger aufzufassen, bei dem die größte Beanspruchung an den Einspannungskanten der langen Seite  $b$  (1–2 Abb. 445) (also am tragenden Profil) auftritt, und zwar in Größe  $\frac{Q \cdot a}{12}$  (s. S. 478, Fall 9) Näher der kurzen Seite  $a$  (z. B. bei 3–4) tritt eine Entlastung durch die Einspannung an der kurzen Seite ein, die in Richtung von 1–2 nach 3–4 zunächst in der Mitte auf-



Durch Einspannung an kurzer Seite entlasteter Teil

Abb. 445.



Durch Einspannung an langer Seite entlasteter Teil

Abb. 446.

tritt. Betrachtet man dieselbe Platte in anderer Richtung (Abb. 446), so ist das Feld, welches die lang laufenden Streifen 5–6 und 7–8 durch die Einspannung an der langen Seite entlastet, naturgemäß durch ähnliche, dieses Mal auf der langen Seite stehende Dreiecke gegeben, die sich aber weit überschneiden. Schon aus dieser Darstellung ist ersichtlich, daß das Spannungsmoment des erstgenannten Falles in der Mitte der langen Seite (1–2) den größten überhaupt auftretenden Betrag hat. Der Wert des größten Momentes mit  $\frac{Q \cdot a}{12}$  gilt für alle

Platten mit längerem Seitenverhältnis als 1 : 3. Bei kleinerem Seitenverhältnis überdecken sich auch die in Abb. 445 schraffierten Einflußfelder der kurzen Seiten, es ergeben sich also kleinere Momente. Nach Versuchen der Admiralität ist der Wert  $\frac{Q \cdot a}{12}$  bzw.  $\frac{Q \cdot b}{12}$  für die Höchstwerte der Momente in den

Mitten der beiden Seiten für verschiedene Seitenverhältnisse mit nebenstehenden Faktoren zu multiplizieren.

Aus den Biegemomenten sind die Spannungen durch Division durch die Widerstandsmomente zu ermitteln.

Frei aufliegende, an den Rändern nicht eingespannte wasserdruck-

beanspruchte Platten werden nach Bach nach der Formel berechnet

$$\sigma_{\max} = \frac{b^2}{4 \cdot s^2} \cdot \varphi \cdot p,$$

worin  $b$  die lange Seite,

$s$  die Plattenstärke in cm,

$p$  den Wasserdruck in  $\text{kg/cm}^2$ ,

$\varphi$  einen Faktor,

$\sigma$  die Normalspannung in  $\text{kg/cm}^2$

bezeichnet.

$\varphi$  ist für völlig freie Auflage = 1,13<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Weitere Angaben über Festigkeit von Platten anderer Formen bei anderen Belastungs- und Einspannungszuständen s. Hütte, 22. Aufl., S. 600.

## F. Festigkeit von Nietverbindungen.

Die neuzeitliche Anschauung über Nietverbindungen gründet sich auf die Wirkung der Reibungskraft zwischen den genieteten Verbandteilen und auf die Scherfestigkeit des Nietquerschnittes. Bei Beanspruchung von Nietverbindungen tritt sehr bald ein Gleiten ein, das bis zu einem gewissen Grade elastisch ist, also bei Entlastung teilweise zurückgeht. Bei einem bestimmten Punkt, an dem wohl der Hauptreibungswiderstand überwunden ist, wird das Gleiten schneller; bei weiterer Beanspruchung tritt der Scherwiderstand in Erscheinung; sobald dann die Fließgrenze des Nietmaterials überwunden ist, geht die Zerstörung schneller vor sich. Abb. 447 und 448 zeigen Diagramme von Nietverbindungsprüfungen für zwei- und mehrreihige Nietungen<sup>1)</sup>; die bleibenden Verschiebungen sind durch  $a-b$ , die elastischen durch  $b-c$  dargestellt.

Zerreißdiagramm von Nietverbindungen.

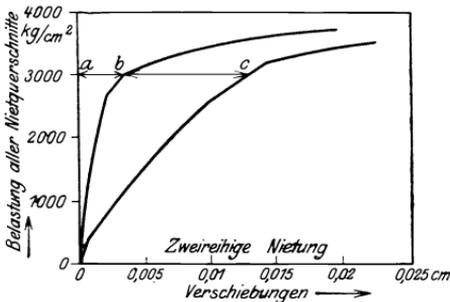


Abb. 447.

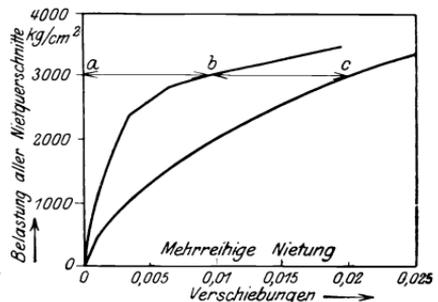


Abb. 448.

Maßgebend für die zulässige Beanspruchung von Nietverbindungen ist der durch die Nieten ausgeübte, die Bleche zusammenpressende Druck, der seinerseits etwa dem Nietquerschnitt proportional ist. Er beträgt bei Handnietung etwa 1400 bis 1500  $\text{kg/cm}^2$ , bei Maschinennietung 1600 bis 1900  $\text{kg/cm}^2$ . Da mit einem Reibungskoeffizienten von 0,45 zu rechnen ist, beträgt der Reibungswiderstand 700 bis 900  $\text{kg/cm}^2$ . Wie auch sonst im Schiffbau richtet sich die rechnungsmäßige zulässige Beanspruchung nach der Art der Belastung und ist sehr verschieden, je nachdem, ob es sich um dauernde oder einmalige, ruhende oder wechselnde Belastung handelt. Im allgemeinen darf sie sich auf etwa  $\frac{3}{5}$  des auf S. 489 genannten Betrages der allgemeinen Materialbeanspruchung belaufen, geht also häufig über den Beginn des Gleitens hinaus; in Fällen, wo es sich um besondere Dichtigkeitsnietungen handelt, beträgt sie nur etwa  $\frac{1}{2}$  der allgemeinen Materialbeanspruchung; wo ein Gleiten unbedenklich ist und das Niet auf direkte Abscherung beansprucht werden darf, geht man bis auf  $\frac{4}{5}$ . Nachrechnungen der Außenhautnietungen von Handelsschiffen nach Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften ergeben Beanspruchungen von 500 bis 600  $\text{kg/cm}^2$ .

Für mehr als doppelreihige Anordnung und für Doppellaschen sinken die mittleren zulässigen Beanspruchungen für den ganzen Nietquerschnitt der Verbindung, weil ungleichmäßige Beanspruchung der verschiedenen Reihen auftritt und Sorge getragen werden muß, auch die höchstbeanspruchten nicht zu überlasten. Nach Pietzker ist die Wertigkeit  $f$  derartiger Verbindungen in bezug auf die zulässige Beanspruchung:

<sup>1)</sup> Mittelwerte nach Versuchen des Materialprüfungsamtes, Lichterfelde.

Reihenzahl	1	2	3	4
Überlappung	Zug	1	0,9	0,85
	Schub	1	0,77	

Doppellaschung 0,875 im Vergleich mit Überlappung.

Die vorhergehenden Erörterungen gelten für Verbindungen mittlerer und starker Bleche und Profile. Schwächere Bleche werden mit verhältnismäßig großen Nietdurchmessern genietet, so daß bei ihnen nicht Gleiten und Abscherung des Nietes, sondern Zerstörung des Bleches infolge zu hohen Leibungsdruckes auftritt. In solchen Fällen ist daher nicht die Scherfestigkeit der Niete, sondern die Druckfestigkeit des Bleches im Nietloch maßgebend, wobei wieder etwa die Werte auf S. 489 als zulässige Beanspruchung auf die Flächeneinheit: Nietdurchmesser  $\times$  Blechstärke, maßgebend sind. Diese Art der Beanspruchung kommt vor allem für doppelschnittige Nieten in Frage.

Gegen Ausreißen an den Enden muß die Mitte der letzten Nietreihe  $1\frac{1}{2}$  Nietdurchmesser oder etwas mehr vom Rand entfernt sein.

In zugbeanspruchten Nietverbindungen ergibt sich der Nietabstand aus der Forderung, daß die Gleitbeanspruchung des Nietes und Zugbeanspruchung des geschwächten Blechquerschnittes gleiche Sicherheit aufweisen. Hierfür gilt:

für einfache Nietung:

$$(t - d) s \cdot k_z = \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_s,$$

$$t = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d^2}{s \cdot 4} + d;$$

für doppelte Nietung:

$$t = 2 \cdot \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d^2}{s \cdot 4} + d;$$

für  $n$ -fache Nietung:

$$t = f \cdot \left( \frac{n \cdot 0,6}{s} \cdot \frac{\pi d^2}{4} + d \right);$$

worin:

$t$  = Teilung,

$d$  = Nietdurchmesser,

$s$  = Plattenstärke,

$$\frac{k_s}{k_z} = 0,6,$$

$f$  = der oben genannte Gütegrad

(für dreifache Nietung bei

Zug 0,9, bei Schub 0,77,

bei vierfacher Nietung bei

Zug 0,85),

falls Formänderungen zulässig, also die Scherwirkung in Frage kommt, muß in diesen Gleichungen  $k_s/k_z = 0,8$  gesetzt werden, bei besonderen Dichtigkeitsnietungen 0,5 statt 0,6.

Wasserdichte Nietung wird nach den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften mit  $3\frac{1}{2}$  bis 4 bis  $4\frac{1}{2}d$  Nietteilung ausgeführt, je nach Stärke und Lage der betreffenden Platten.

Öldichte Nietung wird mit einer Nietteilung ausgeführt, die gleich dem  $3\frac{1}{2}$ fachen Nietdurchmesser ist.

Sehr wichtig ist bei der Eigenart des Schiffbausträgers, aus der sich die auf S. 494 besprochene Verteilung der Scherkräfte ergibt, die Nachrechnung der Aufnahme der Scherkräfte durch die Nietung. Hierfür gilt in Anlehnung an die auf S. 494 gegebene Formel über die Größe der Schubspannungen:

$$\tau = \frac{Q \cdot S \cdot e}{J \cdot f},$$

worin  $Q$  die in dem betr. Querschnitt wirkende Querkraft,

$S$  das statische Moment des angenieteten Teiles bezogen auf die Schwerpunktsachse des gesamten Trägers,

$J$  das Trägheitsmoment des gesamten Querschnittes bezogen auf die Schwerpunktsachse,

$f$  der Querschnitt eines bzw. mehrerer Niete,

$e$  die Nietteilung, in welcher der Nietquerschnitt  $f$  vorhanden ist.

### III. Längs- und Querfestigkeit des gesamten Schiffskörpers.

#### A. Allgemeines.

Weder die beanspruchenden Kräfte noch das wirksame Widerstandsmoment des Schiffes sind rechnerisch einwandfrei zu bestimmen. Für die Berechnung jeder dieser beiden Grundlagen der Festigkeitsrechnung haben sich aber einige anerkannte grundlegende Annahmen herausgebildet. Je nach der Wahl dieser einzelnen unter sich verschiedenen Annahmen und je nach Berücksichtigung von mehr oder weniger unsicheren Zusatzbeanspruchungen schwanken die sich rechnerisch ergebenden zulässigen Spannungen im Material außerordentlich. Sie können für die Längsfestigkeit nur als Vergleichswerte angesprochen und nur als solche beurteilt werden. Das Ziel von Längsfestigkeitsrechnungen bei Schiffen kann daher nach der gegenwärtigen wissenschaftlichen Erkenntnis nicht Ermittlung der tatsächlich auftretenden Spannungen sein, sondern muß sich auf den Vergleich verschiedener Schiffsgößen, Schiffstypen und Konstruktionsarten beschränken und die in der Praxis im einzelnen gemachten Erfahrungen durch Vergleichsbeurteilung zu verallgemeinern suchen. Trotzdem muß es das Ziel der Forschung bleiben, die gemachten Annahmen immer mehr in Übereinstimmung mit der Wirklichkeit zu bringen und dadurch die Schwierigkeiten der Beurteilung der erhaltenen Vergleichswerte herabzumindern.

Besonders bei der Längsfestigkeitsrechnung fällt, wie auf S. 482 für den Schiffbau allgemeingültig ausgeführt, wegen der unsicheren Belastungsannahme für den üblichen Sicherheitsgrad jede feste Grundlage fort. Der auf S. 483 erwähnte Sicherheitsbegriff

$$\text{Sicherheit} = \frac{\text{Fließgrenze}}{\text{tatsächliche Spannung}}$$

ist daher besonders auch für die Längsfestigkeit bedeutungsvoller als der sonst übliche; je nach der angewandten Rechnungsart ist sein Wert aber auch sehr verschieden: bei größeren Schiffen schwankt er zwischen 1 und 2 und geht bei kleineren unter günstiger Annahme bis etwa 3,5; es liegt also in den verschiedenen Annahmen über Belastung und Spannung selbst eine mehr oder minder große Sicherheitsreserve.

In Fällen, wo infolge mangelnder Erfahrung (Neukonstruktionen) oder unbedingt erforderlicher Gewichtsparsnis (Kriegsschiffbau) die Längsfestigkeitsrechnung als Grundlage der Konstruktion dient, geht man daher in der Weise vor, daß die gesamten Vergleichsrechnungen mit vorhandenen bewährten Schiffen nach verschiedenen üblichen Methoden durchgeführt werden; bei Beurteilung der Ergebnisse wird dann am meisten Wert auf die Rechnungsart gelegt, von der anzunehmen ist, daß ihre Grundlagen der Wirklichkeit am meisten entsprechen.

#### B. Längsfestigkeit des Schiffes in ruhigem Wasser.

Die Längsfestigkeit des schwimmenden Schiffes wird in Anspruch genommen durch die Verschiedenheit von Gewicht und Auftrieb an den einzelnen Stellen des Schiffskörpers. Teilt man nämlich das Schiff in eine Anzahl von parallelen Spantebenen begrenzte Abschnitte und berechnet für jeden Abschnitt das Gewicht und den Auftrieb (diesen bis zur Schwimmebene), so wird bei einigen Abschnitten — namentlich an den Enden — das Gewicht, bei anderen — besonders in der Mitte — der Auftrieb überwiegen; die Abschnitte würden sich also, wenn sie nicht starr miteinander verbunden wären, gegenseitig ver-

schieben; der Schiffskörper würde somit eine Durchbiegung nach oben oder unten erleiden.

Trägt man über einer die Schiffslänge darstellenden und entsprechend den Spantabschnitten geteilten Geraden, jedesmal in der Mitte des Abschnittes, dessen Gewicht und Auftrieb als Ordinaten auf und verbindet die gleich-

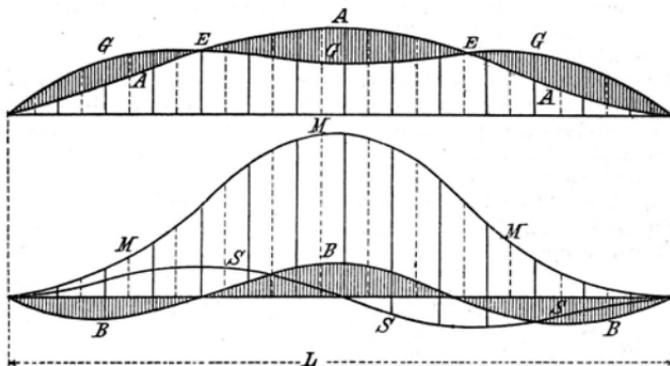


Abb. 449.

artigen Punkte, so erhält man zwei Kurven  $G$  und  $A$ : die Gewichts- und die Auftriebskurve (letztere gleichbedeutend mit der S. 83f. besprochenen Spantflächenskala oder Spanten-skala), deren jede mit der Geraden einen Flächeninhalt gleich dem Gesamtgewicht des Schiffes umschließt (Abb. 449).

Falls keine genauere Gewichtsverteilung für den Schiffsrumpf der Länge nach vorhanden ist, nimmt man eine Gewichtsverteilung nach Abb. 450 an, worin

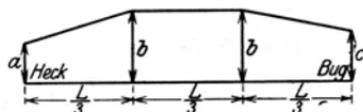


Abb. 450.

	a	b	c	
für scharfe Handelsschiffe . . . . .	0,653	1,195	0,566	} $\frac{\text{Gewicht}}{\text{Länge}}$
„ völlige „ . . . . .	0,706	1,174	0,596	
„ Kriegsschiffe . . . . .	0,42	1,40	0,28	

Panzerung rechnet hierbei nicht zum Schiffsrumpf, auch Aufbauten sind möglichst gesondert aufzutragen.

Bei genauerer Gewichtsrechnung werden die Gewichte des Schiffsrumpfes in ihrer wahren Größe abschnittsweise aufgesetzt.

Die Differenzkurve der Kurven  $A$  und  $G$  ist die Belastungskurve  $B$ , welche zeigt, wie der als Träger gedachte Schiffskörper belastet ist; ihre Schnittpunkte mit der Geraden geben diejenigen Stellen im Schiff an, wo Gewicht und Auftrieb gleich groß sind. Die oberhalb der Geraden liegende Fläche der Belastungskurve (= Auftriebsüberschuß) muß genau ebenso groß sein wie die unterhalb der Geraden liegende Fläche (Gewichtsüberschuß).

Je kleiner man die Abschnitte wählt, um so genauer wird die Belastungskurve, in der Regel aber auch um so ungleichmäßiger in ihrem Verlauf; es ist daher nicht zweckmäßig, die Abschnitte zu klein zu nehmen, wenn man nicht etwa an einigen besonders stark belasteten Stellen (wie z. B. bei Panzerschiffen, da, wo ein Panzerturm oder ein Panzerquerschott steht) die Beanspruchung feststellen will.

Bildet man die Inhalts- oder erste Integralkurve der Belastungskurve, so erhält man die Kurve der Scher- oder Querkräfte  $S$ , welche

für jeden Querschnitt des Schiffes angibt, mit welcher Kraft er auf Abscheren beansprucht wird.

Die Kurve der Scherkräfte zeigt an den Stellen, wo die Belastungskurve die Gerade schneidet, ein Maximum oder ein Minimum und schneidet ihrerseits die Grundlinie da, wo die algebraische Summe der von der Belastungskurve eingeschlossenen Flächen gleich Null ist. Die Kurve der Scherkräfte geht also hier in einen negativen Zweig über, d. h. die Scherkräfte wechseln an dieser Stelle ihre Richtung.

Bildet man nun die Inhaltskurve der Kurve der Scherkräfte, d. h. die zweite Integralkurve, so erhält man die Kurve der Biegemomente  $M$ , welche für jeden Schiffsquerschnitt das darin auftretende Biegemoment angibt. Entsprechend dem Vorigen zeigt diese Momentenkurve überall da ein Maximum oder ein Minimum, wo die Scherkraftkurve die Achse schneidet, und macht somit die Stellen kenntlich, deren Festigkeit man rechnerisch ermitteln muß, um sicher zu sein, daß das Schiff keine übermäßige Beanspruchung erleidet.

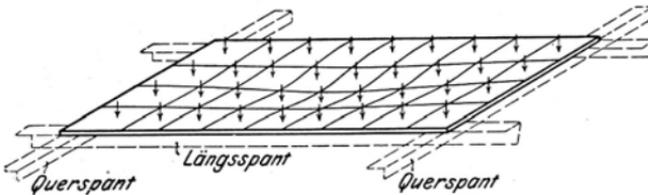


Abb. 451.

Geeignete Maßstäbe für mittlere Schiffe [nach Radermacher<sup>1)</sup>]:

Auftriebskurve	}	1 t/m = 20 mm,
Gewichtskurve		
Belastungskurve		
Querkraftkurve		1 t = 0,2 mm,
Biegemomente		1 t = 0,01 mm,
		$2 R = H,$
		$\frac{1}{4} R = \frac{1}{8} H.$

Zu der Beanspruchung des Schiffskörpers durch das sich aus dem Unterschied von Gewicht und Auftrieb ergebende Biegemoment treten bedeutende örtliche Beanspruchungen durch den Wasserdruck, besonders im Boden, auf. Die Beanspruchungen im einzelnen Plattenfeld des Bodens zwischen Quer- und Längsspann bzw. zwischen Bodenwrange und Mittelkiel und Seitenträger können auf Grund der im Abschnitt gegebenen Darstellung gerechnet werden. Beim Schiff im ruhigen Wasser ergibt sich der Wasserdruck aus dem Tiefgang. Die Größe der Beanspruchungen ist an den Stellen der Maxima (in der Mitte der langen Seite des Feldes) bei tiefgehenden Schiffen ziemlich bedeutend. Beim schwächeren Innenboden ist sie unter Annahme verletzter Außenhaut naturgemäß wesentlich höher.

Durch den Wasserdruck erfolgt jedoch nicht nur eine Beanspruchung der kleinen Plattenfelder zwischen den Versteifungen nach der in Abb. 451 dargestellten Art, sondern auch ein Teil der Versteifungen selbst wird durchgebogen, und mit ihnen erleidet die Platte eine weitere Beanspruchung, wie sie aus Abb. 452 ersichtlich ist. In Frage kommen als derartige nachgiebige Profile die Querspann an offenen Bodenwangen zwischen den Längsträgern sowie die Längsspann zwischen Bodenstücken im Schiffsboden und ähnliche Profile an den Schiffseiten. Die hierdurch sich ergebenden Spannungen sind sehr gering. Des weiteren werden durch den Wasserdruck ganze Boden- und Wand-

<sup>1)</sup> Radermacher: Festigkeitsberechnung der Schiffe. Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1900.

flächen zwischen solchen versteifenden Querwänden durchgebogen, die selbst infolge ihrer starken Ausführung als starr angesehen werden dürfen (s. Abb. 453). Als derartige starre Stützen des gesamten Bodenverbandes (Innen- und Außenboden, Längs- und Querspanten) treten hierbei die Querschotte, die Seitenwände, der Mittelkiel (nur falls er gegen die Decks wirksam abgestützt ist), in Erscheinung; als stützende Teile kommen Rahmenspanten und gegen die Decks abgestützte Bodenlängsspanten oder Seitenträger hinzu. Auch hier also in mehr

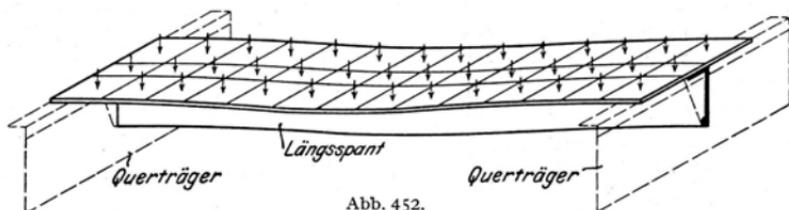


Abb. 452.

oder minder einfacher Weise das Bild der wasserdruckbeanspruchten Platte (bzw. des Gesamtverbandes von Innen- und Außenboden) zwischen Trägern, über welche die Platte durchläuft. An den Schotten dürfen diese großen Plattenfelder als fest eingespannt angesehen werden, an den Seitenwänden ist zweifellos eine gewisse Nachgiebigkeit der Einspannung vorhanden<sup>1)</sup>. Bei den Rechnungen sind die Eigenheiten des Schiffbauträgers (beschränkte Breite der wirk-

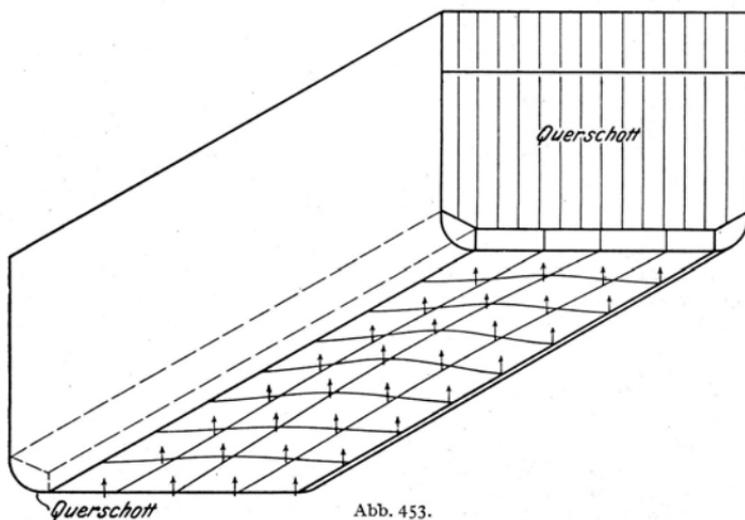


Abb. 453.

samen Gurtungen usw.) zu berücksichtigen. Die Ermittlung der spezifischen Beanspruchung erfolgt auch hier nach dem Tiefgang; sie ist in beladenem Zustand bei ruhigem Wasser wohl in den meisten Fällen durch den Ladungsdruck nahezu ausgeglichen. Bei überwiegendem Wasserdruck wird der Außenboden gedrückt, der Innenboden gezogen, bei überwiegendem Ladungsdruck kehren sich die Spannungsrichtungen um. Die auftretenden Spannungen sind bei ruhigem Wasser im allgemeinen sehr gering.

<sup>1)</sup> Vgl. Lienu: Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Handelsschiffe. Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1913.

Zusammenfassend muß über die Beanspruchungen in ruhigem Wasser gesagt werden, daß sie bei Seeschiffen im allgemeinen selbst bei ungewöhnlicher Verteilung der Gewichte in niedrigen Grenzen bleiben.

Bei Flußschiffen können sich bei ungleichmäßiger Gewichtsverteilung schon in glattem Wasser hohe Beanspruchungen ergeben. Bei Dampfern flacher Bauart sind sie von den sehr verschieden großen Maschinen- und Kesselgewichten abhängig; eine mittlere Angabe ihrer Größe ist daher nicht möglich. Im Einzelfall können sie rechnerisch genau ermittelt werden. Bei großen Flußkähnen erfolgt die Beladung meist in der Weise, daß zunächst ein Raum um den anderen halb gefüllt wird, dann die zwischenliegenden Räume ganz, und zuletzt die Auffüllung der zuerst halbgefüllten Räume erfolgt. Die auftretenden Biegemomente sind je nach der Zahl der Räume verschieden; beim vierräumigen Donauschiff ist das Biegemoment maximal etwa  $\frac{P \cdot L}{150}$  bis  $\frac{P \cdot L}{180}$ , beim zehnräumigen Rheinschiff nur  $\frac{P \cdot L}{200}$  bis  $\frac{P \cdot L}{230}$ , worin  $P$  Gewicht des vollbeladenen Schiffes (Festigkeitsübersicht für einen Rheinkahn s. S. 526); für Beurteilung der ungünstigsten Spannung ist der ungünstigste beim Beladen auftretende Fall (häufig das leere Schiff) maßgebend.

### C. Längsfestigkeit des Schiffes in bewegtem Wasser.

Als beanspruchende Kräfte kommen im Seegang in Frage:

- a) statische Beanspruchung durch den Unterschied zwischen Belastung und Auftrieb,
- b) dynamische Beeinflussung der Auftriebskräfte durch die Kreisbewegung der Rollwelle,
- c) Schwingungsbeanspruchungen,
- d) Beanspruchungseinflüsse durch Krängung des Schiffes,
- e) Wasserdruckbeanspruchungen.

Es ist schon hieraus zu ersehen, daß es sich im ganzen um eine ziemlich verwickelte Aufgabe handelt, da die Größe aller dieser Kräfte nur schätzungsweise bekannt ist.

Die Berechnung der statischen Beanspruchung durch den Unterschied zwischen Belastung und Auftrieb erfolgt in gleicher Weise wie beim Schiff in ruhigem Wasser, nur ist der Auftrieb nicht für die Schwimmbene, sondern für die wellenförmige Schwimmfläche zu berechnen. Für ein Schiff tritt stets die größte Beanspruchung auf, wenn die Wellenlänge gleich der Schiffslänge in der Wasserlinie (bei Handelsschiffen zwischen den Loten, bei Kriegsschiffen meist über alles) ist. Dieser Fall wird daher allgemein zugrunde gelegt, da auch für die größten bisher gebauten Schiffe die Möglichkeit besteht, Wellen ihrer eigenen Länge anzutreffen. Als Form wird die Trochoide angenommen, denn selbst geringe, bisher nicht genauer bekannte Abweichungen würden das Bild nicht wesentlich ändern.

Als Höhe der Welle wird im allgemeinen  $\frac{1}{20}$  der Wellenlänge angenommen. Abweichend gibt Radermacher  $H = \frac{1}{20} L + 0,5$  m an. Beide Werte ergeben aber für kleine und mittlere Schiffe zu geringe, für große Schiffe zu hohe Beanspruchungen. Croneau schlägt daher  $H = \frac{1}{15} L$  bei  $L < 100$  m und  $H = \frac{1}{20} L$  bei  $L > 100$  m vor. Den tatsächlichen Verhältnissen wird man am nächsten kommen, wenn man die im Abschnitt über Rollwellen (S. 416) von Zimmermann gegebenen Werte benutzt, die auf kritischer Zusammenfassung aller bisher bekannten Beobachtungen und Forschungen beruhen.

Man berechnet die beiden Fälle, wo das Schiff

- |   |                   |
|---|-------------------|
| a) mit seiner Mitte über einem Wellenberg | } Abb. 454 u. 455 |
| b) „ „ „ „ „ Wellentale                   |                   |

liegt, wobei zu beachten ist, daß die Wellenfläche die Verdrängung abschneiden muß, die dem Gewicht des Schiffes entspricht, und daß der Schwerpunkt dieser Verdrängung unter dem Gewichtsschwerpunkt des Schiffes liegt, also Schiffslänge gleich Wellenlänge.



Abb. 454.

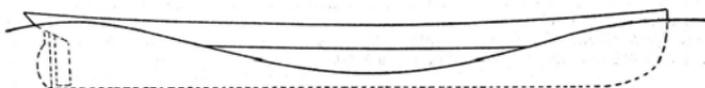


Abb. 455.

Hierzu lege man die Grundlinie der Welle für Fall a) (Wellenberg)  $\frac{5}{8}H$ , im Falle b) (Wellental)  $\frac{3}{8}H$  unter die ursprüngliche Schwimmbene und verzeichne die Trochoide auf 20 Ordinaten über dieser Grundlinie. Die Größen dieser Ordinaten sind in Hundertteilen von  $H$ :

Ordinaten Nr. . . .	0 u. 20	1 u. 19	2 u. 18	3 u. 17	4 u. 16	5 u. 15	6 u. 14	7 u. 13	8 u. 12	9 u. 11	10
Beim Wellenberg	0,0	3,6	12,8	27,5	42,1	57,6	72,0	84,3	93,2	98,2	100
Beim Wellental	100	98,2	93,2	84,3	72,0	57,6	42,1	27,5	12,8	3,6	0,0

Über die mathematische Ableitung und Konstruktion der Trochoide s. S. 410. Aus ihr ist ersichtlich, daß die Höhe der Ordinate an jedem Punkte proportional zur Wellenhöhe ist, woraus sich obige vereinfachte Konstruktion ergibt.

Mit Hilfe von Spant-inhaltskurven ist zu ermitteln, ob die von der Wellenfläche abgeschnittene Verdrängung die richtige ist und ob Schiff- und Wellenschwerpunkt genau übereinanderliegen. Nötigenfalls wird die Wellenlinie, die zweckmäßig in gleichem Höhen- und Längenmaßstab wie das Berechnungsblatt auf ein Stück

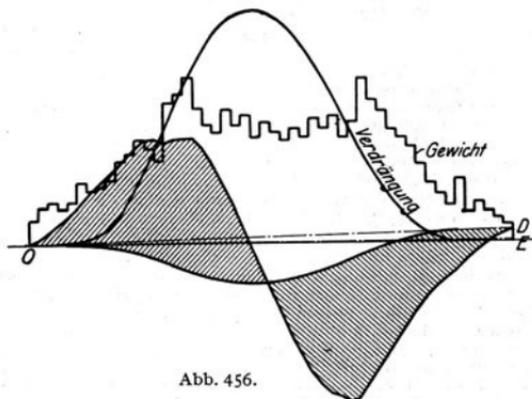


Abb. 456.

Pauspapier gezeichnet ist, etwas gehoben, gesenkt und getrimmt, bis die richtige Lage durch Probieren gefunden ist. Mittels der sich ergebenden Belastungskurve werden dann, wie beim Schiff in ruhigem Wasser, die Kurven der Schwerkkräfte und der Biegemomente gezeichnet.

Die Korrektur für Verdrängung und Restmoment bei unrichtiger Lage der Schwerpunkte zueinander kann auch rechnerisch in folgender Weise gefunden werden<sup>1)</sup>. Das Verfahren gründet sich auf den Satz, daß die Integration als eine fortlaufende Summierung von Flächenteilen angesehen werden kann, bei welcher die Reihenfolge der Addition gleichgültig ist, so daß nachträgliche Korrekturen in die Rechnung eingeführt werden können, ohne sie als Ganzes zu wiederholen. Man bildet ohne vorhergehende Schwerpunktsrechnung aus der Belastungskurve die Querkraftkurve; entsteht dabei (Abb. 456) am Schluß ein Rest  $DE$ , so tilge man ihn durch

<sup>1)</sup> Vgl. Schultz: Das Restmoment bei Längsfestigkeitsrechnungen. Schiffbau 1920.

Eintragen der Strecke  $OD$ . Das Dreieck  $ODE$  ist dann die Integralkurve eines gedachten Rechteckes, das die nötige Korrektur der Gewichtskurve darstellen würde, damit Auftrieb genau gleich Gewicht ist. Alle Ordinaten der Querkraftkurve sind nun auf die neue Nulllinie  $OD$  zu beziehen.

Man planimetriert jetzt die Querkraftflächen; da die Biegemomentenkurve die Integralkurve der Querkraftkurve ist, so muß, wenn Verdrängungs- und Gewichtsschwerpunkt zusammenfallen, die positive Querkraftfläche gleich der negativen sein. Ein etwaiger Flächenunterschied ist gleich dem „Restmoment“. Das Restmoment geteilt durch Verdrängung ergibt den Schwerpunktsabstand  $e$  von Verdrängungs- und Gewichtsfäche, um welche also der Verdrängungsschwerpunkt verschoben werden müßte. Diese Verschiebung denke man sich durch ein geringes Verschieben der Welle am Schiff ausgeführt. Die dadurch entstehende Verdrängungskurve des Schiffes ist der ursprünglichen bei der geringen Wellenverschiebung beim Schiff auf dem Wellenberg sehr ähnlich. Man kann sie als ihr kongruent ansehen, aber längsschiffs um die Strecke  $e$  verschoben. Die verschobene Verdrängungskurve würde mit der ursprünglichen Verdrängungskurve eine Differenzkurve bilden, deren Integralkurve im Querkraftplan aber als die mit dem Verschiebungswert  $e$  multiplizierte (ursprüngliche) Verdrängungskurve erscheinen würde. Denn bei sehr kleiner Verschiebung  $dx$  ist die Differenzkurve gleich der mit dem Wert  $dx$  multiplizierten Differentialkurve der Verdrängungskurve. Die Integralkurve dieser mit  $dx$  multiplizierten Differentialkurve ist also gleich der mit  $dx$  multiplizierten Verdrängungskurve. Man hat also demnach, falls sich beim Ausplanimetrieren der Querkraftflächen eine Differenz ergibt, nur nötig, diese Differenz in Gestalt der Verdrängungskurve so in den Querkraftplan einzutragen, daß der Flächenausgleich bewirkt wird. Siehe Abb. 457.

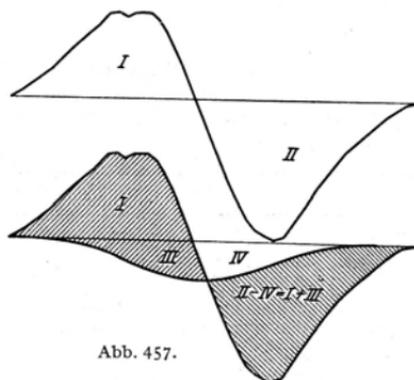


Abb. 457.

$I$  und  $II =$  ursprüngliche Querkraftflächen;  $II$  ist  $>$  als  $I$ ;  $II - I =$  Flächendifferenz.

Es muß sein

$$II - IV = I + III$$

oder

$$II - I = III + IV.$$

Die in dem Querkraftplan erscheinende Verdrängungskurve als Korrekturkurve ist aus integrationstechnischen Gründen um  $\frac{1}{3}e$  gegenüber der Verdrängungskurve im

Gewichtsplange verschoben.

Für das Schiff im Wellental nehme man als Korrekturkurve eine Kurve, deren Ordinaten an jedem Punkt der Schiffslänge proportional der Tiefe des Wellentales sind; diese Kurve ist in diesem Falle fast genau gleich der Integralkurve der durch die geringe Wellenverschiebung entstehenden Differenzverdrängungskurve. Die Ermittlung der richtigen Biegemomentenkurve geschieht durch streckenweises Ausplanimetrieren der wie in Abb. 457 angegebenen korrigierten Querkraftkurve, wobei die neue Korrektionslinie als Basis gilt.

Die Flächen  $III + IV$  der in Abb. 457 eingetragenen Korrekturkurve sind angenähert gleich, weshalb das übliche Verfahren berechtigt ist, daß man vielfach das halbe Restmoment zum maximalen Biegemoment addiert (bzw. subtrahiert).

Beim Entlanggleiten der Welle am Schiff fallen nur in den extremen Lagen: Schiff auf Wellenberg oder Schiff im Wellental Verdrängungs- und Gewichtsschwerpunkt in eine Lotrechte, in allen übrigen Lagen entsteht ein Restmoment. Dieses Restmoment = Kraftmoment wird aber durch das Moment der nach dem d'Alembertschen Prinzip wacherufenen Trägheitswiderstände getilgt. Die entsprechenden Korrekturkurven sind nach dem vorstehenden Verfahren leicht darzustellen. So ausgeführte, auf statische Basis zurückgeführte Rechnungen ergeben Biegemomentenkurven, die durchweg unterhalb der für die beiden extremen Lagen (Schiff auf Wellenberg und im Wellental) ermittelten liegen.

Bei allen Rechnungen müssen die ungünstigsten Fälle, welche das maximale Biegemoment ergeben, in Betracht gezogen werden. Für Handelsschiffe kommt nur der beladene Zustand in Frage: a) auf dem Wellenberg, wobei Kohle, Wasser und Ladung so weit nach den Enden gelagert angenommen werden müssen, als praktisch möglich erscheint; b) im Tal, wobei alle beweglichen Gewichte möglichst nahe der Mitte anzunehmen sind. Für Kriegsschiffe sind diese Fälle für Probefahrtsbelastung, für das Schiff ohne Kohlen und Wasser und für volle Ladung mit allen Kohlen, Wasser, Munition durchzurechnen. Die größten, sich aus dem Unterschied zwischen Auftrieb und Belastung ergebenden Biegemomente wachsen mit der vierten Potenz der linearen Abmessungen des Schiffes. Sie werden in ihrer Größe durch

den Schiffstyp, die Art der Belastung und die Abmessungsverhältnisse des Schiffes beeinflusst<sup>1)</sup>).

Für den Vergleich von Schiffen gleichen Typs und ähnlicher Abmessungen, bei dem es weniger auf die absolute als auf die vergleichsmäßige Größe der Spannungen ankommt, genügt es im allgemeinen, mit einem Normalbiegemoment zu rechnen, welches man als  $M = \frac{P \cdot L}{x}$  erhält, worin  $P$  die Verdrängung,  $x$  der „Normalbiegemomentenfaktor“ ist. Seine Größe ist bei Seeschiffen für auftretende ungünstige Fälle unter Annahme einer Wellenhöhe  $= \frac{1}{20}$  Wellenlänge für

	Auf dem Wellenberg	Im Wellental
Personendampfer		
von 100 m Länge . . . . .	$1/25 - 1/28,5 - \underline{1/32}$	$1/45 - 1/50 - \underline{1/55}$
„ 150 „ „ . . . . .	$1/26 - 1/29,5 - \underline{1/33}$	$1/50 - 1/55 - \underline{1/60}$
„ 200 „ „ . . . . .	$1/27 - 1/30,5 - \underline{1/34}$	$1/55 - 1/60 - \underline{1/65}$
„ 250 „ „ . . . . .	$1/28 - 1/31,5 - \underline{1/35}$	$1/60 - 1/65 - \underline{1/70}$
Fracht- und Personen- dampfer		
von 100 m Länge . . . . .	$1/26 - 1/30 - \underline{1/34}$	$1/35 - 1/40 - \underline{1/45}$
„ 150 „ „ . . . . .	$1/27 - 1/31 - \underline{1/35}$	$1/38 - 1/45 - \underline{1/48}$
„ 200 „ „ . . . . .	$1/28 - 1/32 - \underline{1/36}$	$1/41 - 1/46 - \underline{1/70}$
Frachtdampfer		
von 75 m Länge . . . . .	$1/24 - 1/29 - \underline{1/34}$	$1/25 - 1/30 - \underline{1/35}$
„ 100 „ „ . . . . .	$1/24,5 - 1/29,5 - \underline{1/34,5}$	$1/27 - 1/31 - \underline{1/36}$
„ 150 „ „ . . . . .	$1/25 - 1/30 - \underline{1/35}$	$1/29 - 1/33 - \underline{1/37}$
Linienschiffe . . . . .	$1/28 - 1/29 - \underline{1/30}$	$1/40 - 1/50 - \underline{1/60}$
Große Kreuzer . . . . .	$1/24 - 1/26 - \underline{1/28}$	$1/40 - 1/50 - \underline{1/60}$
Kleine Kreuzer . . . . .	$1/22 - 1/25 - \underline{1/28}$	$1/30 - 1/40 - \underline{1/50}$
Torpedoboote . . . . .	$1/23 - 1/25 - \underline{1/27}$	$1/20 - 1/25 - \underline{1/30}$

Für alle Typen gelten die zuerst genannten größeren Zahlenwerte für besondere Ausnahmefälle, besonders für verhältnismäßig flachgehende Schiffe; die mittleren Werte entsprechen den unter normalen Umständen vorkommenden Höchstwerten, welche vor allem bei verhältnismäßig breiten Schiffen vorkommen; die zuletzt gegebenen kleineren unterstrichenen Werte stellen Mittelwerte für die betreffenden Typen dar. Die Beanspruchungen, welche sich mit den vorstehenden Rechenmethoden ergeben, stellen die Höchstwerte der Beanspruchungen dar, welche sich unter normalen Betriebsbedingungen ergeben können. In jedem einzelnen Falle stellt diese Beanspruchung die Summe (bzw. Differenz) der Beanspruchung im glatten Wasser und der Beanspruchung durch den Wellengang dar; die Beanspruchung durch den Wellengang ist dabei der Beanspruchung in glattem Wasser überlagert. Die Beanspruchungen durch den Wellengang allein sind, soweit die statische horizontale Lage auf Mitte eines Wellenberges oder Wellentales in Frage kommt, wesentlich

<sup>1)</sup> Vgl. Sadler: The Effect of Variation of Dimensions upon the Stresses in a Ships Structure. Transactions of the Institution of Naval Architects and Marine Engineers. New York 1901.

geringer; die zugehörigen Momente stellen sich bei normalen Frachtschiffen nur auf  $\pm 1/50$ , bis  $1/70 P \cdot L$ .

Bei allen Überschlagsrechnungen, bei denen der Normalbiegemomentenfaktor benutzt wird, muß sinngemäß als Größe der Verdrängung für Handelsschiffe die des größten zulässigen Tiefganges, für Kriegsschiffe die Konstruktionsverdrängung gerechnet werden, auch wenn die bei dem betreffenden Zustand tatsächlich vorhandene Verdrängung (z. B. leeres Schiff oder bei Ballastfahrt) einen anderen Wert hat, weil das damit errechnete Normalbiegemoment zur Bestimmung der Spannungen stets zu dem gleichen Schiffsquerschnitt in Beziehung gebracht wird; nur so ist eine vergleichsweise Beurteilung der Biegemomentenfaktoren möglich.

Der Einfluß der Wellenhöhe auf die Größe der Biegemomente ist von Sadler genauer untersucht worden. Für normale Seeschiffsformen ist

$H/L$	Biegemoment	$H/L$	Biegemoment
0,060	108,4	0,035	84,3
0,055	104,4	0,030	78,0
0,050	100,0	0,025	71,3
0,045	95,2	0,020	64,3
0,040	90,0		

das Biegemoment, wenn man es bei einer Wellenhöhe von  $1/20 L = 100$  setzt, vergleichsweise bei (s. nebenstehende Tabelle).

Ähnliche Ergebnisse erhält man unter der Annahme, daß sich die

maximalen Biegemomente angenähert wie die größten Ordinaten der betreffenden Verdrängungskurven auf dem Wellenberg verhalten; diese Rechnungsweise gibt vor allem für ungewöhnlich flache oder tiefe Schiffe bessere Ergebnisse als die Anlehnung an die Sadlerschen Mittelwerte.

Diese Beziehungen können dazu dienen, Biegemomente auf andere als die zugrunde gelegten Wellenhöhen umzurechnen und dadurch Vergleiche von Rechnungen verschiedener Grundlage zu ermöglichen.

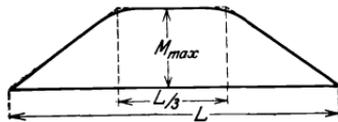


Abb. 458.

ändernden Lage von Wellenberg und Wellental beständig und läuft über einen großen Teil des Schiffes hin. Aus diesem Grunde und wegen der außerhalb der Schiffsmittle am größten auftretenden zusätzlichen Schwingungsbeanspruchung (s. S. 509) treten die maximalen Biegemomente in annähernd gleichbleibender Höhe auf etwa  $1/3$  der Schiffslänge mitschiffs auf (s. Abb. 458). Nach den Schiffsenden zu nehmen die tatsächlich auftretenden Biegemomente ungefähr gleichmäßig bis Null ab.

Die dynamische Beeinflussung der Auftriebskräfte ergibt sich durch die Zentrifugalkraft der Kreisbewegung ausführenden Wellenteilchen: im Wellenberg wird die Auftriebskraft vermindert, im Wellental vermehrt. Um sie zu berücksichtigen, müßte man die Wellenhöhe geringer einsetzen, als sie ist. [Nach vorliegenden Untersuchungen<sup>1)</sup> für kleinere Schiffe etwa 5 vH, für große 12 vH, nur in Ausnahmefällen, bei sehr tiefgehenden großen Schiffen bis 30 vH.] Genaue Untersuchungen werden sich im allgemeinen erübrigen, da dieser Einfluß bei den zu vergleichenden Schiffen verhältnismäßig gleich hoch sein wird, selbst wenn zwischen ihnen Unterschiede in bezug auf Typ und Größe bestehen. Man muß sich aber bewußt sein, daß die berechneten Spannungen aus diesem Grunde eine Reserve von rund 15 bis 20 vH enthalten.

<sup>1)</sup> Smith: Hogging and Sagging Strains in a Seaway as Influenced by Wave Structure. T. J. N. A. 1883.

Die Tauch- und Stampfschwingungsbeanspruchungen ergeben nach neueren Untersuchungen<sup>1)</sup> meist eine Verringerung des unter statischen Annahmen errechneten maximalen Biegemomentes. Ihr Maximum liegt nach Murray<sup>2)</sup> auf etwa  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{2}{3}$  Schiffslänge. Sie können im allgemeinen vernachlässigt werden, in besonderen Fällen, wenn eine Erhöhung des Biegemomentes zu erwarten ist, muß die Rechnung nach der Methode von Horn durchgeführt werden.

Wesentliche Änderungen des Biegemomentes durch geneigte Lage des Schiffes treten nicht auf. Über die infolge der Änderung des Widerstandsmomentes auftretende Erhöhung der Spannungen s. S. 526.

Die zusätzlichen Beanspruchungen durch den Wasserdruck treten im Seegang in gleicher Weise auf wie beim Schiff in ruhigem Wasser. Sie sind aber, da die Höhe vom Kamm des Wellenberges bis zum Schiffsboden (etwa gleich  $Tg + \frac{1}{40}L$ ) in Frage kommt, ganz wesentlich größer. Für das kleine Beplattungsfeld muß der ganze spezifische Wasserdruck eingesetzt werden, ebenso für die Beanspruchung nachgiebiger leichter Versteifungen, die aber auch hierbei im Gegensatz zur Beanspruchung des kleinen Beplattungsfeldes sehr gering bleibt. Für die großen Beplattungsfelder kann man nach Angabe von Lienau etwa annehmen, daß 70 vH des Wasserdruckes durch Ladungsdruck aufgenommen werden, so daß nur 30 vH wirksam sind. Die Beanspruchungen der großen Felder sind wesentlich kleiner als die der kleinen, dürfen aber bei genauer Rechnung nicht vernachlässigt werden.

## D. Widerstandsmoment des Schiffskörpers.

Um gemäß der Formel:

$$\text{Spannung} = \frac{\text{Biegemoment}}{\text{Widerstandsmoment}}$$

die Spannungen zu ermitteln, welche im Material der äußersten gezogenen und gedrückten Fasern des Schiffskörpers infolge der gesamten Längsbiegung in einem Querschnitt auftreten, muß für diesen Querschnitt das wirksame Widerstandsmoment ermittelt werden. Da die größten Spannungen im Bereich der maximalen Biegemomente liegen, genügt es im allgemeinen, die Rechnung auf den schwächsten Schiffsquerschnitt zwischen  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{2}{3}$  Schiffslänge zu beschränken, also auf einen Schnitt im Bereiche großer Luken vor dem Brückenfrontschott oder in ähnlichen, leicht erkennbaren schwachen Stellen. Hierbei vernachlässigt man im allgemeinen den Sprung, legt also die Decks auf Mittschiffsseitenhöhe. Das Widerstandsmoment  $W$  wird auf Grund der Beziehung

$$W = \frac{J}{e}$$

gefunden, worin  $J$  das Trägheitsmoment des betreffenden Querschnittes und  $e$  die Entfernung der äußersten gezogenen oder gedrückten Faser von der neutralen Achse ist.

### 1. Die ältere Auffassung des wirksamen Widerstandsmomentes.

Nach älterer allgemein verbreiteter Anschauung werden die vollen Querschnitte aller durchlaufenden Verbandteile des Schiffskörpers als tragend angesehen, man nimmt an, daß sie gleichmäßig zur Aufnahme der Belastung

<sup>1)</sup> Horn: Die dynamischen Wirkungen der Wellenbewegung auf die Längsbeanspruchung des Schiffskörpers. — Alexander: The Influence of Longitudinal Distribution of Weight upon the Bending Moments of Ships Among Waves. T. J. N. A. 1911.

<sup>2)</sup> Murray: The Strength of Ships. London 1916.

herangezogen werden. Um im Rahmen dieser Anschauung das Trägheitsmoment des Schiffskörpers zu errechnen, zeichnet man ihn mit allen denjenigen Verbandteilen auf, welche über längere Strecken ununterbrochen durchlaufen: Außenhaut, Decksbeplattungen, Stringer, Längsschotte, Längsspannten, Mittelkielplatte und — wenn vorhanden — Doppelboden usw., und berechnet zunächst den Gesamtschwerpunkt aller dieser Querschnittflächen mit Hilfe ihrer Inhalte und Einzelschwerpunkte, womit die Lage der neutralen Achse (oder Faser) des Schiffsquerschnittes, also daß Maß  $e$ , bestimmt ist.

Um die Rechnung zu erleichtern, setzt man die in Betracht kommenden Teile zu einem dem Schiffskörper an Festigkeit gleichwertigen Träger

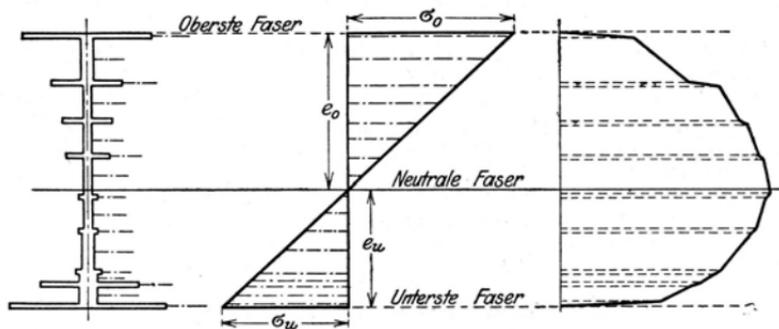


Abb. 459.

(Abb. 459) zusammen, dessen Querschnitt, je nach der Lage jener Teile im Schiff, aus lauter wagerechten und senkrechten Rechtecken besteht. Die wagerechten enthalten die Querschnitte der Decksbeplattungen, Stringerbleche, Plattformen, die senkrechten die der Außenhaut, Längsschotte, Längsspannten, Kielverbindungen usw.

Zu diesem Zwecke übertrage man aus der Querschnittzeichnung des Schiffes auf eine senkrechte Mittellinie die Ober- und Unterkanten der einzelnen Verbandteile und mache die — hierdurch der Höhe nach bestimmten — Rechtecke so breit, daß ihr Flächeninhalt mit dem des betreffenden Verbandteiles übereinstimmt. Dann ist z. B. für  $n$  schrägliegende Außenhautplatten im Boden des Schiffes, die bis  $h$  cm über Unterkante Kiel hinaufreichen,  $d_1, d_2, d_3 \dots$  cm dick und  $b_1, b_2, b_3 \dots$  cm breit sind,

die Breite des gleichwertigen Trägerrechteckes:

$$b = \frac{b_1 d_1 + b_2 d_2 + b_3 d_3 + \dots + b_n d_n}{h} = \frac{\Sigma(f)}{h} \text{ cm,}$$

und der Flächeninhalt dieses Rechteckes

$$b \cdot h = \Sigma(f) \text{ cm}^2.$$

Wenn der Querschnitt durch eine geschwächte Stelle des Schiffskörpers gelegt ist, sind Abzüge für besondere Schwächungen nicht zu machen, sonst müssen Öffnungen und Durchbrechungen, welche in der Nähe des berechneten Schiffsquerschnittes liegen, berücksichtigt werden.

Liegen im betrachteten Querschnitt Materialien verschiedener Elastizitätseigenschaften (Schiffbaustahl und Spezialstahl, Holz und Eisen, Eisen und Beton), so verhalten sich, da die Formänderungen in allen Materialien in einer wagerechten Schicht gleich groß sein müssen, die Spannungen wie die Elastizitätsmaße der Materialien. Zur Vereinfachung der Rechnung multipliziert man den

Querschnitt des Nebenmaterials (Spezialstahl, Holz, Beton) mit dem Quotienten

$$\frac{\text{Elastizitätsmaß des Nebenmaterials}}{\text{Elastizitätsmaß des Hauptmaterials}}$$

und rechnet dann, als bestände der Querschnitt nur aus Hauptmaterial. Für Spezialstahl beträgt die Größe des Quotienten 0,9 bis 1,0, für Holz etwa 0,04.

Für Kompositbauten, bei denen das Material bei Zug und Druck verschiedene Elastizitätseigenschaften aufweist (Eisenbeton) oder bei denen für Zug ein beträchtlicher Abzug gemacht werden muß, weil die Schwächung durch Stöße und Bolzenlöcher zu berücksichtigen ist (bei Holzdecks und anderen Holzlängsverbänden rund 30 vH), liegt die neutrale Achse für die Lage auf dem Wellenberg und im Wellental verschieden hoch und muß für beide Fälle getrennt errechnet werden.

Nietverschwächungen bei Eisenschiffen werden meist nur an der Zugseite abgezogen. Rossi<sup>1)</sup> empfiehlt hierfür einen Abzug von  $\frac{1}{7}$  bis  $\frac{1}{8}$  des Querschnitts der gezogenen Teile, Mackrow<sup>2)</sup> für wasserdicht genietete Teile  $\frac{1}{5}$ , für nicht wasserdichte  $\frac{1}{8}$ . Die tatsächliche Schwächung des Schiffskörpers durch Nietlöcher beträgt nun nach den Vorschriften der großen Klassifikationsgesellschaften am Querspannt  $\frac{1}{6}$  bis  $\frac{1}{8}$ , am wasserdichten Schottspannt der engen Nietteilung entsprechend  $\frac{1}{5}$  des gesamten Querschnittes. Eine Berechtigung, diese Werte in ganzer Größe und nur für die gezogene Faser in Anrechnung zu bringen, liegt aber nicht vor. Im Bereich zwischen den Nietreihen zweier Spantquerschnitte liegt die neutrale Faser in einer Höhe, die dem vollen Querschnitt entspricht; sie kann nun in der Nietreihe des Spantquerschnittes nicht mit einem Male an die Stelle springen, die der Anschauung entspricht, daß die gezogene Seite weniger trägt als die gedrückte. Ferner ist in der Umgebung der Nietlöcher die Querspannung des Materials und demgemäß auch die Verlängerung und Verkürzung vermindert oder gar aufgehoben. Dies gilt sowohl für die Druck- wie für die Zugseite, es ist deshalb nicht von großer Bedeutung, ob das Loch durch ein Niet ausgefüllt ist oder nicht; daß an der Druckseite die Nietlöcher voll ausgefüllt sind, ist zudem zweifelhaft. Außerdem lehrt die Erfahrung, daß ein Plattenstreifen bei nicht zu enger Lochung selten im Lochquerschnitt reißt, sondern meist außerhalb desselben; die Bruchfestigkeit ist also im gelochten Querschnitt meistens größer als in den an anderen Stellen gelegenen Querschnitten. Aus diesen Gründen ist eine verschiedene Behandlung von Zug- und Druckseite in bezug auf Nietschwächung falsch. Man berücksichtigt sie deshalb zweckmäßig entweder gar nicht oder verringert das gesamte errechnete Trägheitsmoment um einen bestimmten Betrag, dessen Größe etwa 10 vH betragen dürfte<sup>3)</sup>. Für Vergleichszwecke ist dieser Abzug natürlich im einzelnen Falle belanglos, seine Berücksichtigung gibt aber ein besseres Bild über die annähernd auftretenden absoluten Materialspannungen.

Der Seitenpanzer von Kriegsschiffen wird nicht mitgerechnet, da er nicht organisch mit dem Schiffskörper verbunden ist.

Der Vollständigkeit halber seien die Vorschriften über die Berechnung von Widerstandsmomenten gegeben, welche bei der Berechnung von Schiffen mit vergrößertem Freibord angewendet werden:

Platten werden von Mitte Nietung bis Mitte Nietung gemessen; für Nietlöcher wird kein Abzug gemacht.

Interkostale Verbände sowie interkostale Teile von durchlaufenden Verbänden werden nicht in Rechnung gezogen.

Längsträger, Kielschweine und Stringer auf den Bodenwrangen oder Spanten werden nur dann in Betracht gezogen, wenn sie durch längsschiffs gerichtete Platten mit der Außenhaut verbunden sind.

<sup>1)</sup> Rossi: *Construttore navale*, S. 208.

<sup>2)</sup> Nach Mackrow (*Pocket Book*, S. 209).

<sup>3)</sup> S. a. Bruhn: *Stresses on Ships*. Engg. 1899, S. 429.

Balkenkiel und Schlingerkiel werden nicht in Rechnung gesetzt.

Eine Dopplungsplatte des Flachkiels wird mit 50 vH ihres Querschnittes bewertet.

Hölzerne Oberdecks dürfen nur dann in Betracht gezogen werden, wenn die Stöße ordnungsmäßig verschieben und wenn die Decksbeplankung an keiner Stelle durch eine Schottwand oder sonstwie unterbrochen ist. Für die Stöße sind 35 vH Verlust zu rechnen, und die Festigkeit des Holzes wird zu der des Stahles ungefähr mit  $\frac{1}{16}$  bewertet, so daß also der Querschnitt der Holzbeplankung vor Einführung in die Rechnung mit 0,04 zu multiplizieren ist.

Ist  $f_1, f_2, f_3 \dots f_n$  ein einzelner Querschnitt des Trägers,  $e_1, e_2, e_3 \dots e_n$  sein Schwerpunktsabstand von Unterkante Kiel, so ist der

Abstand der neutralen Achse<sup>1)</sup> vom Kiel:

$$e_u = \frac{\sum_1^n (f \cdot e)}{\sum_1^n (f)}$$

und der Abstand der neutralen Achse vom Oberdeck:

$$e_0 = H - e_u \quad (\text{s. Abb. 459}),$$

wenn  $H$  die Höhe des Schiffes bis dahin ist.

$e_0$  ist also der Abstand der äußersten gezogenen Faser von der neutralen Achse, im Falle der Durchbiegung nach oben.

Das Trägheitsmoment des Trägers in bezug auf die neutrale Achse  $J_s$  erhält man sodann aus den Trägheitsmomenten der Einzelquerschnitte durch die bekannten Formeln:

$$J = \sum (i) \quad \text{und} \quad J = J_s + F \cdot e_u^2, \quad \text{also} \quad J_s = J - F \cdot e_u^2,$$

worin  $i$  das Trägheitsmoment eines einzelnen Teiles } in bezug auf Unterkante  
 $J$  „ „ „ des ganzen Trägers } „Kiel oder Kielplatte  
 $F$  der Flächeninhalt „ „ „ „ ist.

Da die einzelnen Teile des Trägers Rechtecke sind, so sind ihre Trägheitsmomente:

$$i = i_s + f \cdot e^2 = \frac{b \cdot h^3}{12} + f \cdot e^2 = f \cdot \frac{h^2}{12} + f \cdot e^2.$$

Demnach wird das gesuchte Trägheitsmoment des Trägers:

$$\begin{aligned} J_s &= J - F \cdot e_u^2 = \sum_1^n (i) - \sum_1^n (f) \cdot e_u^2 = \sum_1^n (i_s) + \sum_1^n (f \cdot e^2) - \sum_1^n (f) e_u^2 \\ &= \frac{1}{12} \sum_1^n (f \cdot h^2) + \sum_1^n (f \cdot e^2) - e_u^2 \cdot \sum (f), \end{aligned}$$

und das Widerstandsmoment für die Beanspruchung auf Zug:

$$W_z = \frac{J_s}{e_0}$$

und das Widerstandsmoment für die Beanspruchung auf Druck:

$$W_d = \frac{J_s}{e_u},$$

beides bei der Durchbiegung nach oben; umgekehrt bei der Durchbiegung nach unten.

<sup>1)</sup> Die Lage der neutralen oder Schwerpunktsachse kann man auch zeichnerisch ermitteln, indem man die einzelnen Querschnittsflächen als Parallelkräfte betrachtet, die an den Schwerpunkten der Querschnitte angreifen, und dann aus diesen Parallelkräften das Kraft-eck bildet, dessen Schlußlinien die Lage der Mittelkraft und damit des Gesamtschwerpunktes ergeben. Vgl. Hütte: 22. Aufl. Bd. I, S. 164. 1915 u. Neudeck: Leitfaden f. d. Unterricht i. Schiffbau, Atlas, Taf. XI.

Tabelle zur Berechnung eines Trägers von gleicher Festigkeit wie das Schiff.

Bezeichnung der Verbandteile im Schiffsquerschnitt		Flächeninhalt			Statisches Moment			Trägheitsmoment		
		Breite <sup>1)</sup> <i>b</i>	Höhe <sup>1)</sup> <i>h</i>	Produkt <i>b · h = f</i>	⊙-Abstand <sup>1)</sup> vom Kiel <i>e</i>	Produkt <i>f · e = m</i>	(Höhe) <sup>2</sup> <i>h<sup>2</sup></i>	Produkt <i>f · h<sup>2</sup></i>	(⊙-Ab- stand) <sup>3</sup> <i>e<sup>3</sup></i>	Produkt <i>f · e<sup>3</sup></i>
1	Kiel	<i>b<sub>1</sub></i>	<i>h<sub>1</sub></i>	<i>f<sub>1</sub></i>	<i>e<sub>1</sub></i>	<i>m<sub>1</sub></i>	<i>h<sub>1</sub><sup>2</sup></i>	<i>f<sub>1</sub> · h<sub>1</sub><sup>2</sup></i>	<i>e<sub>1</sub><sup>3</sup></i>	<i>f<sub>1</sub> · e<sub>1</sub><sup>3</sup></i>
2	Kielgang { Bodengänge Seitengänge } bis zur Kimm	<i>b<sub>2</sub></i>	<i>h<sub>2</sub></i>	<i>f<sub>2</sub></i>	<i>e<sub>2</sub></i>	<i>m<sub>2</sub></i>	<i>h<sub>2</sub><sup>2</sup></i>	<i>f<sub>2</sub> · h<sub>2</sub><sup>2</sup></i>	<i>e<sub>2</sub><sup>3</sup></i>	<i>f<sub>2</sub> · e<sub>2</sub><sup>3</sup></i>
3		<i>b<sub>3</sub></i>	<i>h<sub>3</sub></i>	<i>f<sub>3</sub></i>	<i>e<sub>3</sub></i>	<i>m<sub>3</sub></i>	<i>h<sub>3</sub><sup>2</sup></i>	<i>f<sub>3</sub> · h<sub>3</sub><sup>2</sup></i>	<i>e<sub>3</sub><sup>3</sup></i>	<i>f<sub>3</sub> · e<sub>3</sub><sup>3</sup></i>
4	Außen- haut } Schergang } über der Kimm									
5										
6	Mittel-Kielplatte									
7	„ Kielschwein									
8	Längspannen									
9	Seitenkielschweine									
10	Innerer Boden (Panzerträger)									
11	Mittellängsschott									
12	Kohlenbunkerschotte									
13	(Walgangschotte)									
14	Plattformdeck (Stringer und Winkel)									
15	Zwischendeck									
16	(Panzerdeck)									
17	Haupt- (Batterie-) Deck									
18	Oberdeck									
	usw.									
				$\Sigma(f) = F$		$\Sigma(m) = M$		$\Sigma(f \cdot h^2)$		$\Sigma(f \cdot e^3)$
						$\frac{M}{F} = e_w$		$\cdot \frac{1}{12} \Sigma(h^3)$		$+ \Sigma(e^3)$
										$= \Sigma(f) = J$
										$- F \cdot e_w^3$

Trägheitsmoment in bezug auf die neutrale Achse:  $\frac{1}{12} \Sigma(f \cdot h^3) + \Sigma(f \cdot e^3) - e_w^3 \cdot \Sigma(f) = J_s$ .

Schwerpunktabstand vom Kiel:  
 $\frac{M}{F} = e_w$ ;  
 $e_w^3 = \dots$ ;  
 $F \cdot e_w^3 = \dots$

<sup>1)</sup> Hier sind die Maße der den einzelnen Verbandteilen gleichwertigen Trägerrechtecke einzusetzen, nicht diejenigen der Verbandteile selbst. Hat man nur die Querschnitte einer Schiffseite eingesetzt, so ist das Ergebnis *J<sub>s</sub>* noch mit 2 zu multiplizieren.

Die Berechnung des Trägheitsmomentes erfolgt nach der Tabelle auf S. 513. Im allgemeinen vernachlässigt man der Vereinfachung wegen die Eigenträgheitsmomente der Verbandteile, also das Glied  $\frac{1}{12} \cdot (f \cdot h^3)$ , welches im Vergleich zum Gesamtträgheitsmoment sehr klein ist, oder bringt es einfach mit  $1-3 \text{ vH}$  des Gesamtträgheitsmomentes in Ansatz. Auch hier ist zu beachten, daß bei vergleichenden Rechnungen gleichmäßig vorgegangen werden muß.

## 2. Neuere Auffassungen des wirksamen Widerstandsmomentes.

Nach neuerer Auffassung (vgl. Pietzker: Die Festigkeit der Schiffe, S. 82 bis 87) können sowohl auf der Zug- als auf der Druckseite nur die gut versteiften Teile des Schiffsträgers in die Rechnung einbezogen werden; auf der Zugseite müssen die nicht in der Nähe von Stegen liegenden Teile unberücksichtigt bleiben, weil die Übertragung der Zugkräfte nur in der Nähe von Stegen gewährleistet ist (vgl. S. 496); auf der Druckseite fallen die nicht

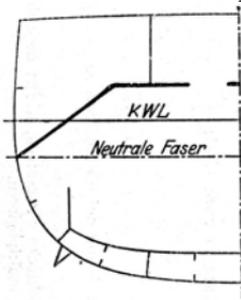


Abb. 460.

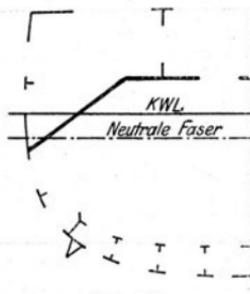


Abb. 461.

dicht an Stegen liegenden Teile fort, weil sie nicht als genügend knicksicher anzusehen sind. Als Stege bzw. wirksame Gurte haben hierbei längslaufende Profile und Plattenstreifen der Außenhaut, Decks, Innenboden, Seitenträger zu gelten, welche mit den Profilen zusammenhängende Träger bilden; als zusammenhängender Träger ist ferner jede längslaufende Ecke mit den zugehörigen Plattenstreifen anzusehen. Als wirksame Breite der Träger ist nach Pietzker die 40- bis 50fache Plattendicke anzusehen.

Nach dieser Anschauungsweise wird der tragende Querschnitt wesentlich vermindert, beispielsweise kommt bei einem älteren kleinen Kreuzer statt des Querschnittes nach Abb. 460 nur der Querschnitt nach Abb. 461 bei der Rechnung in Betracht. Unter Umständen können längslaufende Verbandteile, die nicht durchgehen (z. B. interkostale Schotte und Unterzüge), und die man an sich nicht mitrechnen kann, indirekt wirksam werden, da sie die ihnen benachbarten Teile durchlaufender Beplattungen zum vollen Mittragen zwingen. Abzüge für Nietverschwächung brauchen nicht in Ansatz gebracht zu werden, da eine Berechtigung hierzu noch weniger vorliegt, als wenn man alle Verbandteile voll tragend rechnet.

Die Pietzkersche Anschauungsweise stützt sich vor allem auf die Versuche, welche Biles<sup>1)</sup> im Jahre 1905 im Auftrage der englischen Admiralität mit dem Torpedoboot „Wolf“ durchführte. Bei eingehenden Durchbiegungsversuchen zeigte sich, daß das rückwärts errechnete Elastizitätsmaß des gesamten Schiffskörpers nur etwa  $\frac{2}{3}$  so groß wie der des Schiffbaumaterials war. Biles führt den Unterschied teilweise auf Nachgiebigkeit der Nietverbindungen zurück, Pietzker auf Nichttragen der nicht knickfesten Längsverbände.

Neuerdings hat nun Hoffmann<sup>2)</sup>, Delft, die Bileschen Versuchsergebnisse einer rechnerischen Neubearbeitung unterzogen und ist dabei zu der Auffassung gekommen, daß die nicht knickfesten Teile der Deck- und Außenhautbeplattung voll tragen, solange ihre Belastung unterhalb der Knicklast liegt; bei höherer

<sup>1)</sup> Biles: The Design and Construction of Ships.

<sup>2)</sup> Hoffmann: Analysis of Sir John Biles's Experiments on H. M. S. „Wolf“, in the Light of Pietzker's Theory. T. J. N. A. 1925.

Belastung mißt er den dann ausgeknickten Plattenteilen einen wirksamen Widerstand in Höhe der Knickbeanspruchung bei. In Abb. 462<sup>1)</sup> bis 464 sind die rechnermäßigen Verteilungen der Spannungen in den durchlaufenden Verbänden des „Wolf“ wiedergegeben, wie sie sich bei voller Bewertung sowie nach Pietzker und Hoffmann ergeben. Beachtenswert ist, wie aus der Abb. 463 ersichtlich, daß nicht nur die in der Längsrichtung ausgesteiften, sondern auch die gewölbten Platten (z. B. in der Kimm und an den Seiten) als knickfest anzusehen sind und also mittragen. Die Hoffmannsche Auffassung wird durch Rechnungen und Versuche, die Schnadel mit dünnwandigen Kastenträgern machte<sup>2)</sup>, gestützt. Weiter hat sich durch die Rechnungen von Schnadel ergeben, daß die bei Durchbiegungsrechnungen bisher vernachlässigten Schubkräfte bei dünnwandigen Schiffen zu einer beträchtlichen Vergrößerung der Durchbiegung (beim „Wolf“ z. B. 15 vH) führen.

Bemerkenswert ist bei der neuesten Auffassung, daß nach ihr bei geringer Belastung alle Teile tragen, und erst nach Erreichung der Knickgrenze die versteiften Längsverbände

in höherem Maße herangezogen werden als die übrigen. Mit zunehmender Belastung ist das immer mehr der Fall, so daß das Bild sich von der Billesschen Verteilung der Spannungen über die Hoffmannsche (die in der Abb. 463 für mittlere Belastung dargestellt ist) immer mehr der Pietzkerschen

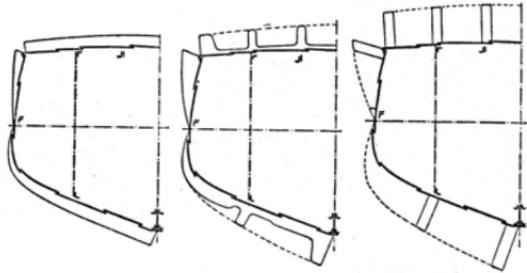


Abb. 462.

Abb. 463.

Abb. 464.

nähert, wengleich sie auch bei extremster Belastung nicht ganz erreicht wird.

Entscheidend für die Wahl der Grundsätze für die Berechnung des wirksamen Widerstandsmomentes muß die Bauweise des betreffenden Schiffes sein, und zwar auf Grund der Annahme, daß tatsächlich eine hohe Belastung vorliegt. Bei kleineren Kriegsschiffen, bei denen der Querverband vor allem durch die Schotten gegeben ist und bei denen die verhältnismäßig weitstehenden Querspanten eine dünne Außenhaut tragen, kommt den neueren Anschauungen eine hohe Bedeutung zu. Man ist daher bei solchen Schiffen zu Längsspantenkonstruktionen übergegangen, bei denen kein Teil der Decks und der Außenhaut auf mehr als 40- bis 50fache Plattenbreite unversteift bleibt. Auch bei manchen Flußschiffen liegen ähnliche Verhältnisse vor. Bei den Konstruktionen seegehender Handelsschiffe werden dagegen schwere Außenhaut- und Decksplatten durch näherstehende Querspanten weit wirksamer versteift. Der Hoffmannschen Auffassung kommt ein Vorschlag von Lienau<sup>3)</sup> nahe, bei welchem er bei Handelsschiffen mit Querspanten auf der Zugseite den vollen Querschnitt rechnet (nach Abzug von 13 vH für Nietverschwächung) und auf der Druckseite im Boden unter Berücksichtigung des Wasserdruckes und der Euler-Föppelschen Knickungsformeln eine 120fache Plattendicke neben den längslaufenden Versteifungen (für ein 121 m langes Schiff mit 7,4 m Tiefgang). Nicht in Übereinstimmung hiermit stehen allerdings Versuchsergebnisse, nach welchen bei Durchbiegungen von Handelsschiffen das Elastizitätsmaß 1100000 bis 1300000 beträgt, also auch nur etwa 60 vH des Schiffsquerschnittes wirksam tragen sollen<sup>4)</sup>.

<sup>1)</sup> Siemann: Ferndehnungsmessungen an Schiffskörpern. Z. V. d. I. 17. April 1926.

<sup>2)</sup> Schnadel: Die Spannungsverteilung in den Flanschen dünnwandiger Kastenträger. Jahrb. S. B. T. G. 1926.

<sup>3)</sup> Lienau s. Fußnote S. 503.

<sup>4)</sup> Barfœd: Die Form der Längsbiegekurve eines Schiffes. Skysbygning, Mai 1919.

Auch bei der Berechnung von Längsspanntenkonstruktionen muß eine Bewertung der Längsspannten in der Weise erfolgen, daß man sie nur dort als vollgültig zugfest bewertet, wo sie tatsächlich durch die Schottquerschnitte durchlaufen, nicht also an den Seiten des Schiffes und an den Zwischendecks; ihren Wert als Versteifungsverband zur Herbeiführung des wirksamen Tragens der naheliegenden Platten behalten sie natürlich auch an diesen Stellen.

Während im Kriegsschiffbau bei den neueren Konstruktionen ein Auseinanderhalten der älteren und modernen Berechnungsweise kaum mehr möglich ist, wird im Handelsschiffbau im allgemeinen mit vollem Querschnitt gerechnet. Solange es sich um einfache Vergleichsrechnungen ähnlicher Konstruktionen handelt, ist hiergegen nichts einzuwenden, besonders da in den meisten Fällen der Vergleich mit älteren Schiffen, von denen Berechnungsergebnisse vorliegen, angestrebt wird. Sobald aber verschiedenartige Konstruktionen gegeneinander abgewertet werden sollen, ist es angebracht, die Vergleiche nach allen Methoden in der Weise durchzuführen, daß man ihre Grundlagen unter Berücksichtigung der Eigenarten der Konstruktionen festlegt. Hierzu gehört vor allem, daß die dünnen Doppelbodendecken und untere Decks mit Balken an jedem Spant ohne versteifende Holzbeplankung vorsichtig bewertet werden. Bemerkenswert ist im übrigen, daß die fortschreitende Entwicklung der Konstruktionen auch im Handelsschiffbau darauf hinausgeht, die Längsfestigkeit immer mehr auf einzelne Verbände zu übertragen, die naturgemäß größere Stärke und bessere Widerstandsfähigkeit haben als die früher üblichen zahlreichen Stringer, Längsträger im Boden, leichten Unterzüge usw., die zwar einen beschränkten Teil der eigentlichen Längsverbände versteiften, aber selbst nicht wirksam mittragen.

## E. Berechnung und zulässige Größe der Normalspannungen aus Längsbiegung und Wasserdruck.

Die reine Zugbeanspruchung durch die Biegung des Schiffskörpers wird auf dem Wellenberg im obersten Verbandteil

$$\sigma_0 = \frac{M \cdot e_0}{J},$$

die Druckspannung im untersten Verbandteil

$$\sigma_u = \frac{M \cdot e_u}{J}.$$

Im Wellental ist die Beanspruchungsart entgegengesetzt. Im allgemeinen ergeben sich bei alleiniger Betrachtung der reinen Biegungsbeanspruchung die Höchstwerte in den oberen Verbänden.

Da die Größe des Widerstandsmomentes bei gleichbleibender Fläche mit der Höhe des Trägers wächst, ist es zweckmäßig, die Höhe des wirksamen Trägers möglichst groß zu machen, d. h. die stärkste Gurtung, das Festigkeitsdeck, hoch anzuordnen. Bei Schiffen mit schweren Aufbauten (d. h. solchen, über welche sich die Außenhaut erstreckt), die sich über mehr als etwa 0,25 bis 0,30 Schiffslänge erstrecken, wird daher die schwere Gurtung in die Aufbauten gelegt und an ihren Enden durch schwere Verbände (Zugbänder und Schergang) in das nächsttiefere Deck überführt. Bei kürzeren schweren Aufbauten ist eine Einbeziehung in den Schiffsträger unzulässig, da die Spannungen doch an den Enden der Aufbauten auftreten, weil die maximalen Biegemomente hier noch annähernd dem Höchstwert gleich sind. Leichte Aufbauten (d. h. Deckshäuser von nicht voller Schiffsbreite, also ohne direkten Zusammenhang mit der Außenhaut) größerer Länge hat man bisher meist in geeigneten Abständen durchschnitten und dadurch für die Gesamtfestigkeit unwirksam gemacht, weil die durch

sie herbeigeführte Vergrößerung des Trägheitsmomentes weniger wirksam ist, als die Vergrößerung des Abstandes der äußersten von der neutralen Faser. Trotzdem traten infolge großer Schubspannungen in den Ecken der Öffnungen (Türen, Fenster) derartiger Aufbauten Risse auf; man neigt daher neuerdings<sup>1)</sup> mehr der Ansicht zu, daß es richtiger ist, den Steg, den die Wände derartiger Deckshäuser oberhalb der schweren Festigkeitsgurtung des Schiffsträgers darstellen, durch eine aufgesetzte Gurtung so weit zu stärken, daß das Widerstandsmoment bis zur oberen Gurtung des Deckshauses ebenso groß wird wie das Widerstandsmoment des Schiffskörpers ohne Deckshaus, d. h. bis zur Gurtung des Festigkeitsdecks bzw. des schweren Aufbaus unter dem Deckshaus. Die Berechnung der maßgebenden Vergleichsspannung hat stets für diejenigen obersten Verbandteile zu erfolgen, die tatsächlich imstande sind, sie aufzunehmen, also für die höchste Faser des Gurtungsdecks bzw. des zugehörigen Scherganges, nicht aber für leichte, höher vorragende Verbandteile (Luksüll, Schanzkleid).

Sollen Festigkeitsrechnungen nicht nur für einzelne besondere Querschnitte, sondern systematisch für den ganzen Schiffskörper durchgeführt werden, so werden die gesamten Rechnungen des Schiffes für eine größere Anzahl Querschnitte über die ganze Länge durchgeführt. Abb. 467 bis 473 zeigen die Ergebnisse derartiger Rechnungen für ein Schiff der Kaiserklasse, und zwar für die drei Fälle: in ruhigem Wasser, auf dem Wellenberg und im Wellental (unter Annahme rein statischer Verhältnisse). Gleiche Kurven für einen kleinen Kreuzer zeigen Abb. 474 bis 476.

Im allgemeinen werden Festigkeitsrechnungen, besonders bei Handelsschiffen, nur für reine Biegungsbeanspruchung durchgeführt. Die sich dabei ergebenden Spannungen wachsen sehr mit der Größe der Schiffe. Ihre zulässige Größe wird durch die gewählten Grundlagen ganz außerordentlich beeinflusst. Abb. 477 zeigt verschiedene Kurven über zulässige Höchstbeanspruchungen für reine Biegung (unter Angabe der Rechnungsbedingungen), die auf Grund von Angaben von Johns<sup>2)</sup>, Murray, Biles und einer größeren Anzahl veröffentlichter Festigkeitsrechnungen aufgestellt wurden. Die Werte gelten im schwächsten Querschnitt auf  $\frac{1}{3}$  Länge mittschiffs für die gezogene Faser des Oberdecks, welche im allgemeinen der stärksten Beanspruchung ausgesetzt ist, wenn nur reine Biegung gerechnet wird. Zug- und Druckspannungen der untersten Faser des Schiffes gehen normalerweise nicht über 75 bis 80 vH der dargestellten Werte hinaus. In Einzelfällen gehen die Beanspruchungen der untersten Faser ebenso hoch und höher als die der obersten, sie erreichen dann jedoch auch im obersten Verbandteil nicht die gegebenen Größen. Die Kurvenwerte können nach Art ihrer Entstehung nicht als absolute Höchstwerte, sondern nur als Richtwerte benutzt werden. Aus der verschiedenen Größe je nach den Rechnungsbedingungen ist ohne weiteres ersichtlich, daß die Ergebnisse von Festigkeitsrechnungen immer nur Vergleichswerte sein können, die ohne Befügung der Rechenmethoden wertlos sind. Rechnungen für die gesamte Längsfestigkeit der Schiffe dürfen überhaupt nur als Vergleich gewertet werden. Je mehr alle in Frage kommenden Beanspruchungen in die Rechnung einbezogen werden, um so näher wird man den absoluten Werten der auftretenden Spannungen kommen; ihre genaue rechnerische Feststellung ist bei der Unsicherheit der Annahmen über die Beanspruchungen jedoch nicht möglich. Als geeigneter Weg zu genauer Ermittlung kann der Meßversuch angesehen werden, dem neuerdings immer mehr Bedeutung beigegeben wird<sup>3)</sup>.

<sup>1)</sup> Foster King: Large Deck Houses. T. J. N. A. 1913. — Montgomery: Light Superstructures. Marine Rev. Juni 1915.

<sup>2)</sup> Johns: The Strength of Iron Ships. T. J. N. A. 1874.

<sup>3)</sup> Siemann: Ferndehnungsmessungen am Schiffskörper. Z. V. d. I. 1926, S. 539. — Dahlmann, Hoppe, Schäfer: Methoden und Möglichkeiten für Festigkeitsmessungen am Schiffskörper. W. R. H. 1926, Nr. 12, 13.

## Festigkeitskurven eines Linienschiffes.

## I. Vertikale Scherkräfte und Biegemomente.

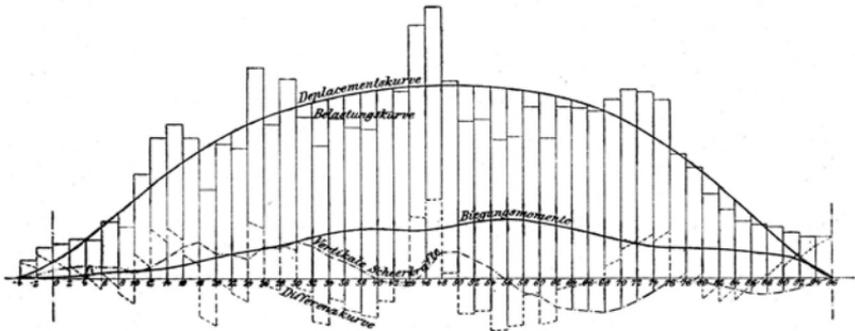


Abb. 465. Auf ebener Wasserlinie.

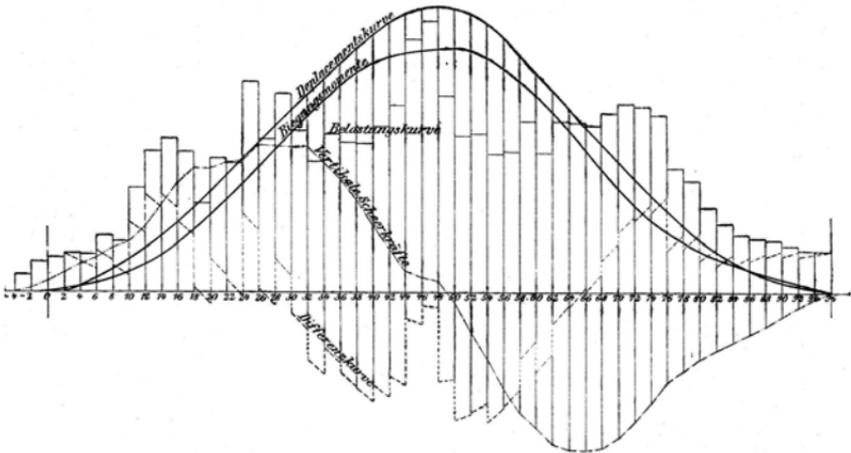


Abb. 466. Auf dem Wellenberg.

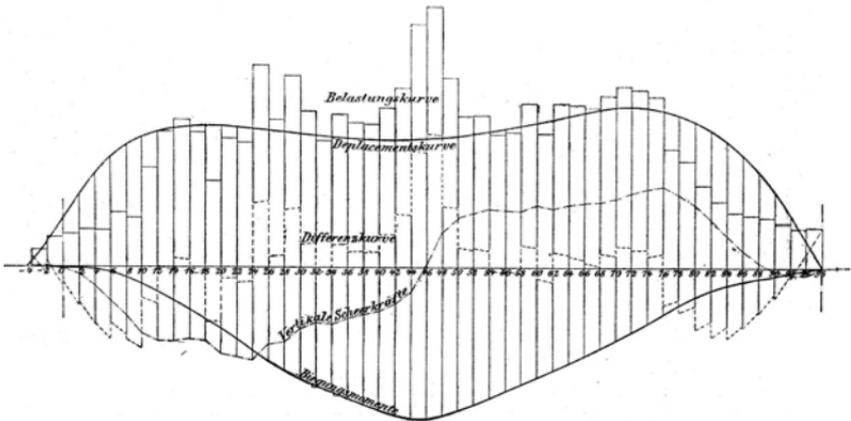


Abb. 467. Im Wellental.

II. Trägheitsmomente und Spannungen.

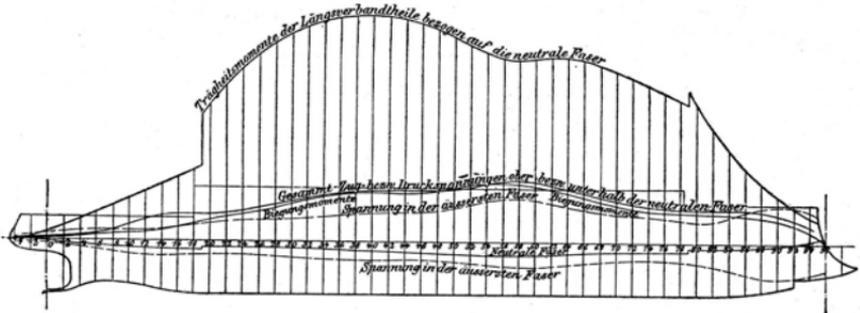


Abb. 468. Auf ebener Wasserlinie.

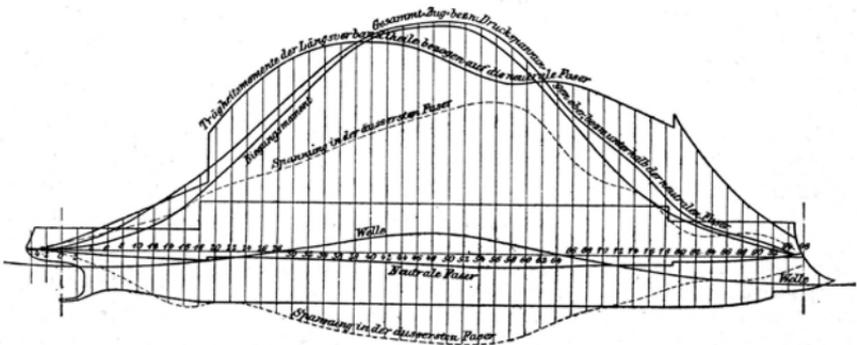


Abb. 469. Auf dem Wellenberg.

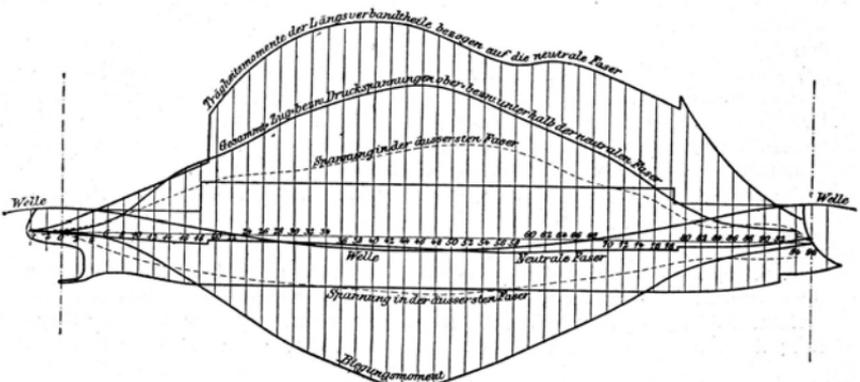


Abb. 470. Im Wellental.

## III. Gesamte Normalkräfte und horizontale Scherkräfte.

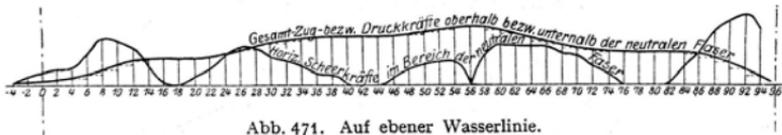


Abb. 471. Auf ebener Wasserlinie.

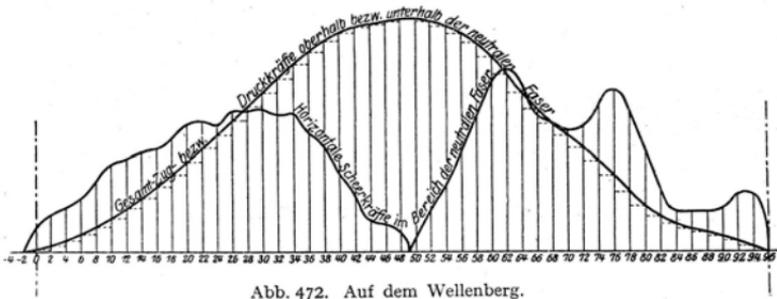


Abb. 472. Auf dem Wellenberg.

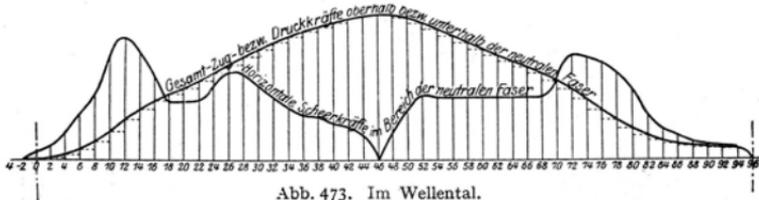


Abb. 473. Im Wellental.

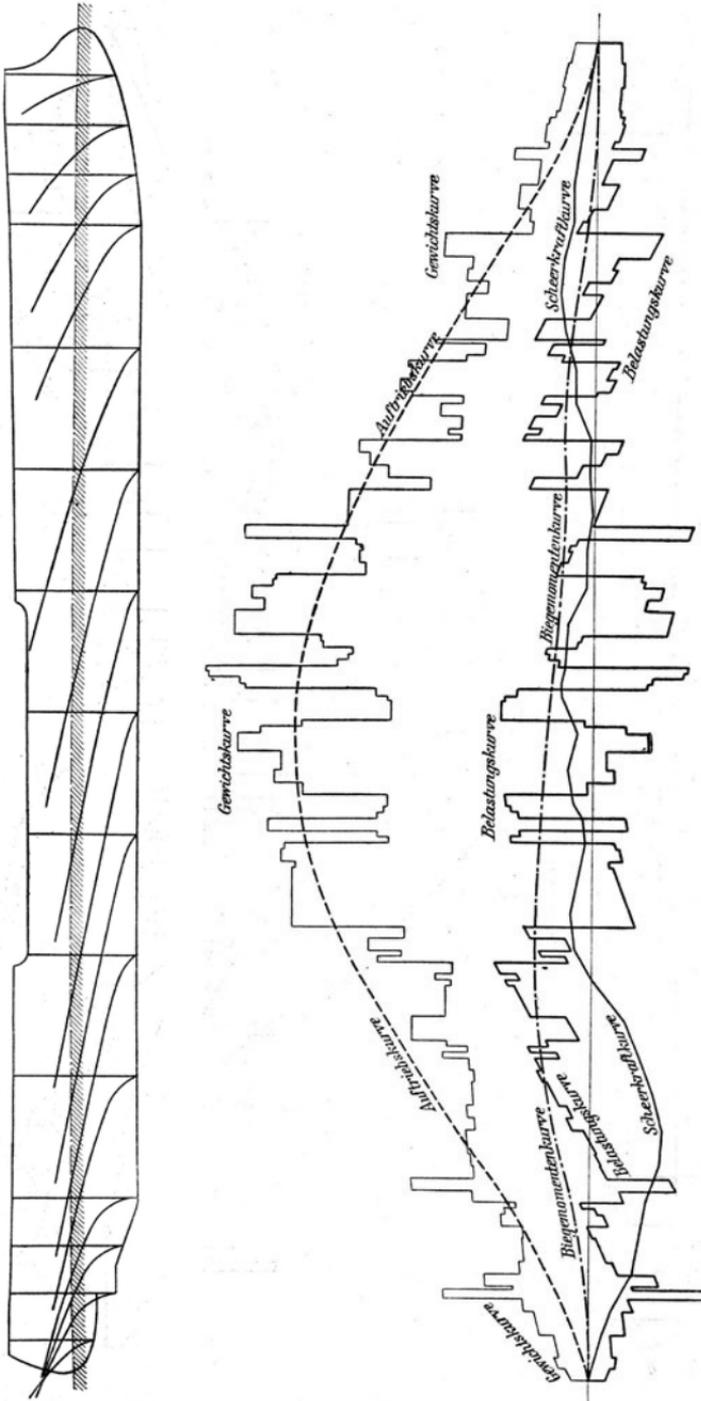
Soll außer der reinen Biegungsspannung auch die Wasserdruckspannung berücksichtigt werden, so wird für die kleinen und großen Beplattungsfelder des Außen- und Innenbodens zunächst die Größe derselben nach den S. 509 gegebenen Grundsätzen ermittelt. (Die Spannungen, welche sich aus der Durchbiegung nachgiebigerer Profile ergeben, können — wenigstens soweit die Spannungen der Platten allein untersucht werden — meist vernachlässigt werden.) Sie treten an den einzelnen Punkten des Bodenverbandes in sehr verschiedener Größe und Richtung auf. Von Bedeutung sind nur die längsschiffs gerichteten Druckspannungen, welche mit den aus der Längsschiffsbiegung herrührenden Druckspannungen zusammenfallen, vor allem an den Stellen, wo eine wirksame Aufnahme der Biegungsspannung wahrscheinlich ist, also in der Nähe längslaufender Versteifungen. Die längsschiffs gerichteten Wasserdruckspannungen können hier mit ihrem vollen Werte eingesetzt werden<sup>1)</sup>; Druck- und Zugspannungen heben sich dabei auf. Die querschiffs gerichteten Wasserdruckspannungen bewirken senkrecht zu ihrer eigenen Richtung (also längsschiffs) eine Zusammenziehung (bei Zugspannung) bzw. Stauchung (bei Druckspannung) des Materials, die einer längsschiffs gerichteten Kraft entsprechen würde, welche  $\frac{l}{m} = \frac{1}{3,3}$  mal so groß ist wie die querschiffs gerichteten (vgl. S. 467). Es entsteht also in der Längsschiffsrichtung eine Gesamtdehnung (bzw. Stauchung), die der algebraischen Summe der einzelnen Dehnungen entspricht. Man kann daher rechnen<sup>2)</sup>, als ob längsschiffs außer der in dieser Richtung liegenden Spannung noch eine zweite auftritt, deren Größe gleich dem

[Forts. S. 524.]

<sup>1)</sup> Vgl. Sellentin: Beanspruchung ebener Schiffsbodenbleche. Schiffbau Jg. 5, S. 3.

<sup>2)</sup> Föppl: Vorlesungen über technische Mechanik.

Festigkeitskurven eines kleinen Kreuzers.



Festigkeitskurven eines kleinen Kreuzers.

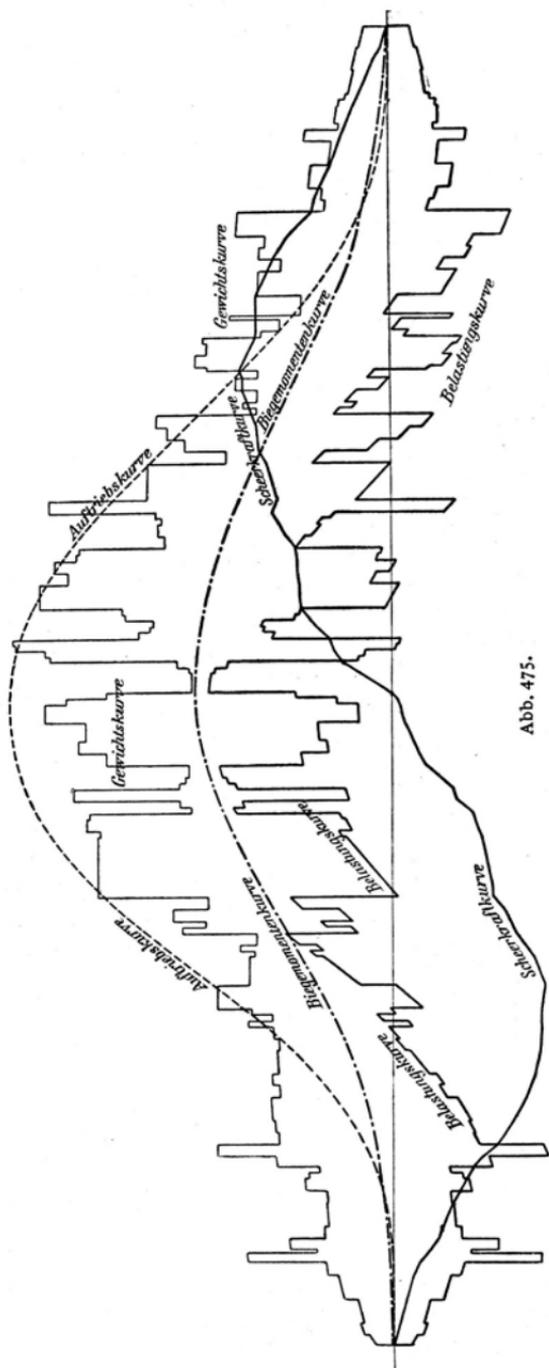
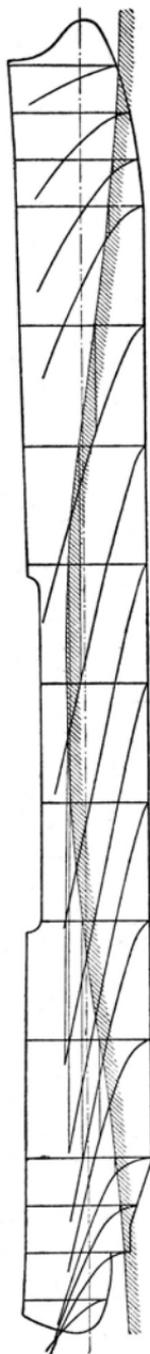


Abb. 475.

Festigkeitskurven eines kleinen Kreuzers.

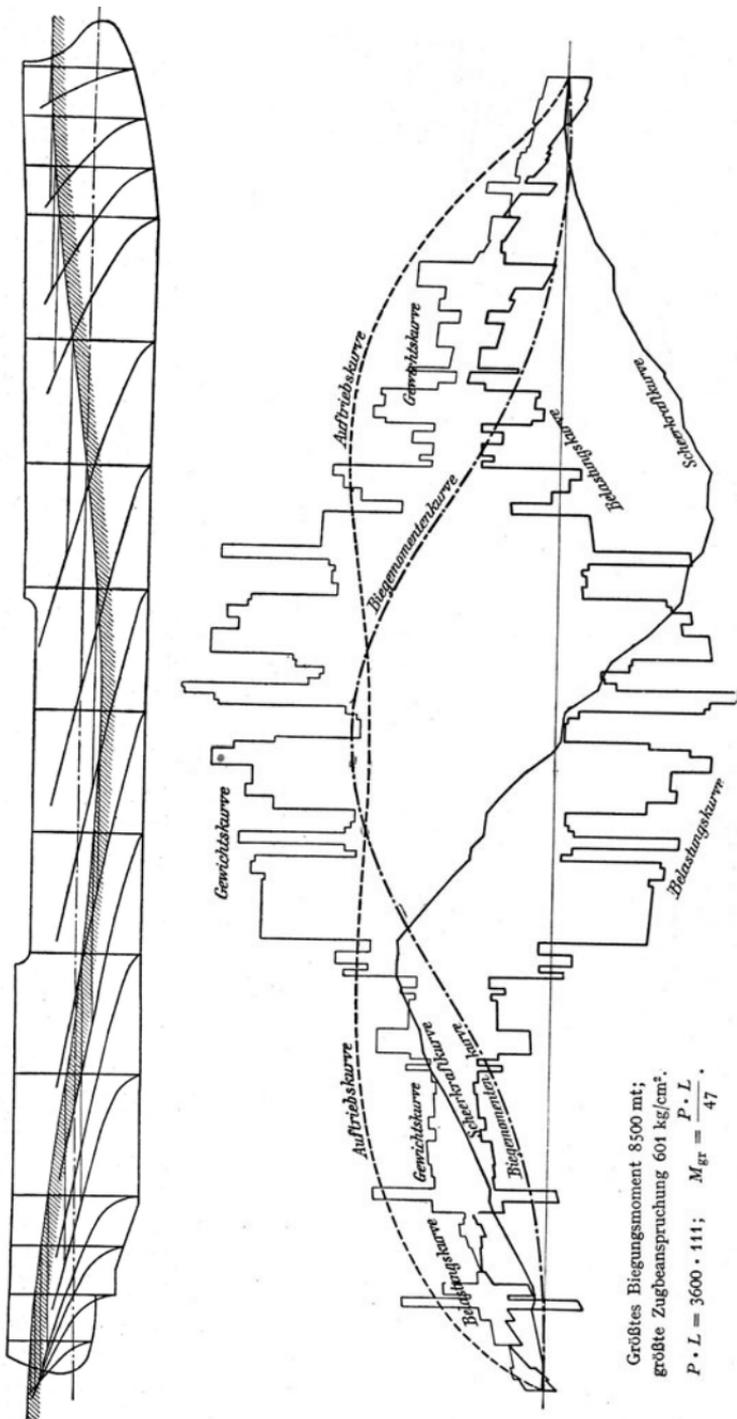


Abb. 476.

Richtwerte für zulässige Materialspannungen in der obersten Decksfaser von Querspantschiffen für reine Längsbiegebeanspruchung.

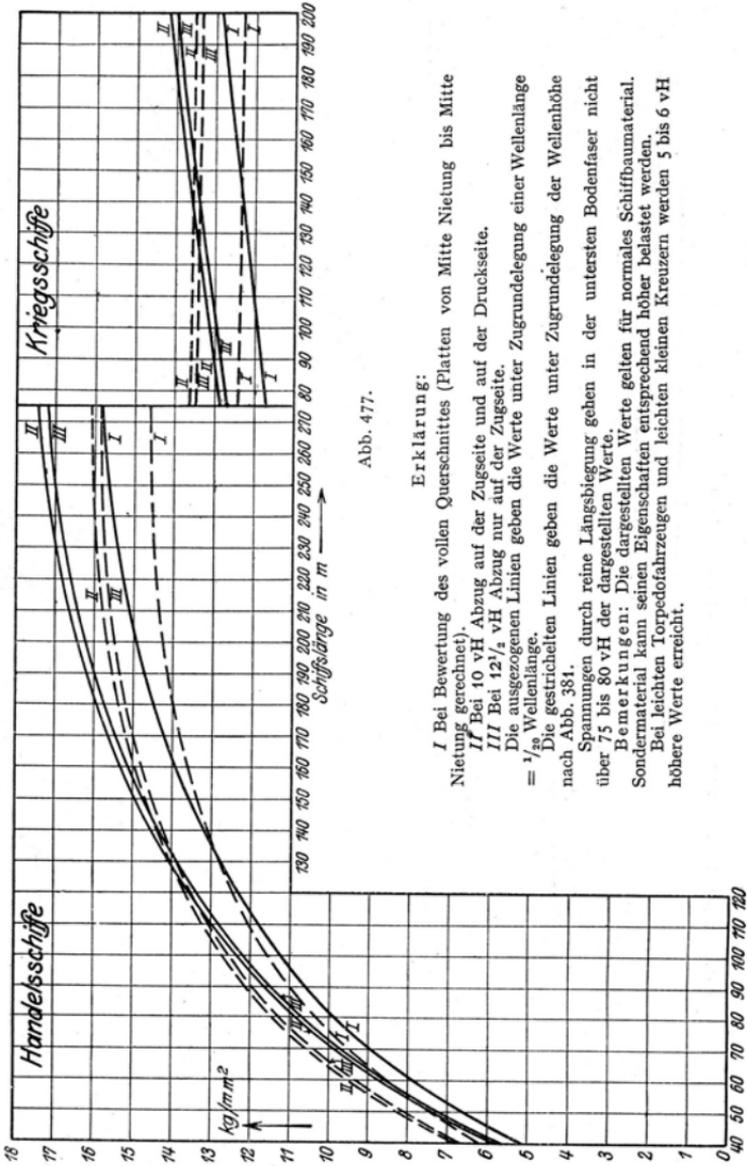


Abb. 477.

Erklärung:

I Bei Bewertung des vollen Querschnittes (Platten von Mitte Nietung bis Mitte Nietung gerechnet).

II Bei 10 vH Abzug auf der Zugseite und auf der Druckseite.

III Bei 12 1/2 vH Abzug nur auf der Zugseite.  
Die ausgezogenen Linien geben die Werte unter Zugrundelegung einer Wellenlänge = 1/10 Wellenlänge.

Die gestrichelten Linien geben die Werte unter Zugrundelegung der Wellenhöhe nach Abb. 381.

Spannungen durch reine Längsbiegung gehen in der untersten Bodenfasern nicht über 75 bis 80 vH der dargestellten Werte.

Bemerkungen: Die dargestellten Werte gelten für normales Schiffbaumaterial. Sondermaterial kann seinen Eigenschaften entsprechend höher belastet werden.

Bei leichten Torpedofahrzeugen und leichten kleinen Kreuzern werden 5 bis 6 vH höhere Werte erreicht.

$\frac{1}{m}$  fachen Betrage der querschiffs liegenden Spannung ist. Für die Wahl des Vorzeichens (Druck +, Zug -) ist dabei zu beachten, daß querschiffs liegender Zug längsschiffs Verkürzung ergibt, also wie Druck wirkt, und umgekehrt.

Die Ermittlung der Punkte, an denen die stärkste Überlagerung der Einzelspannungen stattfindet, erfolgt an Hand des Schemas Abb. 478, in welches für

den betr. Fall die zahlenmäßige Größe der Einzelspannungen eingetragen wird, und zwar Zug- und Druckspannungen mit entgegengesetztem Vorzeichen. Nach den Angaben von Pietzker treten die vom Wasserdruck herrührenden in Frage kommenden Druckspannungen, soweit sie mit den Hauptlängsdruckspannungen zusammenfallen, bei Kriegsschiffen im Innenboden in einer Höhe bis 900 bis 1000 kg/cm<sup>2</sup>, in der Außenhaut bis 500 bis 600 kg/cm<sup>2</sup> auf. Bei mittleren Handelsschiffen erreichen sie gleiche Höhe, bei größeren Schiffen noch etwa 200 kg/cm<sup>2</sup> mehr. Bei Bewertung dieser Zahlen ist zu beachten, daß eine volle

Schema für die Ermittlung der Punkte, an denen die stärkste Übereinanderlagerung von Einzelspannungen stattfindet.

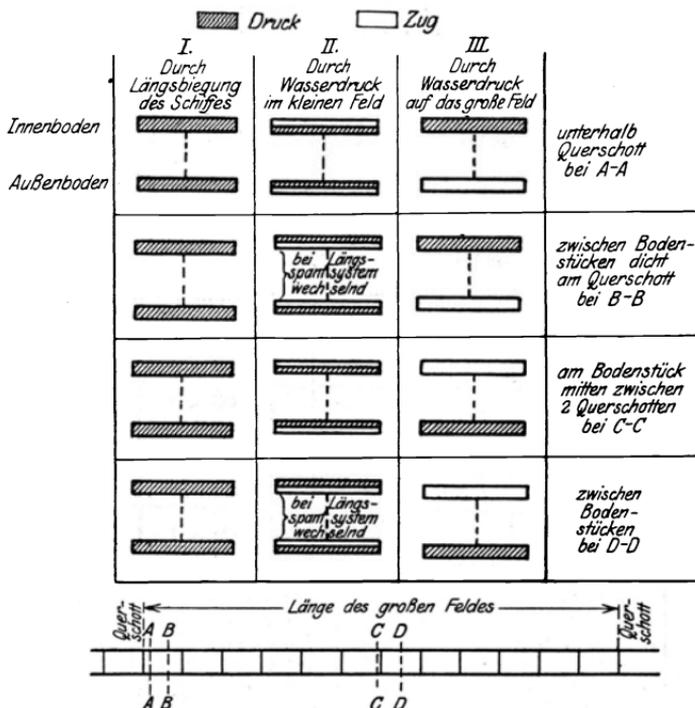


Abb. 478.

Belastung des Innenbodens nur im Havariefall, in welchem eine lokale Überbeanspruchung, die sich unter Umständen durch Zusammenwirken mit der Hauptlängsdruckspannung ergibt, belanglos ist, da sie nach geringster Formänderung fortfällt.

Die rechnermäßig zulässige Gesamtspannung im Bodenverband ergibt sich daraus, daß die reinen Längsbiegungsspannungen 75 bis 80 vH der in Abb. 477 dargestellten Werte nicht überschreiten und aus den obengenannten Zahlen; übereinstimmend hiermit gibt Pietzker an, daß sie bei Kriegsschiffen nicht wesentlich über 2000 kg/cm<sup>2</sup> steigen soll, wenn eine Wellenhöhe =  $\frac{1}{20}$  Wellenlänge zugrunde gelegt ist; bei großen Handelsschiffen wird dieser Betrag überschritten; durch die Wasserdruckzusatzbeanspruchungen gehen also die Bodenspannungen wesentlich über die Deckspannungen hinaus

und erreichen eine Größe, die nur unter dem Gesichtspunkt als zulässig angesehen werden darf, daß die tatsächlichen Belastungen wahrscheinlich bedeutend unter den rechnermäßigen bleiben. Durch die bei Überneigung des Schiffes entstehende Verkleinerung des Widerstandsmomentes steigen die Vergleichsspannungen in der äußersten Faser (Kimm, Schergang, Stringer) um etwa 10 vH.

Die zulässigen Biegungsspannungen bei Flußschiffen sind geringer als bei Seeschiffen, weil ihre wesentlich leichteren Verbände die Nachteile des Schiffbauträgers (Knickung, mangelhafte Übertragung des Zuges von Steg auf Gurtung) in erhöhtem Maße zeigen. Bei Abzug von 10 vH des gesamten Querschnittes für Nietverschwächung dürfen 800 bis 1000 kg/cm<sup>2</sup> bei normaler Beanspruchung nicht überschritten werden; über 1200 kg/cm<sup>2</sup> ist auch für Ausnahmefälle unzulässig. Wie außerordentlich Beanspruchungen und Spannungen von der Art der Beladung abhängig sind, geht aus folgenden Ergebnissen einer Rechnung hervor:

Festigkeitsübersicht für einen Rheinkahn.

$L = 78,2$  m Tragfähigkeit bei 2,5 m Tiefgang 1380 t,

$B = 9,43$  m,

$H = 2,55$  m, Eigengewicht 280 t, 10 Räume;

neutrale Achse = 94,20 cm über dem Kiel.

Bei 10 vH Abzug für Nietverschwächung sowohl für Zug- als für Druckseite ist das Widerstandsmoment = 765 000 cm<sup>2</sup>.

	Beladungsfälle			Biegemoment cm/kg	Spannung kg/cm <sup>2</sup>	
	leer Raum	halb leer Raum	voll Raum		Deck	Boden
I <sup>1)</sup>	1 bis 10	1, 3, 5, 7, 9	2, 4, 6, 8, 10 1 bis 10	42 000 000	550 Z	322 D
II <sup>1)</sup>				56 700 000	740 „	434 „
III <sup>1)</sup>				48 500 000	635 D	372 Z
IV	5, 6			138 000 000	1805 Z	1055 D
V	4, 7			78 500 000	1025 „	600 „
VI	3, 8			38 000 000	495 „	290 „
VII	3, 8, 5, 6			173 000 000	2265 „	1325 „
VIII	2, 3, 8, 9			51 000 000	665 D	389 Z
IX	2, 3, 5, 6, 8, 9			126 500 000	1655 Z	970 D
X	2, 3, 4, 7, 8, 9			111 500 000	1460 „	854 „
XI	1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10			134 000 000	1730 D	1018 Z

Z = Zug, D = Druck.

In allen Fällen ist gleichmäßige Ladung angenommen. Durch ungleichmäßige Beladung können leicht Erhöhungen von Biegemoment und Spannung um 10 bis 15 vH auftreten. Hinzu treten im Boden noch Wasserdruckspannungen, die beim beladenen Schiff leicht 500 kg/cm<sup>2</sup> betragen.

## F. Schubbeanspruchungen und -spannungen aus der Längsbiegung.

Die auf S. 494 gegebene Formel über Art, Verteilung und Größe von vertikalen und horizontalen Schubspannungen, die aus der Biegung eines Trägers herrühren, werden bei Berechnung dieser Spannungen im Schiffsträger an-

<sup>1)</sup> Normale Beladungsfälle vgl. S. 504.

gewendet. Es ist also die Schubspannung an einem beliebigen Punkte eines Querschnittes

$$\tau = \frac{Q \cdot S}{J \cdot b},$$

worin  $Q$  = die Querkraft des betreffenden Querschnittes,

$S$  = das statische Moment des außerhalb des Punktes liegenden Querschnittes, bezogen auf die neutrale Achse,

$J$  = das gesamte Trägheitsmoment des Querschnittes, bezogen auf die neutrale Achse,

$b$  = die gesamte Breite aller Verbandteile in Höhe des betreffenden Querschnittes (also etwa doppelte Stärke der Außenhaut + einfache Stärke eines Mittelschottes)

darstellt.

Gegen senkrechte Schubbeanspruchungen bieten die Verbände, vor allem die Außenhaut, reichliche Sicherheit. Wesentliche Beanspruchungen ergeben sich dagegen unter Umständen infolge der gleichzeitig auftretenden horizontalen Schubbeanspruchungen in der Nietung der Längsnähte in Höhe der neutralen Faser. Um festzustellen, ob die Nietbeanspruchungen einen gefährlichen Betrag erreichen, genügt es, in den Querschnitten der größten Querkräfte (also auf etwa  $\frac{1}{4}$  Schiffslänge von beiden Schiffsenden) die Schubspannung in der neutralen Faser zu errechnen. Aus ihr wird durch Multiplikation mit der Stegstärke des Schiffsträgers in der neutralen Achse und mit der Längeneinheit (1 m) die Schubkraft errechnet, welche durch die in der Längeneinheit vorhandenen Nietquerschnitte aufgenommen werden muß. Durch Division vorhan- denen Nietquerschnitte erhält man die Schubspannung der betreffenden Nietnaht (vgl. die Formeln S. 498). Doppelte Nietreihen zählen hierbei vollwertig. Der Querschnitt dreireihiger Nietverbindungen ist mit 0,77, der vierreihiger mit 0,65 zu multiplizieren. Diese Geringwertigkeit mehrreihiger Nietlängsnähte rührt daher, daß die Schubkräfte sich von den Platten aus fast ausschließlich in die äußeren Nietreihen übertragen und die inneren erst nach eingetretener Formänderung zum Tragen kommen.

Die Berechnung der Horizontalschubspannungen kann auf anderem Wege bei gleicher theoretischer Grundlage auch erfolgen, indem man (Abb. 459) für die einzelnen Flächenelemente (Rechtecke) des Trägers gleicher Festigkeit die Produkte aus Spannung und Querschnitt bildet und sie von den äußersten Fasern nach der neutralen hin summiert. Die Summen der Teile oberhalb und unterhalb der neutralen Faser sind gleich, die Ordinaten der Summierungskurven haben also in der neutralen Faser gleiche Größe. Die Ordinate in der neutralen Faser stellt die gesamten im Querschnitt auftretenden Zug- bzw. Druckkräfte dar. Diese Gesamtzug- oder Druckkräfte, für eine Reihe von Spantquerschnitten berechnet und als Ordinaten über der Schiffslänge aufgetragen, ergeben die Kurve des Gesamtzuges oder -druckes für das ganze Schiff (Abb. 471 bis 473).

Die Differenzen zweier im Abstand 1 aufeinanderfolgenden Ordinaten dieser Kurve bilden den Abfall an Zug- oder Druckkraft zwischen diesen Ordinaten, welche in der neutralen Faser als wagerechte, auf die Strecke  $l$  verteilte Schubkraft auftritt. Letztere, bezogen auf die in der Längeneinheit enthaltenen Nietquerschnitte, ergeben die spezifische Schubspannung in den Nieten der in der Gegend der neutralen Faser liegenden Längsnähte der Außenhaut.

Ebenso wie in der neutralen Faser können die Schubspannungen für jede andere Ebene ermittelt werden, wenn man die Summierung der Produkte aus Spannung und Fläche des Trägerquerschnittes nur bis zu dieser Ebene ausführt.

Die Größe der Schubspannungen wird außerordentlich durch die Verteilung der Ladung beeinflußt. Abb. 479 zeigt z. B. die Größe der Scherkräfte für ein Schiff mit zwei vorderen und zwei hinteren Laderäumen, einmal mit homogener Ladung, einmal mit Erzladung, und zwar pyramidenförmig in jedem Raum

aufgeschüttet. Die Biegemomente und Normalspannungen sind infolge einer mehr nach den Enden zu angenommenen Stauung der Ladung bei Erzladung 4,5 vH höher, die Scherkräfte und Schubspannungen dagegen um 39 bis 57 vH. Ist die Ladung nur in jedem Raum pyramidenförmig gestaut, ohne Größe und Schwerpunkt der Ladung in jedem einzelnen Raum zu ändern, so wird das Biegemoment nicht größer als bei homogener Ladung; die Scherkräfte und Schub-

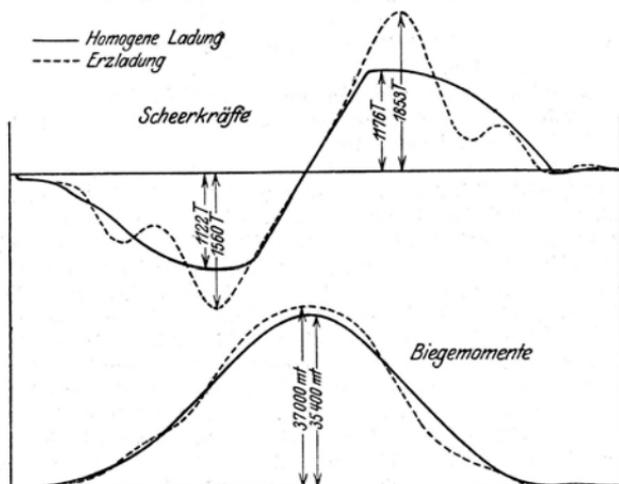


Abb. 479.

spannungen steigen trotzdem beträchtlich, je nach Zahl und Größe der Räume (leicht 30 bis 35 vH). Ähnliche Beanspruchungen treten bei Tankdampfern, besonders in Ballastfahrt auf.

### G. Durchbiegung des Schiffskörpers.

Beim Entwurf eines Schiffes ist außer der Beanspruchung der Bauteile unter Umständen die Durchbiegung zu berücksichtigen; besonders bei langen, verhältnismäßig niedrigen Flußschiffen kann die Durchbiegung trotz normaler Beanspruchung so erheblich werden, daß der erlaubte Tiefgang des Fahrzeuges nicht unbedeutend überschritten wird. Es kommen vor allem solche Durchbiegungen in Betracht, die aus einer in gleichem Sinne durchlaufenden Momentenkurve hervorgehen. Bildet die Momentenkurve, was bei langen Flußkähnen häufig der Fall ist, eine Schlangenlinie mit negativen und positiven Momenten, die über die Schiffslänge einige Male wechseln, so sind die Durchbiegungen meist unerheblich.

Zur Bestimmung der Durchbiegung muß die elastische Linie gefunden werden, als deren Pfeilhöhe sich dann die Durchbiegung ergibt. Die Gleichung für den Krümmungshalbmesser der elastischen Linie eines Trägers lautet

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{E \cdot J} = \frac{d^2 \gamma}{d x^2},$$

worin  $\rho$  = der Krümmungshalbmesser,

$M$  = das Biegemoment

$J$  = das Trägheitsmoment

$E$  = das Elastizitätsmaß

} des betr. Querschnittes

ist (vgl. Hütte, 22. Aufl. S. 532).

Zur Ableitung der elastischen Linie berechnet man Biegemomente und Trägheitsmomente für eine Anzahl von Querschnitten und trägt dann die Werte für  $\frac{1}{\rho}$  über der Schiffslänge ab (Abb. 480). Durch Integration der Fläche unter dieser Kurve ergibt sich eine Hilfskurve, deren Ordinaten die Tangentialwerte  $\frac{dy}{dx}$  der elastischen Linie darstellen. Diese Kurve wird von ihrem Wendepunkt, der unter dem Höchstwert der Kurve für  $\frac{1}{\rho}$  liegt, aus nach den Enden des Schiffes zu nochmals integriert und dadurch die Ordinaten  $y$  der elastischen Linie gefunden.

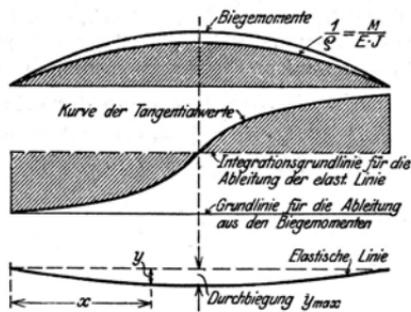


Abb. 480.

Als Größe des Elastizitätsmaßes kommt nicht die ganze Größe des Elastizitätsmaßes für Schiffbaustahl (2 150 000) in Frage, da der Querschnitt nicht voll wirksam ist. Berücksichtigt man bei Berechnung des Trägheitsmomentes den ganzen oder nahezu den ganzen Querschnitt der längslaufenden Verbandteile, so ist das Elastizitätsmaß je nach Art des Schiffes und der Verbandkonstruktion zwischen 1 400 000 und 2 000 000 zu wählen<sup>1)</sup>. Bei bekannten Biegemomenten und gemessener Durchbiegung kann durch Umkehrung der Rechnung das Elastizitätsmaß für den gesamten Schiffskörper gefunden werden<sup>2)</sup>.

## H. Querfestigkeit von Schiffen.

Untersuchungen über die Querfestigkeit von Schiffen werden verhältnismäßig selten durchgeführt; da aber mit der Einführung der Längspantensysteme das Problem für den Schiffbauer wesentlich wichtiger geworden ist, sind einige Ausführungen über die Art der Querbeanspruchung und ihre Bedeutung nötig.

Für Handelsschiffe wurde die meistangewendete Methode der Berechnung von Bruhn<sup>3)</sup> auf Grund des Prinzips der virtuellen Arbeit gegeben. Als auf die Spanten einwirkende Kräfte kommen in Frage:

1. das Eigengewicht des Schiffes und der Ladung,
2. die Reaktion dieser Gewichte gegen Roll- und Stampfbewegungen,
3. die äußeren Kräfte, Wasserdruck, Druck auf die Schlingerkiel usw.

Mathematischer Betrachtung ist nur das ruhende Schiff zugänglich, aus dem man sich ein Stück in der Länge einer Spantentfernung herausgeschnitten denkt. Gewichte und Wasserdruck (Verdrängung) sowie die Biegemomente müssen ausgleichend sein.

Unter Ausscheidung der Einflüsse, die von den anliegenden Verbandteilen herrühren könnten, ist der in Abb. 481 gezeichnete Träger also nur solchen Kräften und Biegemomenten unterworfen, die in der Zeichenebene wirken. In einem Punkte  $N$  des Trägers wird also eine Einzelkraft  $F$ , eine Scherkraft  $R$  und ein Biegemoment  $M$  wirken, in einem Punkte  $K$  entsprechend  $P_0$ ,  $Q_0$  und  $M_0$ .

<sup>1)</sup> Vgl. S. 514.

<sup>2)</sup> S. auch Schmidt, Überschlägliche Berechnung der Durchbiegung von Schiffen. Schiffbau. 1909. Jg. XI. S. 79/82.

<sup>3)</sup> Bruhn: Querfestigkeit von Schiffen. Schiffbau 1904/1905, 5. Jg. S. 153/155, 196/199, 297/300, 350/354, 433/438, 474/477; Schiffbau 1902/1903, 3. Jg., S. 11/15 u. 49/57. — Stieghorst; Zeichnerisch-rechnerische Verfahren zur Bestimmung der Querbeanspruchungen. Schiffbau 1906, 7. Jg., S. 857/761, 895/899, 941/947 u. 983/986.

Die Kräfte und Biegemomente bei  $N$  müssen denen bei  $K$  gleich sein, unter Hinzufügung der Kräfte, welche auf den zwischen  $K$  und  $N$  liegenden Teil des Trägers wirken. Ist nun  $v$  der Vertikaldruck des Wassers auf den Teil zwischen  $K$  und  $N$ ,  $h$  der Horizontaldruck,  $c$  das Gewicht der Ladung,  $s$  das Eigengewicht des Trägers und  $\alpha$  der Winkel der Tangente in  $N$  zur Wagerechten, ferner  $V$ ,  $H$ ,  $C$ ,  $S$  die entsprechenden Momente, so ergibt sich:

$$F = P_0 \cos \alpha + Q_0 \cdot \sin \alpha + v \cdot \sin \alpha - h \cdot \cos \alpha - (S + C) \sin \alpha, \quad (1)$$

$$R = P_0 \cdot \sin \alpha + Q_0 \cdot \cos \alpha + v \cdot \cos \alpha + h \cdot \sin \alpha - (S + C) \cos \alpha, \quad (2)$$

$$M = M_0 + P_0 \cdot y - Q_0 \cdot x - V - H + S + C. \quad (3)$$

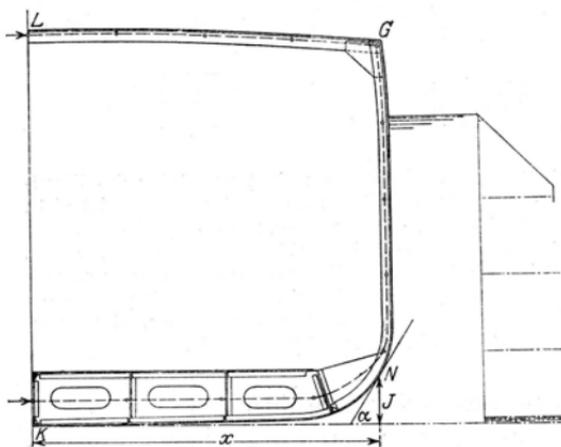


Abb. 481.

Kennt man die Werte für  $K$ , so lassen sich die Werte für  $N$  nach obigen Gleichungen leicht bestimmen.

Als allgemeines Gesetz gilt, daß bei Beanspruchung eines Trägers die dabei geleistete Arbeit ein Minimum ist, oder daß der Träger mit der geringsten Kraft der Beanspruchung widersteht. Ist  $p$  die Kraft auf die Flächeneinheit und  $e$  das Elastizitätsmaß, dann ist der allgemeine Ausdruck für die geleistete Arbeit

$$W = \iiint \frac{p^2}{2e} \cdot dy \cdot dx \cdot dz.$$

Für einen Stab, der direkt auf Zug oder Druck beansprucht ist, ergibt sich

$$W = \frac{1}{2e} \int \frac{F^2}{A} \cdot dl,$$

wobei  $F$  = gesamte Kraft,

$l$  = Länge des Stabes,

$A$  = Querschnitt des Stabes.

Ist der Querschnitt konstant, dann ist

$$W = \frac{F^2 \cdot l}{A^2 \cdot e}.$$

Für einen Stab, der auf Abscherung beansprucht ist, ergibt sich

$$W = \frac{1}{2G} \int \frac{\mu R^2}{A} \cdot dl,$$

wobei  $R$  = Scherkraft,

$l$  = Länge des Stabes,

$A$  = Querschnitt des Stabes,

$G$  = Elastizitätsmaß für Abscherung.

Der Wert von  $\mu$  ist leicht für jeden Querschnitt zu ermitteln, wenn man die Verteilung der Scherkräfte kennt; es ist

$$\mu = \frac{\int \int q^2 \cdot dy \cdot dx}{q_1^2 A},$$

wobei  $dy \cdot dx$  = ein Flächenelement des Querschnittes,  
 $q$  = die tatsächliche Schubspannung auf die Flächeneinheit,  
 $q_1$  = die gesamte, auf den Querschnitt wirkende Scherkraft, dividiert durch das Areal  $A$ .

$\mu$  ist im allgemeinen größer als 1, aber meistens um einen derartig geringen Betrag, daß man ohne großen Fehler  $\mu = 1$  setzen kann.

Ist ein Stab auf Biegung beansprucht, so ist

$$W = \frac{1}{2e} \int \frac{M^2}{J} dl,$$

wobei  $M$  = Biegemoment,  
 $J$  = Trägheitsmoment,  
 $e$  = Elastizitätsmaß.

Bleibt das Biegemoment konstant, dann ist

$$W = \frac{M^2 \cdot e}{2J \cdot e}.$$

Die gesamte Arbeit, welche daher in Gestalt von direkten Zug- und Druckkräften, Abscherung und Biegung in dem Träger geleistet wird, ist daher

$$W = \frac{1}{2e} \int \frac{F^2}{A} \cdot dl + \frac{1}{2G} \int \frac{\mu \cdot R^2}{A} \cdot dl + \frac{1}{2e} \int \frac{M^2}{J} \cdot dl.$$

Nach dem Prinzip der virtuellen Arbeit muß die Summe der virtuellen Arbeiten = 0 sein, daher

$$\frac{dW}{dP_0} = \frac{1}{e} \int \frac{F}{A} \cdot \frac{dF}{dP_0} \cdot dl + \frac{1}{G} \int \frac{\mu \cdot R}{A} \cdot \frac{dR}{dP_0} \cdot dl + \frac{1}{e} \int \frac{M}{J} \cdot \frac{dM}{dP_0} dl = 0, \quad (4)$$

$$\frac{dW}{dQ_0} = \frac{1}{e} \int \frac{F}{A} \cdot \frac{dF}{dQ_0} \cdot dl + \frac{1}{G} \int \frac{\mu \cdot R}{A} \cdot \frac{dR}{dQ_0} \cdot dl + \frac{1}{e} \int \frac{M}{J} \cdot \frac{dM}{dQ_0} dl = 0, \quad (5)$$

$$\frac{dW}{dM_0} = \frac{1}{e} \int \frac{F}{A} \cdot \frac{dF}{dM_0} \cdot dl + \frac{1}{G} \int \frac{\mu \cdot R}{A} \cdot \frac{dR}{dM_0} \cdot dl + \frac{1}{e} \int \frac{M}{J} \cdot \frac{dM}{dM_0} dl = 0. \quad (6)$$

Mit Hilfe dieser drei letzten Gleichungen ist es möglich, nach Bestimmung der Größen  $F$ ,  $R$  und  $M$  aus Gl. (1), (2), (3) die Werte von  $P$ ,  $Q$  und  $M$  zu finden.

Eine einfache Überlegung zeigt nun, daß in allen Fällen, wo die Länge eines Trägers die Höhe desselben bedeutend überschreitet, die Wirkung der Scherkräfte äußerst gering im Vergleich zu den Biegemomenten ist. Wir können infolgedessen, ohne einen großen Fehler zu begehen, den zweiten Summanden in den Ausdrücken für

$$\frac{dW}{dP_0}, \quad \frac{dW}{dQ_0}, \quad \frac{dW}{dM_0}$$

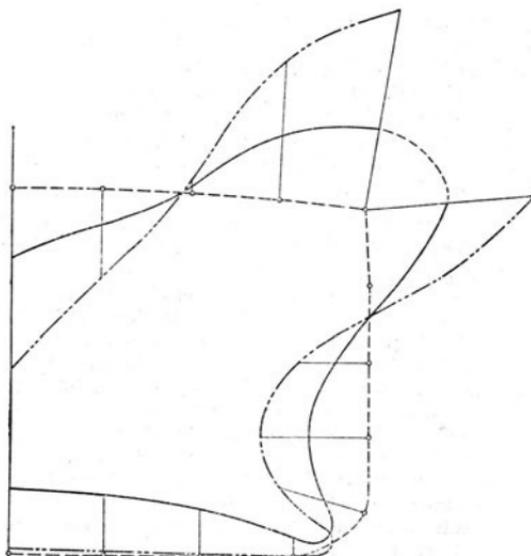


Abb. 482.

--- -- -- -- -- Neutrale Faser. ————— Biegemomente.  
 - - - - - Spannungen.

weglassen. Ebenso können wir in unserem Fall den ersten Summanden als bedeutungslos ausschalten, so daß wir auf Grund der Gl. (3) zu folgenden Werten gelangen:

$$\int \frac{M}{J} \cdot \frac{dM}{dP_0} \cdot dl = \int \frac{1}{J} (M_0 + P_0 y - Q_0 \cdot x - V - H + S + C) y dl = 0, \quad (7)$$

$$\int \frac{M}{J} \cdot \frac{dM}{dQ_0} \cdot dl = \int \frac{1}{J} (M_0 + P_0 y - Q_0 \cdot x - V - H + S + C) x dl = 0, \quad (8)$$

$$\int \frac{M}{J} \cdot \frac{dM}{dM_0} \cdot dl = \int \frac{1}{J} (M_0 + P_0 y - Q_0 \cdot x - V - H + S + C) dl = 0. \quad (9)$$

Die praktische Integration dieser Ausdrücke über die ganze Länge des Trägers möge mit Hilfe der Simpson-Regel geschehen. Da der Träger symmetrisch zur Mittelachse ist, brauchen wir nur über eine Hälfte zu integrieren; es empfiehlt sich, von  $K$  bis  $G$  und von  $G$  bis  $L$  gesondert zu integrieren, da bei  $G$  eine Unstetigkeit vorhanden ist. Man teile die Strecken  $K$  bis  $G$  und  $G$  bis  $L$  in eine gerade Zahl von gleichen Teilen und berechne für jeden Teilpunkt das Trägheitsmoment des Trägers. Die Werte  $y$  und  $x$ , die zu den Momenten  $P$  und  $Q$  gehören, sind bekannt, die Momente  $V$ ,  $H$ ,  $S$  und  $C$  zu bestimmen. Bildet man die Summen

$$-V - H + S + C,$$

so kann man für jeden der oben bestimmten Teilpunkte einen Ausdruck finden, der aus vier Gliedern besteht, von denen die drei ersten unbekannt, nämlich  $M_0$ ,  $P_0$ ,  $Q_0$ . Nehmen wir dieselben als bekannt an, integrieren, addieren die beiden Resultate für  $KG$  und  $GL$  und setzen die Summe  $= 0$ , so ist Gl. (9) erfüllt. Man braucht nicht mit einem Drittel der Intervalle nach Simpons Regel zu multiplizieren, da die Summe  $= 0$  gesetzt wird; nimmt man die Intervalle zwischen  $K$  und  $G$  sowie zwischen  $G$  und  $L$  gleich groß, so braucht man überhaupt keine Multiplikation auszuführen. Führt man dieselben Integrationen nach  $y$  und  $x$  aus, so erhält man weitere Gleichungen, die den Gl. (8) und (7) entsprechen, und kann dann aus diesen drei Gleichungen die Werte  $M_0$ ,  $P_0$ ,  $Q_0$  bestimmen und somit auch das Biegemoment an jedem der Teilpunkte zwischen  $KG$  und  $GL$ .

Einzelheiten über die praktische Durchführung der Rechnungen unter Korrektur der meist unrichtigen Annahme, daß Gewicht und Wasserdruck in dem betreffenden Querschnitt gleich sind, sowie über den Anteil der Schotte an der Querfestigkeit gibt Bruhn in dem genannten Aufsatz. Aus Abb. 482 ist der Verlauf der Momente und Spannungen, abgesetzt von der neutralen Faser des in Abb. 481 dargestellten Spantquerschnittes, ersichtlich, wobei die Momente und Spannungen nach der Seite hin aufgetragen sind, an welcher Zug auftritt.

Bei dieser Betrachtungsweise ist davon ausgegangen, daß die Spantverbände mit den zugehörigen Decksbalken und Bodenstücken die gesamte Querfestigkeit des Schiffes darstellen, tatsächlich entfällt jedoch schon bei Handelsschiffen ein sehr großer Teil der Querfestigkeit auf die Schotte und Rahmenspannen, teils unmittelbar, teils durch Längsverbände (Stringer) übertragen. Sowohl Schotte als auch Rahmenspannen sind hierbei als nahezu starr anzusehen.

Bei Schiffen mit mehreren Decks oder mehreren Reihen Raumbalken wird die Frage der Querfestigkeit statisch noch unbestimmter; immerhin kann in diesem Fall für das Spant die vereinfachende Annahme gemacht werden, daß es unten am nahezu starren Doppelboden und oben an dem untersten Deck fest eingespannt ist, daß also lediglich ein belasteter, an beiden Enden eingespannter Balken vorhanden ist.

Im Kriegsschiffbau beruht die Querfestigkeit in der Hauptsache durchaus auf den zahlreichen Schotten; die schwachen, verhältnismäßig weit stehenden Spanten dienen hier nur zur Aussteifung der Beplattung zwischen den Schotten und den Längsträgern. Für die Beanspruchung des Querverbandes eines großen Schiffes beim Docken errechnet Pietzker auf Grund des Prinzips

der gleichen Formänderung (vgl. S. 480), daß ein Schott so viel trägt wie etwa 50 Spanten, also etwa  $\frac{9}{10}$  der Querfestigkeit auf die Schotte entfällt, da auf 5 bis 6 Spanten ein Schott kommt.

Wieweit die Verteilung der Gesamtquerbeanspruchung auf Spanten bzw. auf Schotte zu erfolgen hat, hängt vom Einzelfalle ab, ob es sich um Kriegs- oder Handelsschiffe, Schnell- oder Tankdampfer mit vielen Schotten oder solche Schiffe handelt, welche nur die geringste zulässige Anzahl Schotte haben.

Auch Querfestigkeitsrechnungen sind im wesentlichen Vergleichsrechnungen; ihre Ergebnisse sind keine absoluten Werte, aber die Rechnungen gestatten den Vergleich verschiedener Konstruktionssysteme und geben ein Bild von der Art und dem Verlauf der Beanspruchungen.

## J. Die Clapeyronsche Gleichung im Schiffbau.

Die Clapeyronsche Gleichung wird wegen ihrer einfachen schematischen Aufstellung und großen Übersichtlichkeit viel im Hochbau und Eisenbetonbau zur Berechnung von durchlaufenden und Rahmenträgern angewendet. Sie kann daher für ähnliche Untersuchungen auch im Schiffbau warm empfohlen werden.

Für den in Abb. 483 dargestellten Träger  $ACB$  gilt bei freier Auflagerung in  $A$  und  $B$  die Dreimomentengleichung (2); bei vollkommener Einspannung an den Enden kommen noch die beiden Zweimomentengleichungen (1) und (2) hinzu, so daß zur Bestimmung der drei statisch Unbestimmten des beiderseits eingespannten Trägers  $ACB$  drei Elastizitätsgleichungen zur Verfügung stehen<sup>1)</sup>.

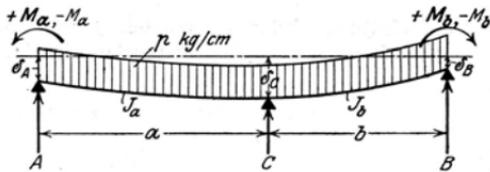


Abb. 483.

Bereich  $AC$ :

$$+2M_a \cdot \frac{a}{J_a} + M_c \cdot \frac{a}{J_a} = -6 \cdot \frac{Q_a}{a \cdot J_a} + \frac{6E}{a} (\delta_A - \delta_C); \quad (1)$$

Bereich  $ACB$ :

$$+ M_a \cdot \frac{a}{J_a} + 2M_c \cdot \left( \frac{a}{J_a} + \frac{b}{J_b} \right) + M_b \cdot \frac{b}{J_b} = -6 \cdot \left( \frac{Q_a}{a \cdot J_a} + \frac{Q_b}{b \cdot J_b} \right) - 6E \left\{ \begin{array}{l} \cdot \left( \frac{\delta_A - \delta_C}{a} - \delta_C \cdot \frac{a+b}{ab} + \frac{\delta_B}{b} \right); \end{array} \right. \quad (2)$$

Bereich  $CB$ :

$$+ M_c \cdot \frac{b}{J_b} + 2M_b \cdot \frac{b}{J_b} = -6 \cdot \frac{Q_b}{b \cdot J_b} + \frac{6E}{b} (\delta_A - \delta_C). \quad (3)$$

Hierin sind:

$M_a, M_c, M_b$  die drei unbekanntenen Stützenmomente,

$Q_a$  das Moment der Momentenfläche aus den Lasten im Bereiche  $a$  bezogen auf die linke Stützensenkrechte durch  $A$ ,

$Q_b$  das Moment der Momentenfläche aus den Lasten im Bereiche  $b$  bezogen auf die linke Stützensenkrechte durch  $C$ ,

$Q_a$  das Moment der Momentenfläche aus den Lasten im Bereiche  $a$  bezogen auf die rechte Stützensenkrechte durch  $C$ ,

$Q_b$  das Moment der Momentenfläche aus den Lasten im Bereiche  $b$  bezogen auf die rechte Stützensenkrechte durch  $B$ ,

die Verschiebungen  $\delta_A, \delta_B, \delta_C$  sind wie die virtuellen Arbeiten positiv einzusetzen, wenn die Verschiebung nach unten (Absenkung) erfolgt, bzw. negativ, wenn sie nach oben erfolgt.

<sup>1)</sup> Siehe: Die Anwendung der Gleichung der drei Momente (Clapeyronsche Gleichung) im Schiffbau, S. 27, Gl. (105) bis (107). Berlin: Julius Springer 1925.

Werden alle senkrechten Stützenverschiebungen  $\delta_A, \delta_B, \delta_C$  gleich Null oder einander gleich groß, so fallen die Glieder mit  $\delta$  aus allen drei Gleichungen heraus, und man hat für starre Stützen:

Bereich  $AC$ :

$$+ 2 \mathbf{M}_a \cdot \frac{a}{J_a} + \mathbf{M}_c \cdot \frac{a}{J_a} = -6 \cdot \frac{\mathfrak{R}_a}{a \cdot J_a}; \quad (4)$$

Bereich  $ACB$ :

$$+ \mathbf{M}_a \cdot \frac{a}{J_a} + 2 \mathbf{M}_c \cdot \left( \frac{a}{J_a} + \frac{b}{J_b} \right) + \mathbf{M}_b \cdot \frac{b}{J_b} = -6 \cdot \left( \frac{\mathfrak{Q}_a}{a \cdot J_a} + \frac{\mathfrak{R}_b}{b \cdot J_b} \right); \quad (5)$$

Bereich  $CB$ :

$$+ \mathbf{M}_c \cdot \frac{b}{J_b} + 2 \mathbf{M}_b \cdot \frac{b}{J_b} = -6 \cdot \frac{\mathfrak{Q}_b}{b \cdot J_b}. \quad (6)$$

Die Belastungsglieder der rechten Seite können auch in vereinfachter Form angeschrieben werden, indem gesetzt wird<sup>1)</sup>:

$$k_{Ca} = \frac{6 \mathfrak{R}_a}{a^2}, \quad k_{Aa} = \frac{6 \mathfrak{Q}_a}{a^2};$$

$$k_{Bb} = \frac{6 \mathfrak{R}_b}{b^2}, \quad k_{Cb} = \frac{6 \mathfrak{Q}_b}{b^2}.$$

Wird in die Gl. (4) bis (6) ein konstantes, aber sonst beliebiges Querschnittsträgheitsmoment  $J_c$  eingeführt und zur Abkürzung gesetzt:

$$a) \frac{J_c}{J_a} = a'; \quad b) \frac{J_c}{J_b} = b',$$

so hat man die im Hochbau und Eisenbetonbau für einfache Rahmen verwendete Dreimomentengleichung als Rahmgleichung:

Bereich  $AC$ :

$$+ 2 \mathbf{M}_a \cdot a' + \mathbf{M}_c \cdot a' = -k_{Ca} \cdot a'; \quad (7)$$

Bereich  $ACB$ :

$$+ \mathbf{M}_a \cdot a' + 2 \mathbf{M}_c \cdot (a' + b') + \mathbf{M}_b \cdot b' = -k_{Aa} \cdot a' - k_{Bb} \cdot b'; \quad (8)$$

Bereich  $CB$ :

$$+ \mathbf{M}_c \cdot b' + 2 \mathbf{M}_b \cdot b' = -k_{Cb} \cdot b'. \quad (9)$$

Einige kleine Beispiele sollen die Anwendung der Clapeyronschen Gleichung zeigen.

1. Der Träger  $ACB$  sei überall starr unterstützt und von der gleichmäßig verteilten Belastung  $p$  belastet.

Die Momentenkurven aus der gleichmäßigen Belastung im Bereich  $a$  und  $b$  sind Parabeln mit den Pfeilhöhen  $\frac{p a^2}{8}$  und  $\frac{p b^2}{8}$ , den Momentenflächen  $\frac{p a^2}{8} \cdot \frac{2a}{3}$  und  $\frac{p b^2}{8} \cdot \frac{2b}{3}$  und mit den Schwerpunktsabständen der Momentenflächen von der linken bzw. rechten Stützensenkrechten  $\frac{a}{2}$  und  $\frac{b}{2}$ , so daß jetzt wird<sup>1)</sup>:

<sup>1)</sup> Für eine große Reihe in der Praxis immer wiederkehrender Belastungsfälle sind diese Integrationsformeln in der Tabelle „Kreuzlinienabschnitte“ in *Armierter Beton* 1918, H. II, veröffentlicht. (Die Clapeyronsche Gleichung als Grundlage der Rahmenberechnung von Obering. Dipl.-Ing. Georg Ehlers.)

$$\mathfrak{Q}_a = \mathfrak{R}_a = \frac{p a^2}{8} \cdot \frac{2a}{3} \cdot \frac{a}{2} = \frac{p a^4}{24};$$

$$\mathfrak{Q}_b = \mathfrak{R}_b = \frac{p b^2}{8} \cdot \frac{2b}{3} \cdot \frac{b}{2} = \frac{p b^4}{24};$$

und

$$-6 \frac{\mathfrak{R}_a}{a \cdot J_a} = -\frac{p}{4} \cdot \frac{a^3}{J_a},$$

$$-6 \left( \frac{\mathfrak{Q}_a}{a \cdot J_a} = \frac{\mathfrak{R}_b}{b \cdot J_b} \right) = -\frac{p}{4} \left( \frac{a^3}{J_a} + \frac{b^3}{J_b} \right),$$

$$-6 \frac{\mathfrak{Q}_b}{b \cdot J_b} = -\frac{p}{4} \cdot \frac{b^3}{J_b}.$$

Daher hat man für gleichmäßige Belastung:

Bereich  $AC$ :

$$+ 2 M_a \cdot \frac{a}{J_a} + M_c \cdot \frac{a}{J_a} = -\frac{p}{4} \cdot \frac{a^3}{J_a}; \quad (10)$$

Bereich  $ACB$ :

$$+ M_a \cdot \frac{a}{J_a} + 2 M_c \cdot \left( \frac{a}{J_a} + \frac{b}{J_b} \right) + M_b \cdot \frac{b}{J_b} = -\frac{p}{4} \left( \frac{a^3}{J_a} + \frac{b^3}{J_b} \right); \quad (11)$$

Bereich  $CB$ :

$$+ M_c \cdot \frac{b}{J_b} + 2 M_b \cdot \frac{b}{J_b} = -\frac{p}{4} \cdot \frac{b^3}{J_b}. \quad (12)$$

Hat endlich der durchlaufende Träger über allen Trägeröffnungen das gleiche Querschnitts-Trägheitsmoment, ist also  $J_a = J_b = J$ , so gilt:

Bereich  $AC$ :

$$+ 2 M_a \cdot a + M_c \cdot a = -\frac{p}{4} \cdot a^3; \quad (13)$$

Bereich  $ACB$ :

$$+ M_a \cdot a + 2 M_c \cdot (a + b) + M_b \cdot b = -\frac{p}{4} \cdot (a^3 + b^3); \quad (14)$$

Bereich  $CB$ :

$$+ M_c \cdot b + 2 M_b \cdot b = -\frac{p}{4} \cdot b^3. \quad (15)$$

Sind die Stützenmomente ( $M_a$ ) und ( $M_b$ ) bekannt, etwa durch die Belastung der über die Endstützen  $A$  und  $B$  überkragenden Trägerteile und haben die beiden Stützenmomente die Größen  $-M_a$  und  $-M_b$ , so fallen die Gl. (10) und (12) fort, und die Gl. (11) nimmt die Form an:

$$-M_a \cdot a + 2 M_c (a + b) - M_b \cdot b = -\frac{p}{4} (a^3 + b^3). \quad (16)$$

Sind über den Endstützen  $A$  und  $B$  überhaupt keine Stützenmomente vorhanden, so fallen  $M_a$  und  $M_b$  aus Gl. (11) heraus, man hat freie Auflagerung anzunehmen, und mit  $M_a = 0$  und  $M_b = 0$  wird aus Gl. (13):

$$+ 2 M_c (a + b) = -\frac{p}{4} (a^3 + b^3). \quad (17)$$

Für jede weitere über die Zahl drei hinausgehende Stützenszahl ist die Gl. (14) bzw. (11), (8), (5), (2) noch einmal entsprechend anzuschreiben.

2. Für einen Träger auf vier starren Stützen, wie in Abb. 484, mit vollkommener Endeinspannung und gleichmäßiger Belastung erhält man folgende vier Gleichungen:

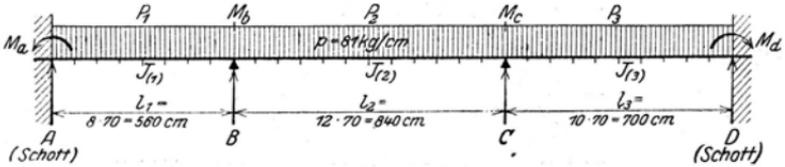


Abb. 484.

Bereich AB:  $M_a \cdot 1120 + M_b \cdot 560 = - 3\,556\,224\,000$ ;  
 „ ABC:  $M_a \cdot 560 + M_b \cdot 2800 + M_c \cdot 840 = - 15\,558\,480\,000$ ;  
 „ BCD:  $+ M_b \cdot 840 + M_c \cdot 3080 + M_d \cdot 700 = - 18\,948\,006\,000$ ;  
 „ CD:  $+ M_c \cdot 700 + M_d \cdot 1400 = - 6\,945\,750\,000$ ;

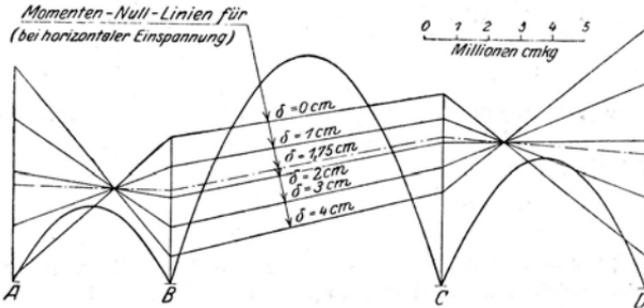


Abb. 485.

aus denen sich bald ergeben:

$$M_a = -1\,181\,270 \text{ cm/kg};$$

$$M_b = -3\,987\,900 \text{ „};$$

$$M_c = -4\,441\,500 \text{ „};$$

$$M_d = -2\,740\,500 \text{ „}.$$

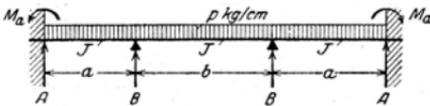


Abb. 486.

Abb. 485 zeigt die Momentenkurven eines solchen in A und D starr und in B und C durch Lukenendbalken elastisch unterstützten Unterzuges.

Ist die Stützenstellung symmetrisch, so halbiert sich die Anzahl der Gleichungen:

Bereich AB:  $M_a \cdot 2a + M_b \cdot a = - \frac{p}{4} \cdot a^3$ ;  
 „ ABB:  $M_a \cdot a + M_b \cdot 2(a+b) + M_c \cdot b = - \frac{p}{4} \cdot (a^3 + b^3)$ ;

woraus sich ergeben:

$$M_a = \frac{p}{8} \cdot \left( -a^2 + \frac{a^3 + 2b^3}{3a + 6b} \right) = - \frac{p}{12} \cdot \frac{a^3 + 3a^2b - b^3}{a + 2b}.$$

$$M_b = - \frac{p}{12} \cdot \frac{a^3 + 2b^3}{a + 2b}.$$

Wird das Verhältnis  $a : b$  gleich 0,532089, so wird das Einspannmoment  $M_a$  gleich Null, d. h. man kann freie Auflagerung annehmen; der Träger ist nur einfach statisch unbestimmt, und man erhält:

$$M_b = -\frac{p}{4} \cdot \frac{a^3 + b^3}{2a + 3b} \quad 1).$$

Mit  $a = b/2$  wird

$$M_b = -\frac{9}{128} p b^2.$$

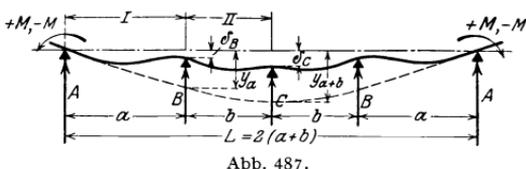


Abb. 487.

3. Für einen Träger auf fünf Stützen sind  $5 - 2 = 3$  Dreimomentengleichungen anzuschreiben, deren Zahl sich bei vorhandener Symmetrie halbiert.

A. Ist der in Abb. 487 gezeichnete symmetrische Balken an beiden Enden vollkommen eingespannt, so kommt noch eine Zweimomentengleichung hinzu:

Bereich AB:

$$+2M_a \cdot a + M_b \cdot a = -\frac{p}{4} \cdot a^3 + 6EJ \cdot \left(-\frac{\delta_B}{a}\right);$$

Bereich ABC:

$$+M_a \cdot a + 2M_b \cdot (a+b) + M_c \cdot b = -\frac{p}{4} (a^3 + b^3) - 6EJ \cdot \left(-\delta_B \frac{a+b}{ab} + \frac{\delta_C}{b}\right);$$

Bereich BCB:

$$+M_b \cdot b + 2M_c \cdot 2b + M_b \cdot b = -\frac{p}{4} \cdot 2b^3 - 6EJ \cdot \left(\frac{\delta_B}{b} - \delta_C \frac{2b}{b^2} + \frac{\delta_B}{b}\right).$$

Aus diesen Gleichungen ergeben sich

a) bei elastischer Unterstützung in B und C:

$$M_a = -\frac{p}{24} \cdot \frac{2a^3 + 3a^2b - b^3}{(a+b)} - \frac{3EJ}{a(a+b)} \cdot \left[\delta_B \left(2 + \frac{b}{a}\right) + \frac{a}{b} (\delta_B - \delta_C)\right];$$

$$M_b = -\frac{p}{12} \cdot \frac{a^3 + b^3}{a+b} + \frac{6EJ}{a+b} \cdot \left(\frac{\delta_B}{a} + \frac{\delta_B}{b} - \frac{\delta_C}{b}\right);$$

$$M_c = -\frac{p}{24} \cdot \frac{2b^3 + 3ab^2 - a^3}{a+b} - \frac{3EJ}{b(a+b)} \cdot \left[\delta_B \left(\frac{a}{b} - \frac{b}{a}\right) - \delta_C \frac{a}{b}\right]$$

Wird in diesen Gleichungen gesetzt:

$$a = b$$

und

$$\delta_B = \gamma_a \cdot c = \frac{3pa^4}{8EJ} \cdot c$$

und

$$\delta_C = \gamma_{2a} \cdot c = \frac{2pa^4}{3EJ} \cdot c,$$

wobei  $0 < c < 1$  und den Grad der Durchbiegung des Trägers AA ohne Zwischenstützen BCB angibt, so werden:

$$M_a = -\frac{pa^2}{12} \cdot (1 + 15c);$$

$$M_b = -\frac{pa^2}{12} \cdot (1 - 3c);$$

$$M_c = -\frac{pa^2}{12} \cdot (1 - 12c);$$

<sup>1)</sup> Das ist, mit anderen Bezeichnungen, dieselbe Formel, welche Isherwood bei der Berechnung seiner knielosen Längsspannen verwendet.

b) bei starrer Unterstützung in  $B$  und  $C$ :

$$M_a = -\frac{p}{24} \cdot \frac{2a^3 + 3a^2b - b^3}{a+b};$$

$$M_b = -\frac{p}{12} \cdot \frac{a^3 + b^3}{a+b};$$

$$M_c = -\frac{p}{24} \cdot \frac{2b^3 + 3ab^2 - a^3}{a+b};$$

und wenn  $a = b$ , werden:

$$M_a = -\frac{p a^2}{12}; \quad M_b = -\frac{p a^2}{12}; \quad M_c = -\frac{p a^2}{12}.$$

B. Sind bei dem in Abb. 487 gezeichneten Balken die Einspannmomente in der Größe „ $-M_a$ “ bekannt, so gelten nur die beiden Dreimomentengleichungen:

Bereich  $ABC$ :

$$-M_a \cdot a + 2M_b \cdot (a+b) + M_c \cdot b = -\frac{p}{4} (a^3 + b^3) - 6EJ \cdot \left( -\delta_B \frac{a+b}{ab} + \frac{\delta_C}{b} \right);$$

Bereich  $BCB$ :

$$M_b \cdot b + 2M_c \cdot 2b + M_b \cdot b = -\frac{p}{4} \cdot 2b^3 - 6EJ \cdot \left( \frac{\delta_B}{b} - \delta_C \frac{2b}{b^2} + \frac{\delta_B}{b} \right).$$

Hieraus erhält man für starre Unterstützung in  $B$  und  $C$ , also mit  $\delta_B = 0$  und  $\delta_C = 0$ :

$$M_b = -\frac{1}{4(4a+3b)} \cdot [p(2a^3 + b^3) + 8M_a \cdot a];$$

$$M_c = -\frac{1}{4(4a+3b)} \cdot [p(b^3 + 2ab^2 - a^3) + 4M_a \cdot a].$$

Wird  $-M_a = 0$ , so erhält man für freie Auflagerung:

$$M_b = -\frac{p}{4} \cdot \frac{2a^3 + b^3}{4a+3b} \quad \text{und} \quad M_c = -\frac{p}{4} \cdot \frac{b^3 + 2ab^2 - a^3}{4a+3b}$$

und wenn  $a = b$ , werden:

$$M_b = -\frac{3}{28} p a^2 \quad \text{und} \quad M_c = -\frac{p a^2}{14}.$$

Unter den Rahmenträgern sind im Schiffbau besonders die Spanrahmen zu verstehen, zu deren Berechnung die Clapeyronsche Gleichung in derselben einfachen und übersichtlichen Weise wie bei den Durchlaufträgern angewendet werden kann. Man hat zu unterscheiden die offenen U-förmigen Spanrahmen von Flußkähnen, die geschlossenen Spanrahmen von Eindeckschiffen, auf welche beide die Dreimomentengleichung anzuwenden ist, und schließlich die Spanrahmen von Zwei-, Drei-, Vier- und Fünfeckschiffen, zu deren Berechnung die Dreimomentengleichung zur Viermomentengleichung zu erweitern ist.

Die Aufgabe, einen Spanrahmen zu berechnen, wird durch folgende Bedingungen umgrenzt.

Der Spanrahmen ist symmetrisch. Er wird in den Vertikalebene der beiden Außenhauthälften lotrecht gestützt angenommen. Diese Annahme kann auch noch gelten bei einem doppelten Spanrahmen, z. B. einem kastenförmigen Lukenendbalken, weil die gegenseitige vertikale Verschiebung der beiden benachbarten Spanrahmen bei der vertikalen Durchbiegung der Außenhaut

zwischen den Laderaumschotten noch vernachlässigt werden kann. Diese Annahme kann auch gelten, wenn kurze, d. h. nicht durchlaufende Kornschotte vorhanden sind, die als Ersatz für eine Reihe Deckstützen gelten, bei denen eine Längenänderung vernachlässigt werden kann. Diese Annahme ist aber unhaltbar, wenn ein durchlaufendes Mittellängsschott od. dgl. vorhanden ist. Tankschiffe mit einem Mittellängsschott von  $\frac{3}{4}$  Schiffslänge scheiden daher hier aus. Ferner gilt die Bodenwrange als sehr steif, so daß ihre Formänderung vernachlässigt werden kann. Auch die Längenänderung sonstiger vorhandener Stützen wird vernachlässigt. Dann gelten alle Eck- und Knotenpunkte als unverschieblich. Die Anwendung der Viermomentengleichung auf Knotenpunkte, in welchen mehr als zwei Stäbe vereinigt sind, wie bei den Stützenköpfen oder -füßen eines Eindeckschiff-Spantrahmens mit 1 oder 2 oder 3 symmetrischen Mittelstützen, zeigt, daß auf diese Stützen keine Biegemomente kommen.

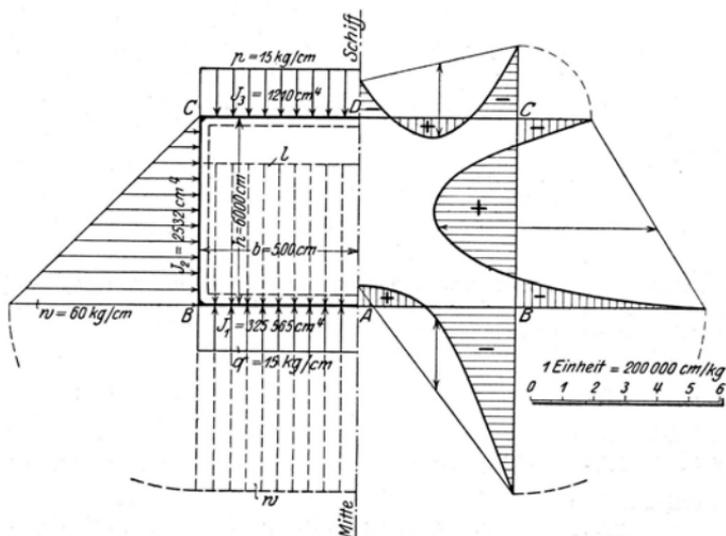


Abb. 488.

Dann kann die Dreimomentengleichung, mit bewußter Umgehung der Deckstützen und ohne Rücksicht darauf, ob die Stützen als „Pendelstützen“ oder als eingespannte Stützen anzusehen sind, wie bei einem Durchlaufträger auch für den Eindeckschiff-Spantrahmen angewendet werden. Die innere Seite der Stäbe des Rahmens wird durch eine punktierte Linie gekennzeichnet. Der Drehsinn der Momente wird so angenommen, daß diese Seite für positive Momente Zugseite ist. Das Weitere gehe aus folgendem Beispiel hervor.

4. Gegeben sei der in Abb. 488 gezeichnete Spantrahmen eines Eindeckschiffes mit einer Mittelstütze. Die Knotenpunkte werden von der Symmetrieebene aus nach links in, nach rechts gegen die Uhrzeigerrichtung mit  $A, B, C$  und  $D$  bezeichnet. Wegen der Symmetrie verläuft die elastische Linie der Bodenwrange und des Deckbalkens bei  $A$  bzw.  $D$  wagrecht, so daß an diesen Stellen vollkommene Einspannung angenommen werden kann. Die Aufstellung der Elastizitätsgleichungen ähnelt dann der eines Unterzuges auf vier Stützen mit vollkommener End einspannung.

Die Abmessungen und Belastungen des Spantrahmens sind in Abb. 488 links eingetragen. Mit den Abkürzungen:

$$l'_1 = \frac{b}{J_1} = \frac{500}{325\,565} = 0,00153579,$$

$$l'_2 = \frac{h}{J_2} = \frac{600}{2532} = 0,23696682,$$

$$l'_3 = \frac{b}{J_3} = \frac{500}{1210} = 0,41322314$$

und den „Kreuzlinienabschnitten“:

$$k_{B1} = \frac{6 \mathfrak{R}_1}{l_1^2} = \frac{q l_1^2}{4} = \frac{15 \cdot 250\,000}{4} = 937\,500;$$

$$k_{A1} = 937\,500;$$

$$k_{C2} = \frac{6 \mathfrak{R}_2}{l_2^2} = \frac{2}{15} \cdot w l_2^2 = \frac{2 \cdot 60 \cdot 360\,000}{15} = 2\,880\,000;$$

$$k_{B2} = \frac{6 \mathfrak{Q}_2}{l_2^2} = \frac{7}{60} \cdot w l_2^2 = \frac{7 \cdot 60 \cdot 360\,000}{60} = 2\,520\,000;$$

$$k_{D3} = \frac{6 \mathfrak{R}_3}{l_3^2} = \frac{p l_3^3}{4} = 937\,500;$$

$$k_{C3} = 937\,500$$

erhält man nach dem oben angegebenen Schema bei  $A$  beginnend und den Rahmen in der durch die gestrichelte Linie angegebenen Richtung umfahrend, die vier Rahmgleichungen:

Bereich  $AB$ :

$$2 \mathbf{M}_a \cdot l'_1 + \mathbf{M}_b \cdot l'_1 = -k_{B1} \cdot l'_1;$$

Bereich  $ABC$ :

$$\mathbf{M}_a \cdot l'_1 + 2 \mathbf{M}_b \cdot (l'_1 + l'_2) + \mathbf{M}_c \cdot l'_2 = -k_{A1} \cdot l'_1 - k_{C2} \cdot l'_2;$$

Bereich  $BCD$ :

$$\mathbf{M}_b \cdot l'_2 + 2 \mathbf{M}_c \cdot (l'_2 + l'_3) + \mathbf{M}_d \cdot l'_3 = -k_{B2} \cdot l'_2 - k_{D3} \cdot l'_3;$$

Bereich  $CD$ :

$$\mathbf{M}_c \cdot l'_3 + 2 \mathbf{M}_d \cdot l'_3 = -k_{C3} \cdot l'_3.$$

Diese lauten mit den eingesetzten Zahlenwerten:

$$\mathbf{M}_a \cdot 0,00307158 + \mathbf{M}_b \cdot 0,00153579 = -1\,439;$$

$$\mathbf{M}_a \cdot 0,00153579 + \mathbf{M}_b \cdot 0,47700522 + \mathbf{M}_c \cdot 0,23696682 = -683\,904;$$

$$\mathbf{M}_b \cdot 0,23696682 + \mathbf{M}_c \cdot 1,30037992 + \mathbf{M}_d \cdot 0,41322314 = -984\,553;$$

$$\mathbf{M}_c \cdot 0,41322314 + \mathbf{M}_d \cdot 0,82644628 = -387\,398.$$

Hieraus ergeben sich bald:

$$\mathbf{M}_a = -468\,749 \text{ cm/kg}; \quad \mathbf{M}_b = -1\,204\,628 \text{ cm/kg}; \quad \mathbf{M}_c = -462\,073 \text{ cm/kg};$$

$$\mathbf{M}_d = -237\,714 \text{ cm/kg}.$$

Der Verlauf der Bieugungsmomente ist in Abb. 488 rechts eingetragen. Damit ist die Berechnung erledigt, da man aus den Momenten in bekannter Weise alle übrigen etwa gesuchten Systemkräfte durch bloße Gleichgewichtsbedingungen findet.

## K. Festigkeitsbeanspruchungen außerhalb des Wassers.

### 1. Strandung.

Will man die Festigkeit des Schiffes für solche Fälle untersuchen, die ihm beim Trockenfallen auf felsigem Grunde begegnen können, so hat man auch hier als Grenzfälle die Lage des Schiffes zu betrachten, wo es an beiden Enden, und die, wo es nur in der Mitte unterstützt ist.

Sind für das an beiden Enden unterstützte, sonst aber freischwebende Schiff (Abb. 489)

$P$  das Gesamtgewicht,  
 $L = AB$  die Länge des Schiffes,

$l$  und  $l_1$  die Abstände des Gewichtsschwerpunktes  $G$  (Schwerpunktes der Gewichtskurve) von den beiden Enden (Stützpunkten),

so sind die Gegendrücke (Scherkräfte) an den Stützpunkten:

$$N = \frac{l_1}{L} P; \quad N_1 = \frac{l}{L} P,$$

und an irgendeinem anderen Punkte ( $X$ ):

$$N' = \frac{l_1}{L} P,$$

vermindert um die Fläche der Gewichtskurve bis zu dem Punkte ( $X$ ).

Aus der auf diese Weise ermittelten Kurve der Scherkräfte erhält man, ebenso wie oben angegeben, die Kurve der Biegemomente.

Wäre das Schiffsgewicht eine Einzellast, so wäre das in der Ebene des Gewichtsschwerpunktes wirkende größte Biegemoment

$$M_{gr} = P \frac{l \cdot l_1}{L};$$

und wenn der Schwerpunkt in der Mitte läge, also  $l = l_1 = L/2$  wäre,

$$M_{gr} = \frac{P \cdot L}{4};$$

bei einer gleichmäßig über die ganze Länge verteilten Belastung dagegen:

$$M_{gr} = \frac{P \cdot L}{8} \quad (\text{s. S. 476}).$$

Für das in der Mitte unterstützte, sonst aber frei schwebende Schiff (ein Fall, der übrigens nur selten vorkommen wird, weil ein gestrandetes oder trockengefallenes Schiff meist in mehr als einem Punkte aufsitzt) ist der Gegendruck im Unterstützungspunkt am größten:

$$N = P;$$

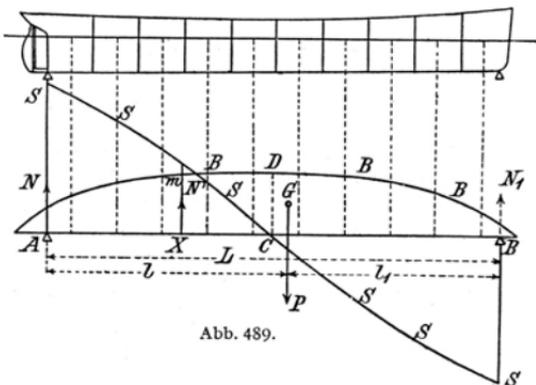


Abb. 489.

und das Biegemoment daselbst:  $M_{gr} = P_1 \cdot l_1 = P_2 \cdot l_2$ , wenn  $P_1$  und  $P_2$  die Gewichte der beiden Schiffshälften,  $l_1$  und  $l_2$  ihre Schwerpunktabstände vom Stützpunkte sind, und  $P_1$  und  $P_2$  als Einzelgewichte betrachtet werden.

Ist  $l_1 = l_2 = L/4$  und auch  $P_1 = P_2 = P/2$ , so ist

$$M_{gr} = \frac{P \cdot L}{8}.$$

Ist die Last gleichmäßig über die ganze Länge verteilt, so ist auch

$$M_{gr} = \frac{P \cdot L}{8}.$$

Nimmt man an, daß die Gewichtskurve eine Parabel  $n$ ten Grades ( $y_n = p \cdot x$ ) sei, so wird das größte Biegemoment<sup>1)</sup>:  
im ersten Fall (Unterstützung an beiden Enden)

$$M_{gr} = \frac{P \cdot L(n+1)}{4n+8};$$

im zweiten Fall (Unterstützung in der Mitte)

$$M_{gr} = \frac{P \cdot L}{4n+8};$$

z. B. für  $n=2$  wäre  $M_{gr} = 3/16 P \cdot L$  im ersten, und  $= 5/32 P \cdot L$  im zweiten Fall.

Es liegt auf der Hand, daß derartige Längsbiegebungsbeanspruchungen nur von sehr kleinen, kurzen Schiffen ertragen werden können. Bei weichem Boden oder wenn das Schiff nicht ganz trocken fällt, liegen die Verhältnisse für die Beanspruchungen aus der Längsbiegung wesentlich günstiger. Noch gefährlicher als die Biegebungsbeanspruchung des gesamten Schiffskörpers sind bei Strandung aber die lokalen Druckbeanspruchungen, die auch in minder schweren Fällen zu beträchtlichen Bodenschäden führen.

## 2. Ablauf.

In ähnlicher Weise wie beim Stranden ergeben sich bedeutende Beanspruchungen beim Stapellauf von Schiffen<sup>2)</sup>. Der Verlauf der Drücke auf die Helling ist

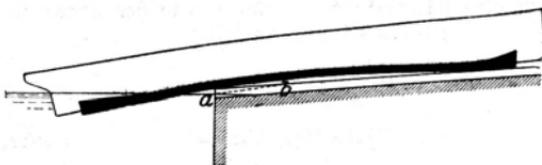


Abb. 490.

im Abschnitt Stabilität S. 388ff behandelt worden. Unter Annahme eines starren Schiffskörpers treten gleichzeitig entsprechende Drücke gegen die betreffenden Teile des Schiffsbodens

auf, die beim Eintreten des Kippens einen Höchstwert erreichen, nämlich gleich dem Unterschied zwischen Gewicht und Auftrieb sind. Eingehende Rechnungen unter Annahme elastischen Schiffskörpers<sup>3)</sup> zeigen, daß tatsächlich schon vor dem Kippen ganz beträchtlich höhere Drücke auftreten, als sie sich unter Annahme starren Schiffskörpers rechnermäßig ergeben. Es tritt (Abb. 490) beim Überhängen des Schiffes ein Verlauf der elastischen Linie ein, welcher zu einer Kantenpressung führt; selbst unter Annahme einer Zusammenpressung der Bahn (wo-

<sup>1)</sup> Nach Lutschauig: S. 147.

<sup>2)</sup> Vgl. Dietzius: Einfluß der Stampfbewegungen beim Stapellauf auf die Beanspruchung des Schiffskörpers. Schiffbau Jg. 6, S. 287.

<sup>3)</sup> Weitbrecht: Stapellauf. Schiffbau Jg. 10, S. 1.

durch Auflage auf der Strecke  $a-b$  entsteht) erreichten die Bodendrucke für ein Beispiel (Kaiserin Auguste Victoria) für die Auflagepunkte verschiedener Zeitabschnitte des Ablaufs nacheinander vergleichsweise folgende Werte:

	Punkt A t/m <sup>2</sup>	Punkt B t/m <sup>2</sup>	Punkt C t/m <sup>2</sup>	Punkt D t/m <sup>2</sup>
Unter Annahme von				
a) starrem Schiff, starrer Unterlage.	4,46	6,80	10,35	8,67
b) elastischem Schiff, starrer Unterlage	20,60	44,00	66,0	31,2

Übermäßige derartige Bodendrucke kommen vor allem bei großen Schiffen vor.

Die Gesamtfestigkeit des Schiffskörpers wird nach den weiter oben gegebenen Grundsätzen errechnet. Es genügt, hier die Berechnung der in Betracht kommenden Biegemomente zu zeigen.

Vor dem Aufschwimmen hängt das Schiff über. In Abb. 491 sind die Gewichtskurve, die Verdrängungskurven, Scherkräfte und Biegemomente für einen Zeitpunkt des Ablaufes dargestellt. Es müssen nacheinander ebenso eine Anzahl anderer Zeitpunkte untersucht werden und das höchste vor dem Aufschwimmen auftretende Biegemoment festgestellt werden.

Nach dem Aufschwimmen ist das Schiff durch die Verdrängung und auf der Vorkante des Schlittens unterstützt. Das Maximalmoment tritt im Augenblick des Aufschwimmens auf, wenn das Schiff um Vorkante des Schlittens dreht. Je größer der Druck auf Vorkante Schlitten beim Aufschwimmen, um so höher sind die Biegemomente (Abb. 492).

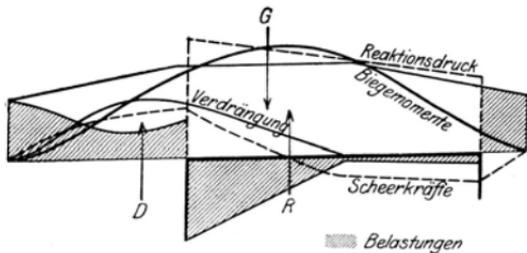


Abb. 491.

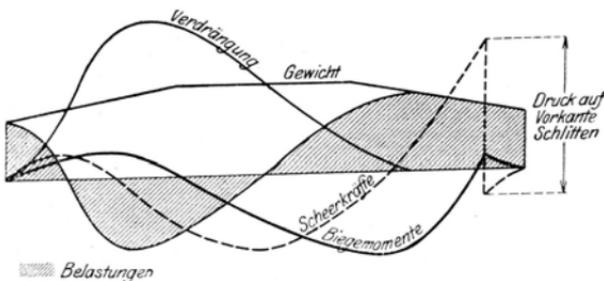


Abb. 492.

Da die Beanspruchungen des Schiffskörpers beim Stapellauf annähernd rechnerisch zu erfassen sind, bietet sich durch Messungen Gelegenheit, die auftretenden Spannungen und Elastizitätseigenschaften des gesamten Schiffskörpers zu untersuchen. Die Stapellaufbeanspruchungen sind unter Umständen beträchtlich, besonders wenn der Ablauf langer Schiffe in fortgeschrittenem Bauzustand erfolgt.

Abb. 493 zeigt die Festigkeitskurven für den Ablauf eines großen Kreuzers.

Festigkeitskurven für den Ablauf eines großen Kreuzers.

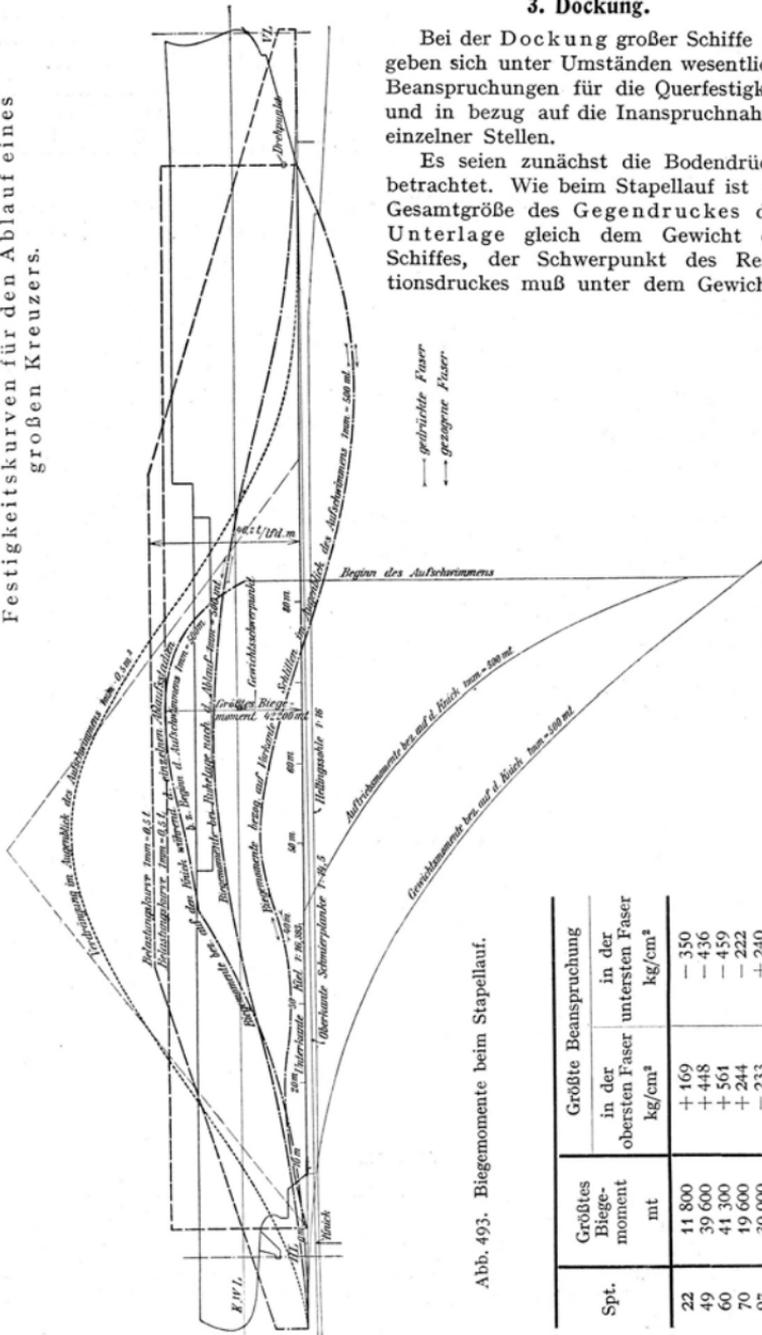


Abb. 493. Biegemomente beim Stapellauf.

### 3. Dockung.

Bei der Dockung großer Schiffe ergeben sich unter Umständen wesentliche Beanspruchungen für die Querfestigkeit und in bezug auf die Inanspruchnahme einzelner Stellen.

Es seien zunächst die Bodendrücke betrachtet. Wie beim Stapellauf ist die Gesamtgröße des Gegendruckles der Unterlage gleich dem Gewicht des Schiffes, der Schwerpunkt des Reaktionsdruckes muß unter dem Gewicht-

schwerpunkt des Schiffes liegen. Die weitere Verteilung des Gegendruckes hängt von der Verteilung der Stapelklötze ab und davon, ob der Schiffskörper als vollkommen starr oder als elastisch bei der Übertragung des Einzelgewichtes angesehen werden darf. Im ersten Falle ist die Gegendruckkurve (streng genommen die Reihe der nebeneinanderliegenden einzelnen Stapeldrucke) ein Rechteck bzw. Trapez, im zweiten Falle nähert sie sich mehr oder minder der Verteilungskurve der Einzelgewichte. Wie weit dies der Fall ist, hängt von der Elastizität des Schiffskörpers und von der Nachgiebigkeit der Unterlage (Stapelklötze und evtl. Boden des Schwimmdocks) ab.

Die Verteilung des Gegendruckes und damit die auf das Schiff wirkenden Biegemomente lassen sich durch Feststellung der elastischen Linie des Schiffskörpers bestimmen, wenn bestimmte Annahmen über die Nachgiebigkeit der Unterlage gemacht werden können. Die Durchführung dieser umständlichen Rechnung<sup>1)</sup> ist aber nur für besonders große Schiffe erforderlich. Schiffe, die nur auf dem Mittelkiel gedockt



Abb. 494.

werden (die Seitenplatten dienen lediglich zur Aufrechterhaltung der Lage, tragen nicht wesentlich), sinken in der Mitte etwas mehr in die Unterlage ein als an den Enden, nur die Überhänge biegen sich etwas nach unten durch. Allen nicht ungewöhnlichen Verhältnissen wird Rechnung getragen, wenn man den Stapeldruck als Rechteck bzw. Trapez aufsetzt und die Ordinaten in der Schiffsmitte auf das 1,25fache ihres Wertes erhöht (s. Abb. 494). Bei Mehrkielschiffen

wird das Gewicht wesentlich mehr in der Schiffsmitte aufgenommen. Im Bereich der seitlichen Dockkiele ist der Gesamtdruck auf höchstens doppelt so groß zu schätzen, als dem Trapez entsprechen würde, und dann auf die drei Kiele ihrer Breite entsprechend zu verteilen; die Seitenkiele

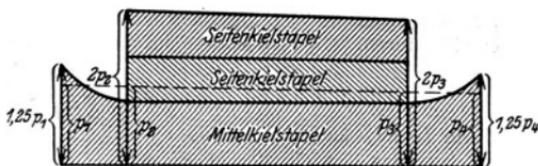


Abb. 495.

müssen hierbei etwas mehr erhalten, weil sich noch weiter nach außen Gewichte befinden, deren Momente den Mittelkiel entlasten. Vor und hinter den Dockkielen steigt der Mittelkielindruck von seinem bis dahin gültigen Wert zunächst allmählich und nach den Enden zu stärker, in Ausnahmefällen auf 1,25 des Trapezwertes und mehr. Abb. 495 zeigt die maximalen Werte, welche hiernach für jeden Punkt der Unterstützung etwa in Frage kommen können. Noch mehr als beim Einkielsschiff wird das Stützdiagramm hierdurch wesentlich größer als das Gesamtgewicht; dieses erklärt sich aus der statisch wesentlich unbestimmteren Gewichtsverteilung, bei der für jeden Punkt mit größerer Sicherheit gerechnet werden muß.

Die Längsbiegungsbeanspruchungen beim Docken sind geringer als im Seegang; die Scherkräfte können bei den überhängenden Enden groß werden. Die Querbeanspruchungen können außerordentlich hoch werden. Bei Kriegsschiffen wird ein geringer Teil der Gewichte (rund 25 vH) durch den Kiel und die Spanten auf die Unterlage übertragen; der Rest durch die Schotte, die ihrerseits die ganzen Gewichte der Außenhaut tragen. Der Kielträger ist also von unten durch eine fortlaufende Belastung beansprucht, der von oben eine wesentlich kleinere fortlaufende Belastung und eine Anzahl Einzellasten (an den Schotten) entgegenwirken. Die Größe dieser Einzellasten ist durch die Differenz der beiden fortlaufenden Lasten bestimmt; sie beansprucht das

<sup>1)</sup> S. Pietzker: Festigkeit der Schiffe. S. 123.

Querschott auf Biegung und Schub. Bei Schiffen mit wenigen Querschotten, also der Mehrzahl der Handelsschiffe, wird ein weit größerer Teil der Gewichte durch die Spanten auf den Kiel übertragen; die Differenz der oberen und unteren fortlaufenden Belastung ist weit geringer. Eingehend werden alle Probleme der Dockungsbeanspruchung mit durchgeführten Rechnungen von Pietzker behandelt. Für die Anordnung der Stapel im Dock ist folgendes zu beachten:

1. Alle Stapel müssen in ihrer Konstruktion möglichst gleichmäßig sein.
2. Alle Stapel müssen eine gleichmäßige Auflage von weichem Holz haben.
3. Das Gesamtverhältnis von unterstützter zu ununterstützter Länge darf in keiner Stapelreihe unter ein Drittel sinken.
4. Seitliche Stapelreihen dürfen hierbei möglichst kein höheres Verhältnis als die Mittelstapelreihe haben.
5. An den Enden müssen die Stapel möglichst breit sein und es muß hier für große Schiffe die Möglichkeit bestehen, die Stapelfläche zu vermehren (Zwischenstapel).
6. Kimmschlitten, Bug- und Heckstapel treten in ihrer Wichtigkeit zurück, bei ihrer Verwendung muß stets darauf geachtet werden, daß nicht unzulässig hohe Kräfte auf ungeeignete Stellen des Schiffes kommen.
7. Unter Annahme gleichmäßiger Verteilung (Trapezverteilung) soll der Druck auf die Hartholzfläche der Stapelplätze nicht über  $500 \text{ t/m}^2$  steigen; er wird dann auch an den durch die Durchbiegung des Schiffes höher beanspruchten Stellen nicht über den zulässigen Höchstwert von  $1000 \text{ t/m}^2$  steigen.

## L. Die Schwingungen des Schiffskörpers<sup>1)</sup>.

Wenn man einen prismatischen masselosen elastischen Stab an einem Ende fest einspannt und am andern Ende mit einer Masse  $m = G/g$  belastet, so biegt er sich durch. Die Größe der Durchbiegung am freien Ende ist

$$f = \frac{G \cdot l^3}{3EJ},$$

worin  $l$  die Länge des Stabes,

$G$  das Gewicht der Masse  $m$ ,

$E$  das Elastizitätsmaß des Stabmaterials und

$J$  das Trägheitsmoment des Stabquerschnittes in bezug auf die neutrale Achse senkrecht zur Schwingungsebene ist.

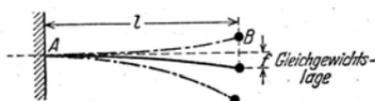


Abb. 496.

Wird der so belastete Stab (Abb. 496) durch einen äußeren Anstoß aus seiner Gleichgewichtslage gebracht und sich selbst überlassen, so schwingt er infolge seiner Elastizität um die vor dem Anstoß innegehabte Gleichgewichtslage hin und her,

<sup>1)</sup> Taylor, J. D.: Die Ursachen der Schwingungen von Schraubenschiffen. J. Am. Soc. Naval Engs. Bd. 3. 1891. — Normand, J. A.: Des vibrations des navires et des moyens de les atténuer. 1892. — Yarrow, A. F.: Note au sujet de la manière d'équilibrer les machines marines et de la vibration des navires (Trans. Inst. Nav. Arch. Bd. 33. 1892 in Mém. du Génie maritime 1893. — Schlick, Otto: Über die Mittel zur Beseitigung der Vibrationen von Dampfern. Hamburg 1894; derselbe: Die Untersuchung der Vibrationserscheinungen von Dampfern, an einem Beispiel erläutert. Leipzig 1903. — Pollard et Dubeout: Bd. 4, S. 331: Vibrations des coques des navires à hélice. — Berling: Schiffsschwingungen, ihre Ursachen und Kritik der Mittel zu ihrer Verminderung. Z. V. d. I. 1899, S. 981. — Gumbel: Ebene Transversal-schwingungen freier stabförmiger Körper usw. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1901, S. 214. — Thele: Vibrationserscheinungen neuerer Schnelldampfer. Schiffbau Jg. 8, S. 519. (Untersuchungen auf den Schnelldampfern „Amerika“, „Kaiserin Auguste Victoria“ und „Deutschland“.) — Gumbel: Torsional Vibrations of Elastic Shafts and their Application to the Vibration of Ships. Trans. Inst. Nav. Arch. 1912. — Schlick: Unsere gegenwärtige Erkenntnis der Vibrationserscheinungen bei Dampfschiffen. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1912. — Horn: Horizontal- und Torsionsschiffsschwingungen auf Frachtschiffen. Werft Reederei Hafen 1925, S. 544. Außerdem eine bisher unveröffentlichte Niederschrift über „Elastische Schwingungen des Schiffskörpers“, aus welcher ein Teil der nachstehend wiedergegebenen Angaben und Figuren stammt.

bis er infolge innerer und äußerer Reibung wieder zur Ruhe kommt. Die Größe der anfänglichen Schwingungsausschläge ist um so erheblicher, je stärker der Kraftimpuls war, der die erste Ausbiegung aus der Ruhelage bewirkte. Die Schwingungsdauer und mithin auch die Schwingungszahl in der Zeiteinheit sind dagegen von der Stärke des Kraftimpulses und von der Größe der Ausschläge nahezu unabhängig; sie werden in der Hauptsache bestimmt durch die Länge des Stabes, die Größe der Masse, welche den Stab belastet, und durch die Elastizitätsverhältnisse des Stabes, d. h. seine Querschnittsform und Material. Die Schwingungsdauer einer Doppelschwingung in Sekunden ist durch die folgende Formel gegeben

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{G}{g} \frac{l^3}{3EJ}}$$

Die Schwingungszahl der Doppelschwingungen pro Zeiteinheit ist: pro Sekunde:

$$n = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3gEJ}{Gl^3}}$$

und pro Minute:

$$N = \frac{60}{T} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{3gEJ}{Gl^3}}$$

Diese Formeln gelten auch, wenn an Stelle der am freien Ende eines masselosen Stabes angebrachten Masse  $m$  die Masse eines nicht masselosen Stabes tritt, wobei an Stelle der Stablänge die Entfernung des Schwerpunktes bis zur Einspannung tritt. Entsprechende Verhältnisse liegen vor, wenn ein völlig freier Stab unter Einwirkung eines äußeren Impulses Schwingungen um zwei, drei oder mehr Knotenpunkte ausführt; die Schwingungsbäuche spielen in solchen Fällen die gleiche Rolle wie die Einspannstellen beim eingespannten Stab. Bei derartigen Schwingungen mit zwei Knotenpunkten spricht man von Schwingungen I. Grades, bei Schwingungen mit drei Knotenpunkten von Schwingungen II. Grades usw.

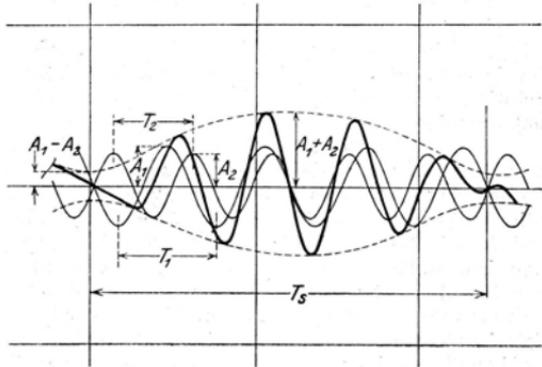


Abb. 497.

Es besitzt also jeder Stab von bestimmter Länge, bestimmtem Gewicht und Stoff sowie bestimmtem Gewicht- und Stoffverteilung für einen bestimmten Schwingungszustand eine bestimmte natürliche Schwingungsdauer. Die Schwingungen dieser natürlichen Dauer hängen lediglich von den inneren Elastizitäts- und Trägheitskräften ab und werden als freie Schwingungen oder Trägheitsschwingungen bezeichnet. Der Verlauf der freien Schwingungen ist

— ähnlich wie bei Pendelschwingungen — ein sinusförmiger. Die Schwingungen werden, wie bereits oben bemerkt, durch innere Molekularreibung sowie durch den Widerstand des umgebenden Mediums, gegebenenfalls sogar durch ein Mitschwingen desselben immer mehr abgeschwächt, bis die dem System anfänglich zugeführte lebendige Kraft aufgezehrt ist. Diese „Dämpfung“ ist in ihrer Größe und ihrem Verlaufe von der Schwingungsgeschwindigkeit des Stabes

abhängig und ihr direkt proportional. Die Dämpfung hat daher wie die Schwingung selbst einen sinusförmigen — harmonischen — Verlauf. Unter der Einwirkung der Dämpfung verlängert sich die Schwingungsdauer gegenüber der theoretischen rechnermäßig ermittelten; das Verhältnis der praktischen zur theoretischen Schwingungsdauer, die Dämpfungswirkung, wird versuchsweise im einzelnen Falle bestimmt und kann dann zur Vorberechnung ähnlicher Fälle verwendet werden.

Im Gegensatz zu den freien Schwingungen stehen die erzwungenen oder Kraftschwingungen, welche dadurch hervorgerufen werden, daß äußere Kraftimpulse in regelmäßiger Reihenfolge auf einen Stab einwirken und in ihm Schwingungen hervorrufen, die einander in der Zeitdauer ihres Abstandes folgen. Der erste der Kraftimpulse löst gleichzeitig Eigenschwingungen aus, die jedoch im Gegensatz zu den erzwungenen Schwingungen durch die Dämpfung schnell ausgetilgt werden. Ist der zeitliche Abstand der äußeren Impulse voneinander gleich der Eigenschwingungsdauer, so entsteht Resonanz, d. h. die Eigenschwingungen werden durch die Impulse regelmäßig vergrößert, und die Ausschläge nehmen zu bis zu einer durch die Festigkeit des Stabes gegebenen Grenze bzw. bis zu einem Zustande, bei dem die Dämpfung so groß wird, daß sie bei jeder Schwingung die lebendige Kraft des Impulses vernichtet. Im Resonanzfall besteht zwischen Kraft und Schwingung eine Phasenverschiebung von  $90^\circ$ .

Resonanz kann auch auftreten bei unharmonischen (d. h. nicht sinusförmig verlaufenden) Kraftimpulsen, wenn sie nur periodisch verlaufen; derartige in sich unregelmäßige Kraftimpulse (z. B. von Tangentialdrücken einer Maschine) lassen sich in zwei, drei oder mehr ganz oder annähernd harmonische, übereinandergelagerte Impulsreihen auflösen, deren jede in Resonanz mit den Eigenschwingungen des Stabes kommen kann. Die so erzeugten Schwingungen bezeichnet man als Schwingungen 1., 2. und 3. Ordnung, je nachdem ihre Schwingungszahl ein 1faches, 2faches, 3faches usw. der Zahl der Impulse der unharmonischen Grundschwingung ist.

Fallen die Kraftimpulse nicht mit den Schwingungen des Stabes zusammen, so hemmen sie ihn in seinen Schwingungen oder verstärken dieselben, je nachdem ob der einzelne Impuls in der augenblicklichen Bewegungsrichtung seines Angriffspunktes oder ihr entgegenwirkt. Beginnen z. B. regelmäßige Kraftimpulse auf einen in Ruhe befindlichen Stab einzuwirken, so liegen die praktischen Verhältnisse (d. h. wenn die Schwingungen überhaupt einen beachtlichen Umfang annehmen) meist so, daß die Schwingungen durch die ersten Impulse immer mehr verstärkt werden, bis die Verschiebung der Zeitdauern der Impulse und der Schwingungen gegeneinander bewirkt, daß die Impulse den Schwingungen zuerst wenig und dann immer mehr entgegenwirken und sie schließlich ganz oder nahezu zum Verlöschen bringen; dann beginnt das Spiel von neuem. Derartige Reihen von Schwingungen, die durch Überlagerung der Schwingungen der einzelnen Kraftimpulse entstehen, werden als Schwebungen bezeichnet. Die Dauer der Schwebungsperiode, d. h. der zeitliche Abstand der größten bzw. der klein-

sten Schwingungsausschläge voneinander ist  $\frac{1}{n_1 - n_2}$ , worin  $n_1$  die Zahl der Eigenschwingungen und  $n_2$  die Zahl der Kraftimpulse in der Minute ist. Den Verlauf einer Schwebung als Ergebnis einer Überlagerung von Kraft- und Eigenschwingungen oder auch durch Überlagerung von Kraft- und Eigenschwingungen zeigt Abb. 497.

Der Schiffskörper als solcher kann als ein elastischer Stab angesehen werden, der unter äußeren Kräften je nach Art derselben freie oder erzwungene Biegeschwingungen ausführt; sie sind Vertikal- oder Horizontalschwingungen, und zwar stehende, die um Knotenpunkte erfolgen. Die Vertikalschwingungen sind bei weitem die wichtigsten, doch können auch Horizontalschwingungen solche Bedeutung erlangen, daß sie untersucht werden müssen.

Neben den Biegungsschwingungen, von denen bisher allein die Rede gewesen ist, können noch Verdrehungsschwingungen des gesamten Schiffskörpers auftreten, deren ganze Art den Biegungsschwingungen in bezug auf Ausschlag, Zeitdauer, Resonanz, Verhalten gegen äußere Kraftimpulse usw. ähnlich ist. Schließlich sind noch lokale Schwingungen zu erwähnen, bei denen Teile von Decks zwischen zwei Schotten, Einzelteile von Aufbauten oder andere Einzelteile des Schiffskörpers infolge von Übereinstimmung ihrer Eigenschwingungszahl mit derjenigen äußerer regelmäßiger Impulse beträchtliche Ausschläge machen können; sie sind aber untergeordneter Art und lassen sich durch Verstärkung der betreffenden Teile in der Regel leicht beseitigen.

Von Bedeutung sind bei den Schiffsschwingungen wegen der Resonanzmöglichkeiten vor allem die Eigenschwingungszahlen, die für Vertikal- und Horizontalbiegungsschwingungen prinzipiell in gleicher Weise errechnet werden können. Gegenüber dem prismatischen Stab mit gleichförmiger Massenverteilung, dessen Gesetze weiter oben behandelt worden sind, ist das veränderliche Trägheitsmoment (bei Vertikalschwingungen bezogen auf die Horizontalebene, bei Horizontalschwingungen bezogen auf die Vertikalebene durch die Schwerpunktslinie) zu berücksichtigen. Im übrigen müssen, wie beim frei schwingenden, prismatischen Stab, die äußeren Gleichgewichtsbedingungen erfüllt werden, d. h.

die Summe der äußeren Kräfte muß Null sein, und die Summe der Momente der äußeren Kräfte muß Null sein. Ferner muß in jedem

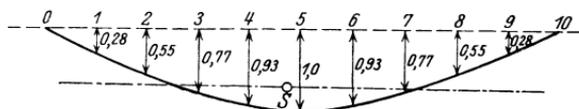


Abb. 498.

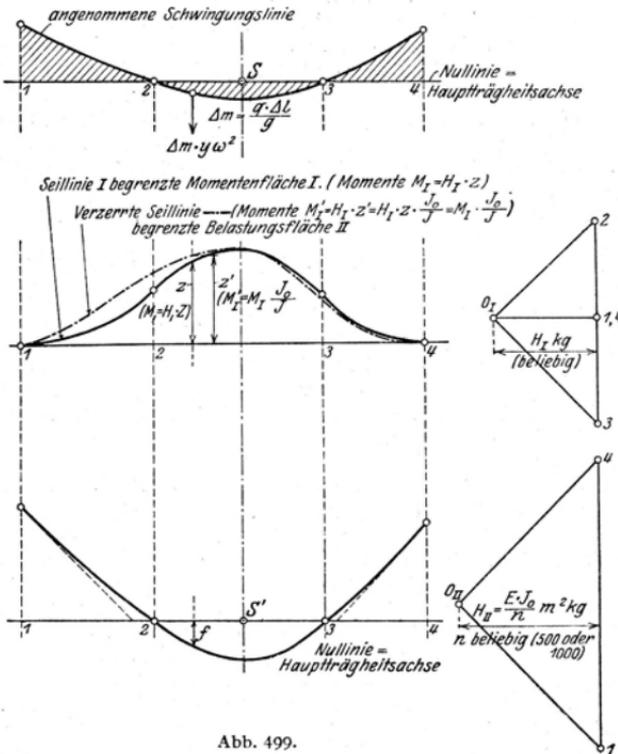
Punkte des Schiffskörpers Gleichgewicht zwischen den äußeren Schwingungskräften und den inneren elastischen Kräften herrschen. Bei der beliebigen Massenverteilung und dem veränderlichen Querschnitt des Schiffskörpers ergibt sich nach Horn<sup>1)</sup> die graphische Lösung als einfachste auf folgendem Wege:

Man nimmt probeweise eine Form der Schwingungslinie an, für Frachtschiffe etwa nach Abb. 498 für Schwingungen I. Grades. Diese Schwingungslinie wird mit Masselementen  $dm$  belegt verzeichnet, die in ihrer Größe der Gewichtsverteilungskurve des Schiffes der Länge nach entsprechen. Von diesem Gebilde werden der Schwerpunkt und die Trägheitshauptachse errechnet; die Schwingungsnulldlinie wird in die Trägheitshauptachse gelegt und von ihr die Ausschläge  $y$  gemessen. Unter Annahme einer beliebigen Eigenschwingungszahl  $\omega$  haben wir dann einen Stab, dessen Belastung durch die Kräfte  $dm \cdot y \cdot \omega^2$  auf Grund der angenommenen Form der Schwingungslinie und der Eigenschwingungszahl  $\omega$  für jeden einzelnen Punkt des Stabes gegeben ist. Bei richtiger Annahme beider Größen muß der Stab unter der Einwirkung dieser Belastung eine Durchbiegung erleiden, die mit der Schwingungslinie in Form und Größe übereinstimmt. Die Konstruktion der Durchbiegungslinie nach dem üblichen Verfahren (sog. Mohrsches Verfahren) mag kurz angedeutet sein (Abb. 499). Man zeichnet zunächst

auf Grund der Belastungskräfte  $\Delta m y \omega^2 = \frac{q \Delta l}{g} y \omega^2$  (worin  $q =$  Ordinate der Gewichtskurve) das Kräftepolygon  $K_1$ . Aus ihm ergibt sich mit einer beliebig angenommenen Polhöhe  $H_1$  das zugehörige Teilpolygon  $S_1$ . Die Ordinaten  $M_1$  dieses Seilpolygons werden dann im Verhältnis  $\frac{J_0}{J}$  verändert;  $J$  ist in jedem Punkte das jeweilige Trägheitsmoment des Schiffsquerschnittes und wird nach Errechnung an einer genügenden Anzahl Punkte durch eine Kurve dargestellt;  $J_0$  ist ein beliebig gewähltes konstantes Trägheitsmoment, etwa das des Hauptspantes.

<sup>1)</sup> Horn: Elastische Schwingungen des Schiffskörpers.

Mit den neuen Ordinaten  $M_I \frac{J_0}{J}$  wird ein neues Kräftepolygon  $K_{II}$  verzeichnet und zu ihm mit der Polhöhe  $H_{II} = \frac{E \cdot J_0}{n}$  (worum  $n$  eine runde zum Zeichnungsmaßstab passende Zahl, etwa 500 oder 1000 ist) eine zweite Seillinie  $S_{II}$ , deren Ordinaten  $f$ , im Längenmaßstab gemessen, gleich dem  $n$ fachen der wahren Durchbiegungen  $y'$  sind. Die wahren Durchbiegungen  $y'$  können also nach  $y' = \frac{f}{n}$  ermittelt werden. Sie werden sich bei dem ersten Versuch von den Ordinaten  $y$  der zuerst angenommenen Schwingungslinie durch ihre mittlere Größe und ihren Verlauf



unterscheiden. Die Abweichung der mittleren Größe wird durch Wahl einer anderen Schwingungszahl  $\omega'$  beseitigt; es ändern sich dann die Belastungen und mithin die Durchbiegungen im Verhältnis  $\frac{\omega'^2}{\omega^2}$ . Um zur Übereinstimmung der mittleren Größe der Ordinaten zu gelangen, muß also

$$\omega' = \omega \sqrt{\frac{y}{y'}}$$

sein.

Wenn sich, nachdem man hiernach alle Ordinaten  $y'$  im Verhältnis  $\frac{\omega'^2}{\omega^2}$  verändert hat, die neue Kurve mit der Ausgangskurve deckt, so würde die angenommene elastische Linie für die Schwingungszahl  $\omega'$  richtig sein, und  $\omega'$  würde

die richtige Eigenschwingungszahl sein. Im allgemeinen wird sich aber beim ersten Versuch keine ausreichende Übereinstimmung ergeben, und das Verfahren muß dann mit einer neuen Ausgangskurve wiederholt werden, deren Ordinaten in jedem Punkte zwischen der ursprünglichen Ausgangskurve und der korrigierten zweiten Seilpolygonkurve liegen. Im allgemeinen wird der zweite Versuch zu genügend genauer Übereinstimmung führen, sonst muß eine dritte Annäherung durchgerechnet werden. Das Verfahren führt auch bei Schwingungslinien und Schwingungszahlen II. Grades und höherer Grade zum Ziel.

Ein etwas anderes Verfahren hat G ü m b e l<sup>1)</sup> in seinem Vortrag vor der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1901 beschrieben.

Die theoretisch errechneten Eigenschwingungszahlen stimmen aber mit den beobachteten Resonanzschwingungszahlen nicht überein. Die Gründe hierfür sind teilweise die gleichen wie bei der mangelhaften Übereinstimmung<sup>2)</sup> zwischen errechneten und gemessenen Schiffsdurchbiegungen, nämlich verringerter Elastizitätsmodul des Schiffsträgers gegenüber dem Elastizitätsmodul des Baumaterials und verringertes wirksames Trägheitsmoment der Schiffsquerschnitte, weil nicht alle durchlaufenden Verbandteile voll zum Tragen kommen. Außerdem bringt offenbar der Schiffskörper das umgebende Wasser mit zum Schwingen, so daß die bewegte Masse größer ist, als dem Schiffsgewicht allein entsprechen würde. Schließlich ist die Dämpfung, die sich aus der Molekularreibung der Schiffverbände und aus dem Wasserwiderstand ergibt, von Einfluß. Alle diese Faktoren bewirken eine beträchtliche Verringerung der Eigenschwingungszahl. Nach Horn ergab sich z. B. für ein beladenes Motorschiff von 8500 t Verdrängung und einer Länge von 113 m über alles eine Resonanzschwingungszahl I. Grades von 105, gegenüber einer theoretischen Eigenschwingungszahl von 138. Der theoretischen Ermittlung war ein Elastizitätsmodul von 2 000 000 kg/cm<sup>2</sup> zugrunde gelegt, und bei der Berechnung der Trägheitsmomente der Schiffsquerschnitte wurden alle nicht durchlaufenden Verbände (z. B. Luksüle, Decksunterzüge, Decksbeplattung zwischen den Luken, Schanzkleid usw.) ausgeschaltet. Bei den durchlaufenden Verbänden wurde kein Nietabzug gemacht und die Breiten von Platten nur bis Mitte Nietnaht gerechnet. Da die Schwingungszahlen sich umgekehrt proportional mit der Belastung ändern, hat also der Stab im vorstehenden Falle geschwungen, wie ein Stab, der mit dem  $\left(\frac{138}{105}\right)^2 = 1,72$ fachen des tatsächlichen Gewichtes belastet ist und unter ideellen Bedingungen schwingen kann. Das Verhältnis der Quadrate der tatsächlichen zur theoretischen Schwingungszahl  $\left(\frac{105}{138}\right)^2 = \frac{1}{1,72} = 0,58$  wird als Reduktionsfaktor  $\beta$  bezeichnet. Der Reduktionskoeffizient  $\beta = 0,58$  gilt nur für beladene Frachtschiffe; bei im Ballast fahrenden Frachtschiffen ist er noch kleiner (etwa  $\beta = 0,48$  bis 0,50), weil der Einfluß der mitschwingenden Wassermasse verhältnismäßig größer ist. Für andere Schiffstypen sind noch weitere Ermittlungen zur Feststellung der praktisch in Frage kommenden Reduktionskoeffizienten erforderlich.

Ein einfacheres Übersichtsverfahren zur ungefähren Ermittlung der natürlichen Schwingungszahlen von Schiffen ist von Schlick angegeben. In der Formel für die Schwingungszahl eines prismatischen Stabes

$$N = c \sqrt{\frac{g E J}{G l^3}}$$

setzt Schlick die konstanten Werte  $g$  und  $E$  vor das Wurzelzeichen und schreibt sie dann

$$N = c \sqrt{\frac{J_0}{D l^3}}$$

<sup>1)</sup> Siehe Fußnoten S. 546.

<sup>2)</sup> Siehe S. 514.

worin  $J_0$  das Trägheitsmoment des Hauptspantquerschnittes in  $m^4$ ,

$D$  die Verdrängung in Tonnen,

$L$  die Schiffslänge in m

darstellt.

Der Wert der Konstanten  $C$  ist für verschiedene Schiffstypen verschieden und nach Schlick

1. für Schiffe mit sehr feinen Linien (Torpedoboote) . . . . . = 3 144 300
2. für große transatlantische Passagierschiffe mit feinen Linien = 3 436 800
3. für Frachtschiffe mit vollen Linien . . . . . = 2 802 500

Feststellungen dieses Koeffizienten sind wiederholt gemacht worden; bei dem im Jahre 1906 gebauten transatlantischen Passagierdampfer „Kaiserin Auguste Victoria“ stellte er sich auf 3 170 000. Nach Horn gilt der Koeffizient 2 800 000 auch noch für Frachtschiffe heutiger Bauart für den beladenen Zustand, wenn in der Formel für  $L$  die Länge über alles eingesetzt wird und das Trägheitsmoment des Hauptspantes nach den oben angegebenen Richtlinien berechnet wird; im Ballastzustand liegt er auf etwa 2 200 000 bis 2 400 000, ist aber gegen verschiedene Verteilung der Gewichte sehr empfindlich.

Aus der Schlickschen Formel geht hervor, daß bei ähnlichen Schiffen das Produkt aus Schiffslänge und Eigenschwingungszahl eine konstante Zahl ist. Setzt man  $N \cdot L = \text{const} = C_1$ , so stellt sich der Wert dieser Konstanten  $C_1$  für Schiffe vom Typ der älteren deutschen Schnelldampfer (um 1900) auf 13 800 m/min, für den alten deutschen Kreuzer „Vineta“ auf 13 900 m/min, für Torpedoboote etwa 10 000 m/min. Für Frachtschiffe von 6000 bis 12 000 t Tragfähigkeit liegt  $C_1$  nach Horn durchschnittlich etwa bei 10 500 bis 11 500. Der Koeffizient  $C_1$  gibt dem ganzen Zusammenhange nach nur einen roheren Anhalt als  $C$ . Die drei vorbeschriebenen Methoden der Schwingungszahlermittlung sind der Genauigkeit nach geordnet: die erste berücksichtigt eingehend die sehr wichtige Massenverteilung und die Querschnittverteilung über das ganze Schiff, die zweite nur die Gesamtmasse und den Hauptquerschnitt und die dritte nur Ähnlichkeitsverhältnisse. Für alle drei Methoden sind aber praktisch ermittelte Vergleichszahlen erforderlich.

Die praktischen Eigenschwingungszahlen einiger Schiffstypen stellen sich wie folgt:

Schnelldampfer von 260 m Länge . . .	$n = 50$ bis	55
Deutsche Schnelldampfer um 1900 . .	$n = 60$ „	75
Normale Frachtschiffe, beladen . . .	$n = 85$ „	100
Großer Kreuzer Kaiserin Augusta . . .	$n =$	102
„ „ Hansa . . . . .	$n =$	150
Kleiner „ Gefion . . . . .	$n =$	114
„ „ Hela . . . . .	$n =$	190
Torpedoboot S 42 . . . . .	$n =$	230

Schwingungen II. Grades mit drei Knotenpunkten haben nach Schlick Schwingungszahlen, die etwa das 1,85fache der Schwingungszahlen 1. Ordnung betragen, nach Angaben des Engländers Rigg<sup>1)</sup> jedoch das 2,75fache.

Für Horizontalschwingungen sind die Koeffizienten  $\beta$ ,  $C$  und  $C_1$  noch weniger bekannt als für Vertikalschwingungen. Nach Horn stimmte  $C = \infty 2 800 000$  im Falle eines Frachtschiffes von etwa 13 000 t Verdrängung für Horizontal- und Vertikalschwingungen annähernd überein. Die Horizontalschwingungszahlen liegen durchweg wesentlich höher als die Vertikalschwingungszahlen (bis 50 vH und mehr), weil das Trägheitsmoment, bezogen auf die vertikale Mittelebene, etwa 2,1- bis 2,4mal so groß ist wie das auf die horizontale Schwerpunktsebene bezogene.

<sup>1)</sup> Mar. Engg. and Shipping Age, Mai 1924.

Verdrehungsschwingungen, die in ihrem Verlauf den Biegungsschwingungen ähneln und daher in ähnlicher Weise wie diese in ihren Eigenschwingungszahlen festgelegt werden können<sup>1)</sup>, kommen bei Schiffen praktisch nur im I. Grade vor und erfolgen dann um eine durch den Gesamtschwerpunkt gehende horizontale Verdrehungsachse. Der ungefähre Verlauf der Schwingungsausschläge über die Länge des Schiffes ist aus Abb. 500 ersichtlich, die das Ergebnis von

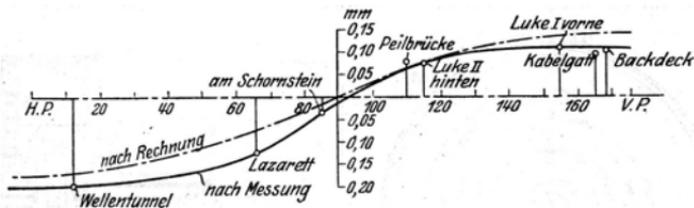


Abb. 500.

Berechnungen und des Messungen von Torsionsschwingungen des S. S. „Wasgenwald“ zeigt.

Für die Erforschung der Schwingungsverhältnisse sind die Schwingungsmessungen von besonderer Bedeutung, da es zur Festlegung der Ursachen sowie zur Wahl der zur Beseitigung zu ergreifenden Mittel erforderlich ist, die Eigenschwingungszahl, die Form der Schwingungslinien, die Knotenpunkte

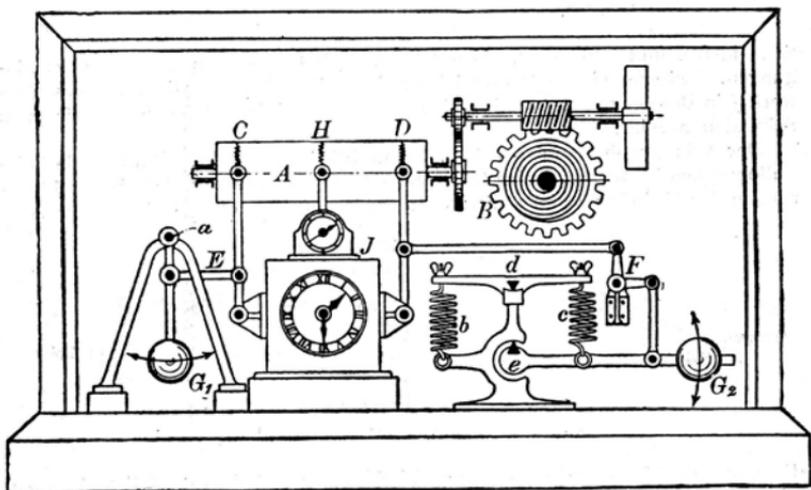


Abb. 501.

und die Größe der Ausschläge genau zu ermitteln, besonders wenn mehrere Schwingungen verschiedener Art sich überlagern, wie das häufiger der Fall ist. Zur Messung dient der Pallograph von Schlick und der Vibrograph von Geiger, welche beide darauf beruhen, daß federnd oder pendelnd aufgehängte Massen unter der Einwirkung der Schiffsschwingungen Ausschläge aufzeichnen und gleichzeitig Zeiten markieren. Der Pallograph von Schlick ist in Abb. 501 schematisch dargestellt. Er verzeichnet die wagerechten und senkrechten Schwingungen des Schiffskörpers auf einen Papierstreifen, der auf einer Trommel A aufgewickelt

<sup>1)</sup> Siehe S. 548.

ist, welche durch ein Uhrwerk *B* in Bewegung gesetzt wird. Die Schreibfedern *C* und *D* sind durch Hebelwerke *E* und *F* mit je einem schweren Gewicht  $G_1$  und  $G_2$  verbunden, das vermöge seiner Trägheit die Bewegungen des Schiffskörpers nicht mitmacht, hierdurch aber in eine relative Bewegung zu dem mit dem Schiffe schwingenden Instrument gerät, so daß es die Schreibfeder in Tätigkeit setzt, und zwar das Gewicht  $G_1$ , um die Achse *a* schwingend, die Schreibfeder *C* für die wagerechten, das Gewicht  $G_2$ , in den Federn *b* und *c* und den

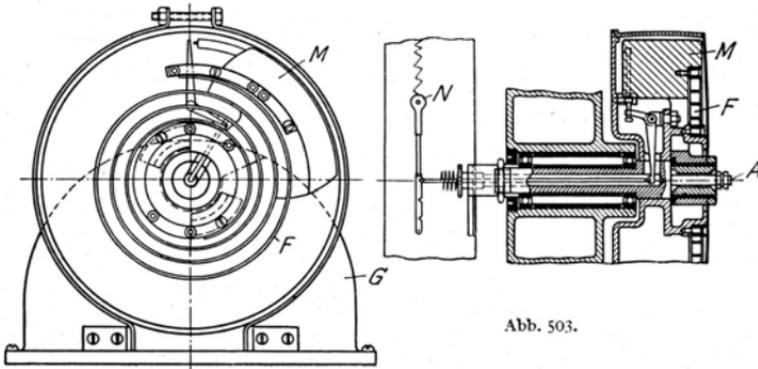


Abb. 503.

Schneiden *d* und *e* hängend, die Schreibfeder *D* für die senkrechten Schwingungen. Zwischen *C* und *D* verzeichnet eine dritte Feder *H*, die durch das Uhrwerk *J* in Bewegung gesetzt wird, eine gebrochene Linie, welche die verstrichenen Sekunden anzeigt.

Der Vibrograph ist in den Abb. 502 und 503 dargestellt. Ähnlich wie beim Pallographen ist auch hier eine träge Masse (*M*) so angeordnet, daß sie Erschütterungen der Umgebung nicht mitmacht. Sie ist um die Achse *A* eines Gestelles *G*

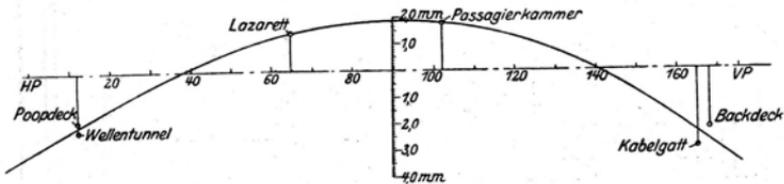


Abb. 504.

drehbar aufgehängt und durch eine Spiralfeder *F* mit dem Gestell verbunden. Die zwischen Masse und Gestell entstehenden Verdrehungen, welche direkt die Erschütterungen darstellen, werden durch zwei Winkelhebel und einen Schreibhebel übertragen und mit einer Nadel *N* auf einem fortlaufenden Papierband verzeichnet. Es sind für die Verzeichnung von Horizontal- und Vertikal-schwingungsausschlägen nicht wie beim Pallographen zwei träge Massen erforderlich, sondern man kommt mit einer aus, welche durch einen Handgriff schnell um den Pendelmittelpunkt verstellt werden kann. Will man z. B. Horizontalvibrationen registrieren, so stellt man die Masse so ein, daß ihr Schwerpunkt senkrecht unter der Drehachse, um die sie pendelt, liegt; bei der Messung von Vertikalvibrationen muß dagegen der Schwerpunkt in gleicher Höhe mit der Drehachse liegen. Da die Masse in jeder Lage festgestellt werden kann, sind auch schräge Ausschläge direkt in jeder Richtung meßbar und brauchen, wie das bei

dem Pallographen manchmal erforderlich ist, nicht erst aus vertikalen und horizontalen Komponenten zusammengesetzt zu werden. Die Grundfläche, auf der der Apparat angebracht wird, kann jede beliebige Lage haben.

Wenn man Schwingungserscheinungen an einem Schiff in vollem Umfange feststellen will, so müssen die Maximalamplituden bei der kritischen Umdrehungszahl festgestellt werden a) auf verschiedener Länge des Schiffes zur Festlegung der tatsächlichen Schwingungslinie; b) bei verschiedener Beladung. Außerdem muß auch das Gebiet in der Nähe der kritischen Umdrehungszahlen, also 15 bis 20 vH oberhalb und unterhalb untersucht werden, um den Bereich der Schwingungserscheinungen festzulegen. Abb. 504 zeigt das Ergebnis der Aufmessung einer Horizontalschwingungslinie. Abb. 505 gibt den Zusammenhang zwischen Verdrängung und Eigenschwingungszahlen für den Dampfer „Wasgenwald“ wieder. Abb. 506 zeigt den gemessenen Verlauf der Amplituden von Horizontalschwingungen des „Wasgenwald“ in Abhängigkeit von den Umdrehungszahlen. Abb. 507 gibt das gleiche Bild für die Torsionsschwingungen. Bemerkenswert ist der sehr viel schärfere Bereich der Amplituden der Horizontalschwingungen, der noch deutlicher in Abb. 508 in Erscheinung tritt, auf der der Verlauf in Prozenten der Maximalamplitude wiedergegeben ist; offenbar ist der Einfluß der Dämpfung bei den Torsionsschwingungen wesentlich größer, was auf größere Starrheit des Schiffskörpers zur vertikalen Mittellängsebene schließen läßt; es handelt sich in beiden Fällen um Schwingungen 3. Ordnung, deren Schwingungszahl gleich dem dreifachen der Umdrehungszahl der Maschine ist. Auch die Vertikalbiegeschwingungen zeigen im allgemeinen einen ziemlich scharfen kurzen Resonanzbereich; nur über 5 bis 6 aufeinanderfolgende Umdrehungszahlen zeigen sich bei einem beladenen

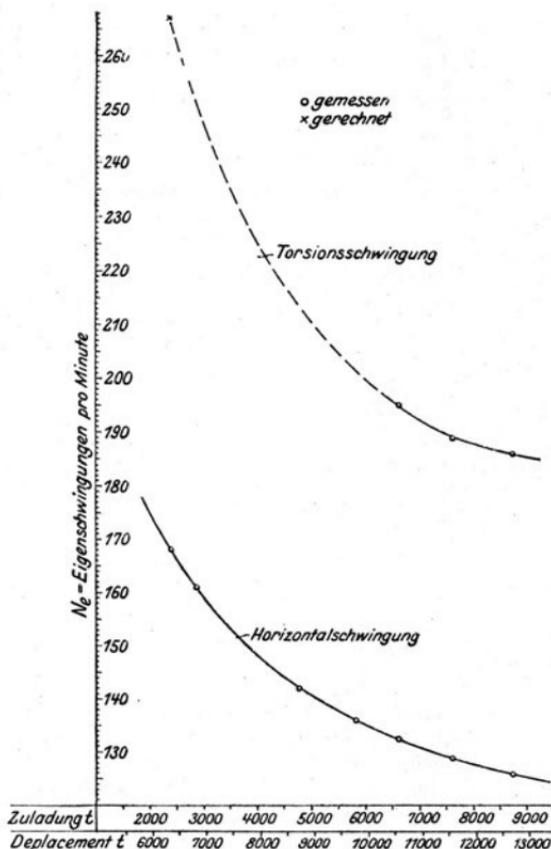


Abb. 505.

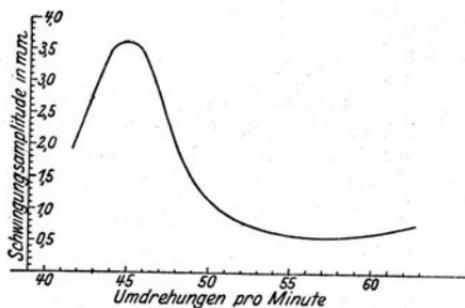


Abb. 506.

im allgemeinen einen ziemlich scharfen kurzen Resonanzbereich; nur über 5 bis 6 aufeinanderfolgende Umdrehungszahlen zeigen sich bei einem beladenen

Frachtschiff erhebliche Resonanzausschläge. Bei Schwingungen höheren Grades, bei denen die Schwingungszahlen an sich wesentlich höher sind, ist der absolute Bereich kritischer

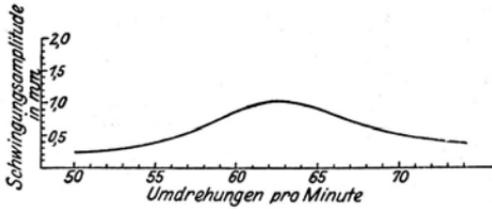


Abb. 507.

geringer, der Umfang des Schwingungsbereiches viel kürzer und die Maximalausschläge sind verhältnismäßig viel größer.

Die Ursachen der Schiffsschwingungen sind entweder periodische Massenbewegungen oder periodisch auftretende Kräfte. Außerdem können nicht

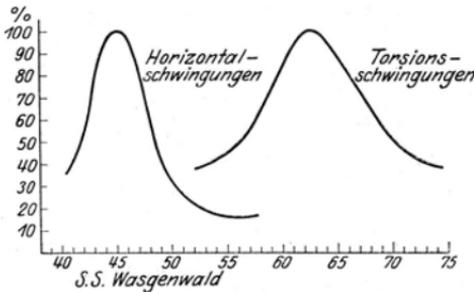


Abb. 508.

Soweit periodische Massenbewegungen in Frage kommen, rühren sie von einer Verschiebung oder Drehung der Schwerpunkte von Einzelteilen der Maschinenanlage (bzw. der Schraube) her, woraus sich Trägheitskräfte ergeben; die durch diese Trägheitskräfte ausgelösten Reaktionen bewirken eine Gegenbewegung des Schwerpunktes des gesamten übrigen Schiffes in einem solchen Umfange, daß der Gesamtschwerpunkt unverändert bleibt bzw. um seine ursprüngliche Mittellage schwingt. Außer eigentlichen Kräften können Massenbewegungen auch Momente auslösen, vor allem in der Längsrichtung der Maschinen; da Momente sich aus der entgegengesetzten Bewegung verschiedener Maschinenteile ergeben, deren Wirkung sich aufheben würde, wenn sie in einer Ebene lägen, läßt sich die Wirkung von Momenten durch geringe Baulänge der Maschinen verringern.

Periodische Kraftimpulse, die ihren Ursprung nicht in Massenbewegungen haben, können sich in der Maschine nur in einer Spantebene ergeben, und zwar aus dem Moment zwischen Pleuelstangendruck und dem Reaktionsdruck des Kurbellagers; derartige Momente können jedoch lediglich bei ungünstiger Lage der Maschine (am Schiffsende) Ursache von Torsionsschwingungen sein; praktisch sind sie aber noch nicht als solche festgestellt worden. Im übrigen können die Dampf- bzw. Gasspannungen in den Zylindern von Maschinen weder in ihrer Größe noch in ihrem Verlauf Ursache von Schiffsschwingungen sein. Hauptursache von Kraftimpulsschwingungen sind die Propeller, und zwar treten transversale Kraftimpulse infolge unregelmäßiger Steigung und infolge von Widerstandsänderungen auf, wenn die Propellerflügel an zu nahe liegenden und ungünstig geformten Stevenkanten vorüberschlagen. Axiale Kraftimpulse ergeben sich bei Schiffsschrauben infolge ungleichförmiger Winkelgeschwindig-

keitsbereich kritischer Schwingungszahlen naturgemäß entsprechend größer. An und für sich ist die Dämpfung bei Schiffskörpern verhältnismäßig groß; bei anderen technischen Konstruktionen, die Schwingungen ausgesetzt sind, z. B. Wellenleitungen auf Schiffen, ist die Dämpfung weit

periodische einzelne Kraftimpulse, wie z. B. das Aufschlagen der Schiffsenden auf das Wasser bei schwerem Seegang echte, schnell abtönende Eigenschwingungen anslösen, deren Größe aber meist gering ist, weil sie nicht auf Resonanzwirkung beruhen. Man kann solche echten Eigenschwingungen sehr gut zur genauen Bestimmung der Eigenschwingungszahlen benutzen.

keit der Maschinenumdrehung und infolge ungleichförmigen Wasserwiderstandes im Bereiche der Umdrehung, der vor allem infolge unregelmäßigen Nachstromes, weniger infolge ungleichförmigen Wasserdruckes in den verschiedenen Höhengschichten sich ergibt. Viele Kraftimpulse sind solche 1. Ordnung, stimmen also in ihrer Periode mit der Maschinenumdrehungszahl überein, so z. B. die Kraftimpulse, die aus ungleichförmiger Propellerflügelsteigung und aus ungleichförmiger Winkelgeschwindigkeit der Maschine herrühren. Zufolge der Resonanzwirkung spielt jedoch auch das Zwei- und Dreifache der Maschinenumdrehungszahl eine Rolle, wobei Schwingungen zweiter und dritter Ordnung entstehen. Andere dagegen, bei denen die Flügelzahl der Schraube mitspricht, so diejenigen, die mit dem Nachstrom in Zusammenhang stehen, sind naturgemäß Impulse höherer Ordnung. Ein besonderes Problem stellen Doppelschraubenschiffe dar, bei denen, da die Umdrehungszahlen der Maschinen naturgemäß nicht absolut gleich sind, ein Überholen der einen Maschine durch die andere stattfindet; bei entgegengesetzter Kurbelstellung gleichen sich die vertikalen Massenbewegungskräfte aus (wenn die einzelnen Maschinen in sich nicht ausgeglichen sind), es entstehen aber Torsionsmomente; bei gleicher Kurbelstellung addieren sich die Vertikalimpulse und die Torsionsmomente fallen fort. In ganz ähnlicher Weise wirken auch die Schraubenimpulse abwechselnd in vertikaler Richtung subtraktiv bzw. additiv und bewirken Torsionsmomente oder nicht. Sowohl aus den Massenkraften als aus den Schraubenimpulsen entstehen also Vertikal- und Torsionsschwingungen des Schiffskörpers, bei beiden Schwingungsarten in Form von Schwebungen, deren Periode gleich der Überholungszeit der Maschinen ist; zwischen den beiden Schwingungsarten besteht eine Phasenverschiebung von  $90^\circ$ , derart, daß die eine jeweils am stärksten ist, wenn die andere am schwächsten ist. Auswirken können sich die Schwingungen nur, wenn ihre Periode mit der natürlichen des Schiffes übereinstimmt.

Aus den Ursachen heraus ergeben sich die Mittel zur Beseitigung bzw. Vermeidung von Schiffsschwingungen. Zu unterscheiden sind dabei die Mittel zum Geringhalten der Impulse und die Mittel, durch welche die Wirkung auftretender unvermeidbarer Impulse geringgehalten wird.

Bewegungsimpulse werden durch Ausbalancierung der Maschinenanlagen (Momente, wie bereits oben bemerkt, durch kurze Baulänge) geringgehalten; die Propeller müssen statisch ausbalanciert werden.

Kraftimpulse aus dem Propeller lassen sich vor allem durch sehr genaue Arbeitsausführung geringhalten; selbst geringe Steigungsunterschiede stellen immer sehr große Bruchteile des effektiven Anstellwinkels dar, führen also zu sehr ungleichmäßiger Belastung der verschiedenen Schraubenflügel. Ungleichförmigkeiten im Drehmoment, die die Ursache von beträchtlichen Unterschieden der Schubkräfte sein können, sind möglichst konstruktiv (große Zylinderzahl) zu vermeiden. Nach Untersuchungen von Dr. G. Bauer<sup>1)</sup>, an Schiffsmaschinen angestellt, schwanken die Umfangsgeschwindigkeiten der Wellen von Dampfkolbenmaschinen dicht an der Maschine um 10 bis 14 vH, dagegen am hinteren Wellenende nur um 4 bis 10 vH, es treten also Schwankungen der Verdrehungswinkel der Wellen auf. Verallgemeinern lassen sich diese Zahlen nicht; es handelt sich bei dem Problem der Ungleichförmigkeit der Schraubenumdrehung um Wirkung und Gegenwirkung von Schraube und Maschine, wobei sowohl die Ungleichförmigkeiten des Schraubenwiderstandes als auch der Maschinenumdrehungen in Betracht kommen, und außerdem spielen auch noch Verdrehungen und Verdrehungsschwingungen der Schraubenwellen mit. Wenn als Ursache von Schwingungen ein zu geringer Abstand des Propellers von benachbarten Steventeilen usw. erkannt wird, so muß dieser Abstand geändert werden oder die Form der betreffenden Teile der natürlichen Strömungsrichtung des Schraubenwassers angepaßt werden (wie beim Gegenpropeller).

<sup>1)</sup> Untersuchungen über die periodischen Schwankungen in der Umdrehungsgeschwindigkeit der Wellen von Schiffsmaschinen. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1923.

Die Wirkung von Vertikalkräften der Maschine kann durch Wahl des Aufstellungsortes der Maschine sehr eingeschränkt werden. Reine Vertikalkräfte, die im Knotenpunkt der Schwingungslinie auftreten, sind praktisch wirkungslos, Vertikalmomente dagegen an diesem Punkt am stärksten wirksam. Wenn man daher die Hauptmaschinen annähernd in der Mitte der Schiffslänge aufstellt und eine Maschinenart gewählt wird, bei der die Vertikalkräfte ausgeglichen sind, so können nur geringe Schiffsschwingungen entstehen. Müssen aus irgendwelchem Grunde die Maschinen in der Nähe der Knotenpunkte Aufstellung finden, so ist darauf zu achten, daß in den Maschinen keine Vertikalmomente auftreten.

Das wirksamste Mittel zur Vermeidung von Schiffsschwingungen ist die Vermeidung der Resonanz der Impulse mit der Eigenschwingungszahl des Schiffskörpers. Soweit Vertikalbiegungsschwingungen I. Grades in Frage kommen, liegt bei Frachtschiffen mit einer Eigenschwingungszahl im beladenen Zustande zwischen 80 und 100 die Gefahr des Zusammentreffens der normalen Umdrehungszahl der Maschine mit der Eigenschwingungszahl nahe, besonders da die Eigenschwingungszahlen im leicht beladenen bzw. Ballastzustande erheblich höher sind als im beladenen Zustande. Will man Resonanz in jedem Zustande vermeiden, so müssen alle in Frage kommenden Eigenschwingungszahlen gesperrt werden, d. h. die Umdrehungszahlen der Maschine oberhalb oder unterhalb der Eigenschwingungszahlen gehalten werden. Bei Schiffen mit Dampfantrieb wird es in der Regel möglich sein, die normale Umdrehungszahl unterhalb der niedrigsten Eigenschwingungszahl, d. h. derjenigen des beladenen Zustandes, zu halten. Bei Motorschiffen ist es schwieriger, die kritischen Umdrehungszahlen ganz zu vermeiden; will man dieses erreichen, indem man mit der Umdrehungszahl der Maschine oberhalb der höchsten Eigenschwingungszahl des Schiffes, d. h. derjenigen des leichtbeladenen Zustandes, bleibt, so genügt hierfür nach Horn im allgemeinen eine Umdrehungszahl von 125 in der Minute.

Treten bei Schiffen mit unausgeglichener Maschine Resonanzschwingungen 1. Ordnung auf, so lassen sie sich häufig erheblich mildern, indem man den Winkel zwischen Schrauben- und Kurbelstellung verändert; wird dadurch ein Erfolg erzielt, so ist dieses als Beweis dafür zu betrachten, daß das Schiff vor der Änderung unter dem Einfluß von verschiedenen, von der Maschine und von der Schraube herrührenden Impulsen stand, die sich addierten, nach der Änderung aber in entgegengesetzter Richtung wirken.

Treten Resonanzschwingungen höherer Ordnung auf, die von der Schraube herrühren, so lassen sie sich häufig durch Änderung der Schraubenflügelzahl beseitigen oder verringern.

Als nachträgliche Maßnahmen kommen Änderung der Maschinenumdrehungszahl oder Änderung der Eigenschwingungszahl des Schiffes in Betracht. Am zweckmäßigsten ist eine Verringerung der Umdrehungszahl, weil dann das kritische Gebiet ganz außerhalb des Bereiches der Betriebsumdrehungszahlen bleibt. Wenn dieses jedoch mit Rücksicht auf die Maschinenanlage und ihre Leistung nicht möglich ist, muß man zu einer Erhöhung der Umdrehungszahl schreiten, doch hat dieses den Nachteil, daß, wenn man bei schwerem Wetter die erhöhte Umdrehungszahl nicht innehalten kann, die Maschine wieder in den kritischen Bereich kommt.

Eine Änderung der Eigenschwingungszahl des Schiffes ist nur in beschränktem Maße möglich durch Änderung des Beladungszustandes. Die für diesen Zweck in Frage kommenden Gewichte müssen, wenn sie wirksam sein sollen, an Stellen großer Ordinaten der Schwingungslinie hinzugefügt bzw. fortgenommen werden, nach Abb. 498 also am besten an den Schiffsenden. Nach Angabe von Horn bewirkte z. B. bei einem Frachtschiff von 8500 t Verdrängung im beladenen Zustand die Füllung der vorderen Tieftanks mit 137 t eine Verringerung der Eigenschwingungszahl von 105 auf 101,5 in der Minute;

im leichten Zustande ist die Wirkung der Hinzufügung von Gewichten an den Schiffsenden noch entsprechend größer.

Ob eine Verringerung der Maschinenumdrehungszahl oder eine Erhöhung derselben unter gleichzeitiger Verringerung der Schiffsschwingungszahl im Einzelfalle zweckmäßiger ist, hängt davon ab, wie die bisherige Umdrehungszahl zu dem in Frage kommenden Bereich der Eigenschwingungszahlen des betreffenden Schiffes im beladenen und leichtbeladenen Zustande liegt. Da sich für jeden Zustand immerhin ein Bereich von 5 bis 6 Schwingungszahlen mit größeren Ausschlägen ergibt, muß man genau feststellen, ob man sich bei den unteren oder oberen Schwingungszahlen befindet, ehe man Maßnahmen trifft.

Mit der Einführung der Motoren ist die Wichtigkeit der Schiffsschwingungsfragen außerordentlich gewachsen; wo irgend die Möglichkeit von Resonanzschwingungen vorliegt, sind unbedingt vorher genaue Rechnungen vorzunehmen.

## Fünfter Abschnitt.

# Messung und Ausnutzung des Schiffsraumes.

## I. Vermessung der Schiffe<sup>1)</sup>.

### A. Allgemeines.

Die Vermessung der Schiffe verfolgt den Zweck, die Raumverhältnisse und ein Wert- oder Größenmaß für die Schiffe festzustellen, um danach die Ladefähigkeit, die Baukosten wie auch handelsgesetzliche Abgaben, Zölle, Kanalgebühren usw., zu bestimmen. Schon für den Entwurf eines Schiffes ist es von Wichtigkeit, das Verhältnis solcher Wertmaße zu den Hauptmaßen zu kennen.

Für Kriegsschiffe ist im allgemeinen das Schiffsgewicht oder die Verdrängung bei voller Ausrüstung das zutreffende Wert- und Größenmaß, weil diese nahezu unveränderlich angesehen werden können; nicht jedoch bei Handelsschiffen, bei denen die Verdrängung von der Menge und Art der Ladung abhängig und deshalb stark wechselnd ist. Handelsschiffe werden demzufolge nach dem Raum, der zur Aufnahme von Ladung (Frachtgut, Fahrgäste) benutzt werden kann, bewertet; es muß somit eine Vermessung dieses Raumes zur Bestimmung ihrer Lade- oder Tragfähigkeit vorgenommen werden. Aber auch bei Kriegsschiffen findet für bestimmte Zwecke, z. B. für die Berechnung der Gebühren zur Fahrt durch den Suezkanal und den Panamakanal, eine ähnliche Vermessung statt.

Maßeinheiten für den inneren Schiffsraum siehe S. 655.

Die Vermessung der Schiffe ist sehr alt<sup>2)</sup>.

Die gebräuchlichste Maßeinheit war die Tonne, die aber eine andere Bedeutung hatte als die jetzige Gewichtstonne von 1000 kg. Es waren ursprünglich Fässer (ton) von bestimmter Größe, die zum Ausmessen des Raumgehaltes der Schiffe dienten, und letzterer wurde deshalb als **Tonnengehalt** (tonnage) bezeichnet<sup>3)</sup>.

Der Vermessung der Seeschiffe entspricht die Eichung der Binnenschiffe, die jedoch in Deutschland nicht nach dem Raum, sondern nach der Tragfähigkeit erfolgt.

Für den Entwurf von Passagierschiffen für den Verkehr auf Flüssen und Seen sind noch die verschiedenen örtlichen Bestimmungen zu berücksichtigen<sup>4)</sup>.

### B. Meßverfahren für Seeschiffe<sup>5)</sup>.

Als Einheit gilt für die Meßverfahren die Registertonne, die zu 100 Kubikfuß engl. = 2,83 m<sup>3</sup> gerechnet wird.

<sup>1)</sup> Literaturangaben siehe S. 964.

<sup>2)</sup> Vgl. Steinhaus: Abhandlungen aus dem Gebiete des gesamten Schiffbauwesens, S. 52, VI; Die Schiffsvermessungen. Hamburg 1899.

<sup>3)</sup> Über die geschichtliche Entwicklung des Begriffes Tonnengehalt und über ältere Formeln für den Tonnengehalt der Schiffe s. a. die vorausgehenden Auflagen dieses Buches.

<sup>4)</sup> Siehe S. 597.

<sup>5)</sup> Thieß: Vermessung der Seeschiffe, Eichung der Binnenschiffe. Hamburg: F. W. Rademacher.

Vermessen wird der ganze innere Schiffsraum bis zum Vermessungsdeck, sowie der Raum etwaiger Decksaufbauten.

Der so erhaltene Rauminhalt ist der **Bruttotonnengehalt** oder -raumgehalt; von diesem wird der Inhalt der Wohnräume für die Mannschaft, der Maschinen- und Kesselräume sowie der Kohlenbunker abgezogen, hiermit ergibt sich der eigentlich nutzbare Raum, der **Nettotonnengehalt** oder -raumgehalt. Als Vermessungsdeck gilt bei Schiffen mit weniger als drei Decks das oberste, bei Schiffen mit drei und mehr Decks das zweite von unten. Die Berechnung des Raumgehalts geschieht durch Einlegen einer Anzahl von Querschnittflächen mittels der Simpsonschen Regel.

Für die Vornahme der einzelnen Messungen sowie für die Abzüge gelten in den verschiedenen Staaten besondere Bestimmungen, die in Deutschland gültigen sind in der Schiffsvermessungsordnung vom 5. Februar 1908 enthalten.

Verschieden ist bei Dampfschiffen die Art, wie die Maschinen- und Kohlenräume gemessen werden. Man unterscheidet hierbei:

**1. Das deutsche Meßverfahren** nach wirklicher Vermessung, das jedoch auch für deutsche Schiffe nicht mehr ausgeübt wird.

**2. Das englische oder Prozent-Meßverfahren.** Hierbei wird nur der eigentliche Maschinenraum ohne Kohlenbunker aufgemessen. Liegt sein Inhalt bei Schraubendampfern (Raddampfern) zwischen 13 bis 20 (20 bis 30) vH des Bruttoraumgehaltes, so wird ein Abzug von 32 (37) vH bewilligt. Liegt der Inhalt des Maschinenraumes außerhalb dieser Grenzen, so wird er mit 1,75 (1,50) multipliziert<sup>1)</sup> und der so erhaltene Rauminhalt von dem Bruttoraum in Abzug gebracht.

**3. Das Meßverfahren nach der Donauregel.** Nach der Donauregel wird ganz allgemein für die Kohlenbunker bei Schraubenschiffen (Radschiffen) 75 (50) vH des Maschinenraumgehaltes gerechnet.

Nach der deutschen Schiffsvermessungsordnung sind die Verfahren 2 und 3 im Gebrauch.

**4. Das Meßverfahren für die Fahrt durch den Suezkanal.** Nach der Suezregel kann die Vermessung nach dem unter 1. genannten deutschen Verfahren auf Grund wirklicher Vermessung oder nach der Donauregel stattfinden, jedoch nur, wenn die Kohlenräume unveränderlich sind. Sonst gilt nur die Donauregel. Der größte Abzug ist dann, außer bei Schleppdampfern, auf 50 vH für Maschinen- und 50 vH für Mannschaftsräume festgesetzt.

**5. Das Meßverfahren für die Fahrt durch den Panamakanal.** Dieses stimmt im wesentlichen mit demjenigen für die Suezkanalfahrt überein; geringe Abweichungen, die im allgemeinen zu einem größeren Raumgehalt für die Panamakanalfahrt führen, betreffen die Aufmessungen des Unterraumes, die Behandlung der Ballastbehälter, die vermessungspflichtigen und abzugsfähigen Räume der Aufbauten u. a. m.

Zur Begrenzung der zu erhebenden Durchfahrtsgebühren (z. B. für die Schiffe in Ballast) nach unten ist es erforderlich, daß die den Panamakanal benutzenden Schiffe auch nach den amerikanischen nationalen Regeln vermessen werden.

**6. Das abgekürzte Meßverfahren** (Surveyors Rule). Ist das Schiff nicht ganz leer, so wird mit Hilfe von Umfang<sup>2)</sup>, Länge und Breite der Raumgehalt aus folgenden Formeln bestimmt:

a) für hölzerne und Kompositischiffe

$$= 0,17 \left( \frac{U + B}{2} \right)^2 \cdot L \text{ m}^3 = 0,353 \cdot 0,17 \left( \frac{U + B}{2} \right)^2 \cdot L \text{ Reg.-Tonnen,}$$

b) für eiserne und stählerne Schiffe

$$= 0,18 \left( \frac{U + B}{2} \right)^2 \cdot L \text{ m}^3 = 0,353 \cdot 0,18 \left( \frac{U + B}{2} \right)^2 \cdot L \text{ Reg.-Tonnen.}$$

<sup>1)</sup> Er darf aber 33 (50) vH des Bruttoraumes nicht überschreiten. (Die eingeklammerten Zahlen gelten für Raddampfer.)

<sup>2)</sup> Der Umfang wird durch eine unter den Kiel gebrachte Kette gemessen.

Hierzu kommt noch der Raum für die Decksaufbauten, wie Hütte, Back und andere, dauernd geschlossene Räume, welche für Ladung oder Fahrgäste benutzbar sind.

Es sind jedoch dann folgende Abzüge gestattet:

1. Bauten, die allein für Unterkunft von Fahrgästen dienen,
2. Raum für die Schiffsmannschaft,
3. der für die Maschine und Kessel erforderliche Raum.

Der so erhaltene Rauminhalt ist der Nettoraumgehalt des Schiffes.

### 7. Angenäherte Bestimmung des Raumgehaltes.

1. Aus den Hauptmaßen läßt sich angenähert der Raumgehalt durch folgende Formel (nach Moorsom) berechnen<sup>1)</sup>:

$$\begin{aligned} \text{Bruttoraumgehalt} &= \frac{\delta \cdot \mathcal{L} \cdot \mathcal{B} \cdot \mathcal{T} + A}{2,832} \text{ m}^3 \text{ für Metermaß} \\ &= \frac{\delta_1 \cdot \mathcal{L} \cdot \mathcal{B} \cdot \mathcal{T} + A}{100} \text{ Reg.-Tonnen für englisches Maß (Fuß)}. \end{aligned}$$

$\mathcal{L}$  = Länge auf dem Vermessungsdeck zwischen den Innenkanten der Planken am Bug und Heck = Vermessungslänge,

$\mathcal{B}$  = innere größte Breite zwischen den Wegerungen beider Bordseiten = Vermessungsbreite,

$\mathcal{T}$  = innere Tiefe mittschiffs von Unterkante Decksplanken bis Oberkante Bodenwegerung neben dem Kielschwein = Vermessungstiefe,

$A$  = Rauminhalt der Aufbauten in Kubikfuß bzw. Kubikmetern.

Der Wert  $\delta_1$  ist allgemein =  $\delta + 0,04$  und im besonderen für:

Schnelldampfer . . . . .	= 0,6 – 0,65
Fracht- und Personendampfer . . . . .	= 0,7 – 0,72
Gewöhnliche Fracht- und Tankdampfer . . . . .	= 0,72 – 0,80
Segelschiffe . . . . .	= 0,70 – 0,80
Jachten über 60 Reg.-Tonnen . . . . .	= 0,50
Jachten unter 60 Reg.-Tonnen . . . . .	= 0,45

2. Nach Bauer<sup>2)</sup> ist der Bruttoraumgehalt in Kubikmetern angenähert:

$$\text{Bruttoraumgehalt} = L \cdot B \cdot H_m \cdot c,$$

worin  $L$  = Länge zwischen den Loten<sup>3)</sup>,

$B$  = größte Breite auf Spanten<sup>3)</sup>,

$H_m = (H_r + z)$ ,

$H_r$  = Raumtiefe<sup>3)</sup>, gemessen von Oberkante Bodenwrangen oder Doppelboden bis Unterkante des obersten festen<sup>4)</sup> Decks auf  $\frac{1}{2}L$  (gleichbedeutend mit  $RT$  auf S. 27),

$z = 1,1 h_m \cdot a$ ,

$h_m$  = mittlere Höhe der Räume über dem obersten festen Deck,

$a = l_a : L$ , wenn  $l_a$  = Gesamtlänge aller geschlossenen Aufbauten auf dem obersten festen Deck ist.

Die Formel läßt sich auch schreiben:

$$\text{Bruttoraumgehalt} = (L \cdot B \cdot H_r + 1,1 A) c,$$

da  $B \cdot h_m \cdot l_a = A$  ist.

<sup>1)</sup> Hütte, 22. Aufl., II, S. 672; White, 3. Aufl., S. 57; Mackrow, S. 479.

<sup>2)</sup> Siehe Anm. auf S. 135.

<sup>3)</sup> An Stelle dieser Maße können auch die in der Regel nur wenig davon abweichenden sog. Identitätsmaße nach § 25 der Schiffsvermessungsordnung (s. d.) genommen werden.

<sup>4)</sup> Schutz-(Shelter-) und Sturm-(Awning-) Decks gelten hierbei nicht als feste Decks. Die darunter befindlichen Räume werden daher als Aufbauten mitgerechnet.

Der Wert  $c$  ergibt sich aus folgender Tabelle:

Schiffsart	Mittlere Geschwindigkeiten in kn	Schärfere Schiffe c	Völligere Schiffe
Ozean-Fahrgastdampfer . . . . .	18—24	0,73—0,76	
Ozean-Postdampfer . . . . .	14—16	0,76—0,79	
Große Fracht- u. Fahrgastdampfer .	10—13	0,78—0,82	
Große Frachtdampfer . . . . .	9—11	0,81—0,93	
Kleinere Fahrgast-, Fisch- und Lot- sendampfer. . . . .	8—13	0,58—0,62	
Kleine Frachtdampfer. . . . .	8—10	0,80—0,85	
Öltankdampfer . . . . .	8—11	0,78—0,83	
Segler . . . . .	—	0,69—0,75	

3. Ganz angenähert kann man für Ozeandampfer (Kriegs- und Handelsschiffe) setzen:

$$\text{Verdrängung} = 1\frac{1}{2} \text{ bis } 2 \cdot \text{Bruttoraumgehalt (m}^3\text{)},$$

oder  $\text{Bruttoraumgehalt (m}^3\text{)} = \frac{2}{3} \text{ bis } \frac{1}{2} \cdot \text{Verdrängung.}$

4. Im Verhältnis zur Länge bemißt sich der Bruttoraumgehalt nach Bauer<sup>1)</sup> ungefähr wie folgt:

Bruttoraumgehalt m <sup>3</sup>	Länge für völlige Schiffe		Bruttoraumgehalt m <sup>3</sup>	Länge für völlige Schiffe	
	m	schärfere m		m	schärfere m
1 000	50	60	20 000	145	163
2 000	60	70	22 000	151	168
4 000	80	85	24 000	157	174
6 000	95	100	26 000	162	180
8 000	105	115	28 000	166	185
10 000	115	125	30 000	171	190
12 000	120	134	32 000	176	195
14 000	127	142	34 000	180	200
16 000	135	150	36 000	185	205
18 000	140	157	38 000	190	210 <sup>2)</sup>

Das Verhältnis zwischen Brutto- und Nettoraumgehalt ergibt sich nach derselben Quelle wie nachstehend:

Schiffsart	Nettoraumgehalt m <sup>3</sup>	Ganzer Bruttoraumgehalt = Nettoraumgehalt mal		Bruttoraum bis zum Vermessungs- deck = Nettoraum- gehalt mal	
Schnelldampfer . . . . .	14 500	2,5		1,8	
	15 000	3,2		2,4	
Fracht- und Fahrgastdampfer oder Frachtdampfer	1 000	große Räume	kleine für Fahrgäste	große	kleine
	2 000	—	1,70	1,17—1,58	
	4 000	—	1,62	1,18—1,50	
	6 000	—	1,57	1,22—1,43	
	8 000	1,56	1,56	1,23—1,40	
	10 000	1,56	1,55	1,23—1,38	
	20 000	1,56	1,54	1,23—1,37	

<sup>1)</sup> Siehe Anm. a. S. 135.

<sup>2)</sup> Diese Tabelle gibt für große Schiffe etwas zu kleine Raumgehalte, da z. B. Kaiser Wilhelm der Große bei 190,5 m Länge schon 14 349 Reg.-Tonnen = 40 500 m<sup>3</sup>, Berlin bei 179,2 m Länge 17 500 Reg.-Tonnen = 49 500 m<sup>3</sup>, George Washington bei 212,6 m Länge 26 000 Reg.-Tonnen = 74 000 m<sup>3</sup> messen; s. Z. Schiffbau X, S. 267 u. 654.

## C. Vermessungsbestimmungen für Seeschiffe.

### I. Schiffsvermessungsordnung (SVO).

Ausgabe 1908 <sup>1)</sup>.

#### Auszug.

##### I. Allgemeine Bestimmungen.

§ 1. Anwendung. Die nachstehenden Vorschriften finden Anwendung auf alle Schiffe, Fahrzeuge und Boote, welche ausschließlich oder vorzugsweise zur Seefahrt im Sinne der Bekanntmachung vom 10. November 1899 (Zentralblatt für das Deutsche Reich, S. 380), betr. Ausführungsbestimmungen zum § 25 des Flagngesetzes vom 22. Juni 1899<sup>2)</sup> bestimmt sind.

Den Landesregierungen bleibt überlassen, zu bestimmen, ob und in welchem Umfang Fahrzeuge unter 50 m<sup>3</sup> Bruttoreumgehalt, welche keine Einrichtungen zum dauernden Aufenthalt der Mannschaft haben, von der Vermessung ausgeschlossen bleiben können.

§ 2. Ladungsfähigkeit. Zur Ermittlung der Ladungsfähigkeit der Schiffe wird deren Raumgehalt durch Vermessung festgestellt. Die Vermessung erstreckt sich mit den aus den nachstehenden Bestimmungen sich ergebenden Einschränkungen auf die unter dem obersten Deck des Schiffes befindlichen Räume und auf die auf oder über dem obersten Deck fest angebrachten Aufbauten.

Das Ergebnis dieser Vermessung, in Körpermaß ausgedrückt, heißt der Bruttoreumgehalt und, nach Abzug der in dem § 14 näher bezeichneten Räume, der Nettoreumgehalt des Schiffes.

§ 3. Vermessungsverfahren. Die Vermessung erfolgt nach dem in den §§ 4 bis 16 und 20 vorgeschriebenen vollständigen Verfahren.

Ausnahmsweise kann jedoch nach den §§ 18 und 19 ein abgekürztes Verfahren angewendet werden, wenn das Schiff ganz oder teilweise beladen ist, oder Umstände anderer Art die Vermessung nach dem vollständigen Verfahren verhindern.

##### II. Vollständiges Vermessungsverfahren.

§ 4. Dasjenige Deck, welches in Schiffen mit weniger als drei Decks das oberste und in Schiffen mit drei oder mehr Decks das zweite von unten ist, heißt das **Vermessungsdeck** <sup>3)</sup>.

Die unter dem Vermessungsdeck befindlichen Schiffsräume werden als Ganzes für sich vermessen.

Die über dem Vermessungsdeck befindlichen Räume, mögen sie durch Decks oder durch Aufbauten auf oder über dem obersten Deck gebildet sein, werden ein jeder für sich vermessen.

§ 5. Aufmaße. Die Vermessung des inneren Schiffsraumes unter dem Vermessungsdeck geschieht durch Aufnahme der Länge, einer je nach dieser Länge verschiedenen Anzahl von Querschnitten und durch Berechnung nach den §§ 6, 7 und 8.

§ 6. Länge. Die Länge wird auf dem Vermessungsdeck in gerader Linie gemessen, und zwar von der inneren Fläche der Binnenbordbekleidung (in mittlerer Dicke) neben dem Vorsteven bis zu der inneren Fläche des mittelsten Heckstützens, oder der mittschiffs am Heck befindlichen Bekleidung (in mittlerer Dicke).

Von dieser Länge wird ein Abzug gemacht, bestehend in dem Falle des Bugs in der Dicke des Decks, in dem Falle des Heckstützens in der Dicke des Decks und in dem Falle des Heckstützens in einem Drittel der Decksbalkenbucht.

Die auf diese Weise gefundene Länge wird in eine Anzahl gleicher Teile geteilt, und zwar

1. eine Länge bis zu 15 Metern in	4 gleiche Teile,
2. „ „ „ „ 37 „ „ „ 6 „ „ „	
3. „ „ „ „ 55 „ „ „ 8 „ „ „	
4. „ „ „ „ 69 „ „ „ 10 „ „ „	
5. „ „ „ über 69 „ „ „ 12 „ „ „	

§ 7. Querschnitte. Auf jedem dieser Teilpunkte wird der Querschnitt des Schiffsraumes unter dem Vermessungsdeck in folgender Weise gemessen:

Tiefe = senkrechter Abstand zwischen der unteren Fläche des Vermessungsdecks (oder deren Fluchtlinie) und der oberen Fläche der Bodenwrange (oder deren Fluchtlinie) neben dem Kielschwein — bei Schiffen mit Doppelboden (für Wasserballast), welcher zur Aufbewahrung von Ladung und Vorräten nicht geeignet ist, bis zur Oberfläche der inneren Bodenbeplattung — abzüglich von  $\frac{1}{2}$  der Decksbalkenbucht in diesem Querschnitt und der mittleren Dicke der etwa auf den Bodenwrangen — oder dem Doppelboden — angebrachten festen Wegerung.

Die Tiefe jedes Querschnittes wird, wenn sie im mittelsten Querschnitt bis zu 5 m beträgt, in vier, wenn sie mehr als 5 m beträgt, in sechs gleiche Teile geteilt.

<sup>1)</sup> Vgl. Vermessung der Seeschiffe, umfassend: Schiffsvermessungsordnung vom 1. März 1895; Instruktion zur Schiffsvermessung vom 26. März 1895; Vorschriften, betreffend die Vermessung der Schiffe für die Fahrt durch den Suezkanal, vom 20. März 1895; Ausgabe 1908, unter Berücksichtigung aller bis zum 12. April 1908 erfolgten Änderungen. Herausgegeben im Reichsamt des Innern. Berlin 1908.

<sup>2)</sup> S. unter Gesetzliche Bestimmungen im Anhang.

<sup>3)</sup> S. a. Technische Anweisung an die Schiffsvermessungsbehörden unter I 4, S. 568.

Breiten = wagerechte Abstände zwischen den inneren Fluchtlinien der Binnenbordbekleidung, gemessen auf den Teilpunkten der Tiefen.

Die Querschnittsflächen aus diesen Maßen werden in bekannter Weise nach der Simpsonschen Regel (s. S. 89) berechnet.

§ 8. Unterdeckraumgehalt. Aus den nach § 7 ermittelten Querschnitten wird der Rauminhalt unter dem Vermessungsdeck wiederum mittels der Simpsonschen Regel berechnet, indem als Ordinaten die gefundenen Flächeninhalte und als Ordinatenabstand der Längenabstand der Querschnitte voneinander (s. § 6) eingeführt werden.

Als erste Ordinate wird hierbei der durch den Anfangspunkt der Länge am Bug gelegte Querschnitt angenommen.

§ 9 (fortgefallen).

§ 10. Raumgehalt über dem Vermessungsdeck<sup>1)</sup>. Hat das Schiff über dem Vermessungsdeck noch ein drittes Deck, so wird der Rauminhalt zwischen diesem und dem Vermessungsdeck bestimmt als das Produkt der mittleren wagerechten Durchschnittsfläche mit der mittleren Höhe des Raumes. Um diese Durchschnittsfläche zu erhalten, wird die auf halber Höhe des Raumes (gemäß § 6) gemessene innere Länge in dieselbe Anzahl gleicher Teile geteilt wie die Länge auf dem Vermessungsdeck. Die inneren Breiten in den Teil- und Endpunkten, gemessen auf halber Höhe und wie in § 7, sind dann die Ordinaten jener Durchschnittsfläche. Bei Räumen, deren Seitenwände mit einer Abrundung in das obere Deck übergehen, sind die Breiten nicht auf halber Höhe des Raumes, sondern auf  $\frac{1}{3}$  der Abrundung von unten zu messen.

Die mittlere Höhe des Raumes ist das Mittel aus allen in den Teilpunkten der Länge gemessenen Höhen, zwischen der unteren Fläche des dritten und der oberen Fläche des Vermessungsdecks, oder deren Fluchtlinien.

§ 11. Raumgehalt bei mehr als drei Decks. Hat das Schiff mehr als drei Decks, so werden die über dem Vermessungsdeck befindlichen Zwischendeckräume, ein jeder für sich, nach § 10 vermessen.

§ 12. Raumgehalt der Aufbauten. Der Raumgehalt derjenigen auf oder über dem obersten Deck fest angebrachten und geschlossenen Aufbauten, welche dem Bruttoreaumgehalt des Schiffes zugerechnet werden sollen, wird für jeden dieser Aufbauten gleichfalls mit Hilfe der mittleren wagerechten Durchschnittsfläche und der mittleren Höhe festgestellt. Zur Bestimmung jener Fläche wird die innere mittlere Länge eines jeden solchen Raumes in zwei gleiche Teile geteilt und an den Teil- und den Endpunkten die innere Breite gemessen.

Werden die Räume durch viereckige ebene Flächen begrenzt, so ergibt das Produkt aus mittlerer Länge, Breite und Tiefe den Raumgehalt.

Bei Abrundung der Seitenwände gilt das in § 10 Gesagte; bei Abrundung der Hinterwände (rundes Heck) wird vom Vermessungsmittel bestimmt, an welchen Stellen die mittlere Länge und die hintere Breite zu messen sind.

§ 13. Bruttoreaumgehalt.

A. In den Bruttoreaumgehalt wird einvermessen:

a) der Raumgehalt aller gedeckten und geschlossenen in dauernd angebrachten Aufbauten auf oder über dem obersten Deck belegenen Räume, welche von Bedachungen und festen Schotten derart eingeschlossen sind, daß die Räume zur Stauung von Gütern oder Vorräten sowie zur Unterbringung oder sonstigen Bequemlichkeit der Schiffsbesatzung und der Reisenden dienen können<sup>2)</sup>;

b) derjenige Teil des Gesamtraumgehalts aller frei auf oder über dem obersten Deck befindlichen Luken, welcher  $\frac{1}{2}$  vH des Bruttoreumgehalts übersteigt.

B. Ausgenommen von der nach A. a) vorgeschriebenen Einvermessung in den Bruttoreaumgehalt sind, soweit sie in Aufbauten der dort bezeichneten Art liegen, folgende Räume:

a) gedeckte und geschlossene Hilfsmaschinenräume sowie das Steuerhaus;

b) Schutzaufbauten für Decksreisende auf kurzen Reisen gegen Unwetter und Seegang;

c) Kochhaus (Kombüse) und Raum für Destillierapparate<sup>3)</sup>;

d) Klosetträume für Offiziere und Mannschaft sowie auf Personenschiffen für je 50 Personen ein Klosett — im ganzen aber nicht mehr als zwölf;

alle diese Räume jedoch nur, soweit sie nicht größer sind, als für ihre Zwecke erforderlich ist, und tatsächlich für diese benutzt werden.

### III. Abzüge vom Bruttoreaumgehalt.

§ 14. Von dem Bruttoreaumgehalt kommen zur Bestimmung des Nettoreaumgehaltes in Abzug, jedoch nur dann, wenn diese Abzüge zuvor in den Bruttoreaumgehalt einvermessen sind:

A. Räume zum Gebrauch der Schiffsmannschaft und zur Navigierung des Schiffes, und zwar:

a) alle geteilten Räume sowohl über als unter dem obersten Deck, welche ausschließlich für die Mannschaft bestimmt sind, jedoch nur so lange, wie diese Räume von der zuständigen Aufsichtsbehörde als mit den Vorschriften der Bekanntmachung, betr. die Logis-, Wasch- und Baderäume sowie die Aborte für die Schiffsmannschaft auf Kauffahrtschiffen, vom 2. Juli 1905 (Reichsgesetzbl. S. 563) in Übereinstimmung befindlich erachtet werden<sup>4)</sup>;

b) jeder Raum, welcher ausschließlich für den persönlichen Gebrauch des Schiffsführers bestimmt ist;

<sup>1)</sup> S. a. Techn. Anweisung usw. unter I 4. S. 568.

<sup>2)</sup> Desgl. unter II, S. 571. <sup>3)</sup> S. a. unter III, S. 571.

<sup>4)</sup> Vermessung der Seeschiffe, 1895. Gesetzliche Bestimmungen S. 946.

c) alle Räume, welche ausschließlich verwendet werden:

1. zur Handhabung des Steuers, des Gangspills und für die Einrichtung zum Ankerlichten,
2. zur Aufbewahrung der Karten, Signalvorrichtungen und anderer Navigationsinstrumente sowie der Bootsmannsvorräte;
- d) der von der Hilfsmaschine und dem Hilfskessel eingenommene Raum, sofern diese maschinellen Einrichtungen mit den Hauptpumpen des Schiffes in Verbindung stehen;
- e) jeder Raum, der nur zur Aufnahme von Wasserballast bestimmt und nicht Doppelboden im Sinne des § 7 Absatz 3 ist<sup>1)</sup>;
- f) bei Schiffen, für welche Segel das einzige Treibmittel sind, jeder abgeteilte, ausschließlich zur Aufbewahrung der Segel verwendete Raum, jedoch darf dieser Abzug  $2\frac{1}{2}$  vH des Bruttoreumgehalts nicht übersteigen.

Jeder der obengenannten Räume muß, wenn ein Abzug gemacht werden soll, eine seinem Zweck angemessene Größe haben, dementsprechend hergestellt, eingerichtet und an gut sichtbarer Stelle mit einer Bezeichnung versehen sein, welche die Bestimmung des Raumes angibt.

Für die Vermessung gelten die im § 12 gegebenen Vorschriften.

B. Bei Schiffen, welche durch Dampf oder durch eine andere künstlich erzeugte Kraft bewegt werden, erfolgt ein fernerer Abzug vom Bruttoreumgehalt für die von der Treibkraft eingenommenen Räume. Die Größe des Abzuges ist in nachstehender Weise zu ermitteln:

a) beträgt derjenige Teil des Maschinenraumes, welcher ausschließlich von der Maschine und den Dampfkesseln eingenommen wird oder für deren wirksame Tätigkeit oder ordnungsmäßige Bedienung erforderlich ist,

bei Raddampfern mehr als 20 und weniger als 30 vH des Bruttoreumgehaltes, so werden 37 vH,

bei Schraubendampfern mehr als 13 und weniger als 20 vH des Bruttoreumgehaltes, so werden 32 vH

des letzteren in Abzug gebracht;

b) liegt der bezeichnete Teil des Maschinenraumes unter diesen Grenzen, so wird sein Rauminhalt ermittelt und

bei Raddampfern dieser Rauminhalt  $\pm 50$  vH desselben,

bei Schraubendampfern dieser Rauminhalt  $\pm 75$  vH desselben

von dem Bruttoreumgehalt in Abzug gebracht, sofern nicht vom Schiffsvermessungsamt ausdrücklich ein Abzug von 37 bzw. 32 vH des Bruttoreumgehaltes angeordnet ist;

c) liegt der bezeichnete Teil des Maschinenraumes über jenen Grenzen, so steht dem Reeder die Wahl frei, nach a) oder b) zu verfahren. Macht er hiervon keinen Gebrauch, so wird nach b) verfahren.

§ 15. Maschinen- und Kesselräume. Der Inhalt der von der Maschine und den Dampfkesseln eingenommenen und für ihre Bedienung erforderlichen Räume wird berechnet aus

der mittleren Tiefe des Raumes von der unteren Fläche des nächsten Decks über der Maschine bis zur oberen Fläche der Bodenwangen oder deren Fluchtlinie neben dem Kielschwein — bzw. bis zur oberen Fläche des inneren Doppelbodens;

der mittleren Breite (Mittel aus mindestens drei Breiten) in halber Höhe gemessen;

der mittleren Länge zwischen den dem Raum vorn und hinten begrenzenden Querschotten oder den sonst als Begrenzung anzusehenden Stellen. Wenn die Maschine und die Dampfkessel sich in mehreren selbständigen Abteilungen befinden, so werden die Rauminhalte dieser Abteilungen einzeln ermittelt und zusammengezählt.

Räume über jenem Deck, welche für die Maschine oder für den Zutritt von Licht und Luft zum Maschinenraum bis zum Oberdeck abgeschieden sind, werden in gleicher Weise berechnet, und ihr Inhalt wird dem des übrigen Maschinenraumes hinzugezählt. Sie müssen jedoch eine entsprechende Ausdehnung haben, seefest hergestellt sein und keinen anderen als den genannten Zwecken dienen<sup>2)</sup>.

Bei Schraubendampfern gehört auch der vom Wellentunnel eingenommene Raum zum Maschinenraum. Sein Inhalt wird ebenfalls aus mittlerer Länge, Breite und Höhe ermittelt, und zwar, wenn er aus mehreren Abteilungen besteht, jede derselben für sich<sup>3)</sup>.

§ 16. Änderungen. Werden diejenigen Räume eines Schiffes, welche gemäß § 14 vom Bruttoreumgehalt in Abzug gebracht worden sind, später zu anderen, als den dort angegebenen Zwecken nutzbar gemacht, so müssen sie dem Nettoreumgehalt zugezählt werden. Ob zu diesem Zweck die Neuvermessung des Schiffes erforderlich ist, bestimmt die Vermessungsbehörde.

§ 17 (fortgefallen).

#### IV. Abgekürztes Vermessungsverfahren.

§ 18. Es wird gemessen: die Länge ( $\mathcal{L}$ ) auf dem obersten Deck von der inneren Fläche der Binnenbordebekleidung neben dem Vorsteven bis zur Hinterkante des Hinterstevens — bei Schiffen mit Patentruder bis zur Mitte des Ruderherzens, die größte Breite ( $\mathcal{B}$ ) des Schiffes zwischen den Außenflächen der Außenbordebekleidungen oder der Berghölzer; der äußere Umfang ( $U$ ) an der Stelle der größten Breite vom obersten Deck der einen bis zur anderen Seite mittels einer straff um das Schiff herum und rechtwinklig zum Kiel unter demselben durchgezogenen Kette, dann ist

$$\text{für eiserne Schiffe} \quad 0,18 \cdot \mathcal{L} \left( \frac{U + \mathcal{B}}{2} \right)^2 \text{ m}^3,$$

$$\text{„ hölzerne Schiffe} \quad 0,17 \cdot \mathcal{L} \left( \frac{U + \mathcal{B}}{2} \right)^2 \text{ m}^3$$

der Inhalt des unter dem obersten Deck befindlichen Schiffsraumes.

<sup>1)</sup> S. a. Techn. Anweisung usw. unter IV, S. 571.

<sup>2)</sup> S. a. unter VI, S. 571. <sup>3)</sup> S. a. Techn. Anweisung usw. unter V, S. 572.

§ 19. Aufbauten. Die gedeckten und geschlossenen Räume in dauernd angebrachten Aufbauten auf oder über dem obersten Deck werden nach § 12, die Abzüge vom Bruttoreumgehalt nach §§ 14 und 15 gemessen.

#### V. Vermessung offener Fahrzeuge.

§ 20. Für die Bestimmung des Bruttoreumgehalts offener Fahrzeuge ist eine durch die Oberkante des obersten fest angebrachten Plankenganges wagerecht gelegte Fläche als untere Fläche des Vermessungsdecks anzusehen.

Die Tiefen werden von denjenigen Querlinien ab gemessen, welche von Oberkante zu Oberkante des obersten fest angebrachten Plankenganges durch die Teilpunkte der Länge gezogen sind. Im übrigen kommen die Vorschriften der Abschnitte II und III zur Anwendung.

#### VI. Vermessungsbehörden und Ausfertigung der Meßbriefe.

§ 21. Die Vermessung geschieht durch die von den Landesregierungen bestellten Vermessungsbehörden. Jeder solchen Behörde ist ein **Schiffbautechniker** als Mitglied zuzuordnen.

§ 22. Schiffsvermessungsamt (S.V.A.). Die Aufsicht über das Schiffsvermessungswesen, einschließlich der Prüfung der Schiffsvermessungen, wird durch das Schiffsvermessungsamt ausgeübt. Es hat seinen Sitz in Berlin.

§ 23. Befugnis des S.V.A. Das S.V.A. hat den Vermessungsbehörden technische Anweisungen<sup>1)</sup> über die Handhabung der Vermessungsordnung zu geben, deren Messungen und Berechnungen zu prüfen, für Schiffe besonderer Bauweise die Art der Vermessung zu bestimmen und Neu- sowie Nachvermessungen zu veranlassen.

Die Mitglieder des S.V.A. können der Aufnahme der Messungen beiwohnen.

Die Vermessungsprotokolle sind dem S.V.A. einzureichen.

§ 24. Befugnisse der Vermessungsbehörden. Meßbriefe für

a) deutsche, nicht registrierte Schiffe<sup>2)</sup>,

b) fremde Schiffe, die nur nachvermessen sind,

c) Schiffe, die nach dem abgekürzten Verfahren vermessen sind, fertigen die Vermessungsbehörden unmittelbar auf Grund der von ihnen ausgeführten Messungen aus;

Meßbriefe für nach dem vollständigen Verfahren vermessene

a) deutsche, registrierte<sup>2)</sup>,

b) fremde Schiffe

werden erst nach Prüfung der Messungen seitens des S.V.A. von den Vermessungsbehörden ausgefertigt.

§ 25. Identitätsmaße. Behufs Feststellung der Identität der Schiffe haben die Vermessungsbehörden vor Ausfertigung der Meßbriefe folgende Hauptmaße der Schiffe aufzunehmen:

1. bei Schiffen mit Deck:

a) die Länge zwischen der hinteren Fläche des Vorstevens bis zu der hinteren Fläche des Hinterstevens — bei Patentruder bis zur Mitte des Ruderherzens — auf dem obersten festen Deck,

b) die größte Breite des Schiffes zwischen den Außenflächen der Außenbordbekleidungen oder der Berghölzer,

c) die Tiefe zwischen der Unterkante des obersten festen Decks und der Oberkante der Bodenwangen neben dem Kielschwein in der Mitte der nach 1a ermittelten Länge,

d) bei Dampfschiffen die größte Länge des Maschinenraumes, einschließlich der festen Behälter für Heizmaterial, zwischen den diese Räume begrenzenden, von Bord zu Bord reichenden Schotten.

Bei Vermessungen nach dem abgekürzten Verfahren ist an Stelle der unter 1c bezeichneten Tiefe der nach § 18 ermittelte Umfang des Schiffes in der Außenfläche der Außenbordbekleidung aufzunehmen.

2. Bei offenen Fahrzeugen:

a) die Länge zwischen der hinteren Fläche des Vorstevens bis zu der hinteren Fläche des Hinterstevens in der Höhe der Oberkante des obersten Plankenganges,

b) die Breite zwischen den Außenflächen der Außenbordbekleidungen in der Mitte der nach 2a ermittelten Länge,

c) die nach § 20 ermittelte Tiefe in der Mitte der nach 2a ermittelten Länge.

§ 26. Vorbedingungen für die Vermessung. Vermessung darf nur stattfinden, wenn das Schiff in seinem gegenwärtigen Zustand nicht schon bei einer anderen deutschen Vermessungsbehörde nach dem vollständigen Verfahren vermessen war; Ausfertigung eines Meßbriefes nur dann, wenn, falls die Vermessung durch Neubau oder Umbau erforderlich geworden war, der Bau beendet ist und alle Aufbauten auf dem obersten Deck und alle räumlichen Einrichtungen im Innern des Schiffes vollendet sind.

§ 27. Ausfertigung der Meßbriefe. Über jede Vermessung wird ein Meßbrief ausgefertigt. Der Brutto- und Nettoreumgehalt des Schiffes wird darin in Kubikmeter und in Reg.-Tons angegeben ( $1 \text{ m}^3 = 0,353 \text{ Reg.-Tons}$ ; siehe S. 655).

Bei Vermessung nach dem abgekürzten Verfahren ist in dem Meßbrief der Grund hierfür zu vermerken. Nach Fortfall dieses Hinderungsgrundes muß das Schiff, sobald es in einen deutschen Hafen kommt, nach dem vollständigen Verfahren vermessen werden.

<sup>1)</sup> S. S. 568.

<sup>2)</sup> d. h. Schiffe, die in ein nach dem Gesetze betreffend das Flaggenrecht der Kauffahrtschiffe vom 22. Juni 1899 (Reichsgesetzbl. S. 319) geführtes Schiffsregister (nicht) eingetragen sind.

§ 28. Benutzung vorhandener Meßbriefe. Bei Vermessungen infolge räumlicher Veränderung durch Umbau werden die in dem bisherigen Meßbrief enthaltenen Angaben über den Raumgehalt der nicht veränderten Schiffsräume ohne nochmalige Vermessung in den neuen Meßbrief übertragen.

§ 29. Die Vermessungsbehörden (§ 24) haben über die ausgestellten Meßbriefe genaue Listen zu führen.

VII. Verpflichtungen der Erbauer, der Reeder und der Führer eines Schiffes in bezug auf die Vermessung.

§ 30. Zeitpunkt der Vermessung. Die Vermessung neuer, im Bau begriffener Schiffe ist vorzunehmen, sobald das Vermessungsdeck gelegt ist. Die Erbauer des Schiffes sind verpflichtet, eine schriftliche Anzeige hiervon der zuständigen Vermessungsbehörde rechtzeitig zugehen zu lassen.

§ 31. Zeichnungen. Vier Wochen vor der Vermessung sind bei allen für deutsche Rechnung (auch im Ausland) neu erbauten Schiffen folgende Zeichnungen in je zwei Ausfertigungen (Lichtpausen) einzureichen:

1. Querschnitt,
2. Längsschnitt,
3. Deckspläne,
4. Einrichtung der Maschinen-, Kessel- und Kohlenräume

} in solcher Vollständigkeit, wie zur Prüfung der Vermessung notwendig ist.

§ 32. Hilfeleistung der Schiffsreeder und -führer. Die Reeder und Führer eines Schiffes sind verpflichtet, bei der Vermessung entweder selbst oder durch ihre Leute der Vermessungsbehörde jede von dieser beanspruchte Hilfe zu gewähren, sowie auch für Aufräumung des inneren Schiffsraumes zum Zwecke der Vermessung Sorge zu tragen.

Ladung oder Ballast darf vor beendeter Vermessung ohne Zustimmung der Vermessungsbehörde nicht eingenommen werden.

§ 33 } handeln von der Anzeigepflicht im Falle von Veränderungen durch Umbau,  
 § 34 } welche bei Ausstellung des Meßbriefes nicht berücksichtigt sind, oder veränderter Benutzung von Räumen.

§ 35 handelt von dem Recht der Vermessungsbehörde, auch ohne Antrag, der Nachprüfung wegen, Vermessungen vorzunehmen.

§ 35a. Sind die Angaben des Meßbriefes nicht mehr zutreffend, so ist dieser der Schiffsvermessungsbehörde auszuhändigen.

VIII. Gebühren für die Vermessung s. die Vermessungsordnung.

IX. Schlußbestimmungen s. die Vermessungsordnung.

**2. Technische Anweisung an die Schiffsvermessungsbehörden über die Handhabung der Vorschriften der Schiffsvermessungsordnung vom 1. März 1895.**

(Zweite Ausgabe.)

I. Schutzdeck<sup>1)</sup>.

(Zu §§ 4 und 10)<sup>2)</sup>.

1. Hat das oberste durchgehende Deck eines Schiffes eine bleibende Öffnung „Vermessungsöffnung“ (Abb. 509) von der unter 2 angegebenen Größe und Ausführung, oder sind in der Außenhaut Öffnungen von genügender Größe angeordnet (siehe unter 3 und Abb. 511), und sind in beiden

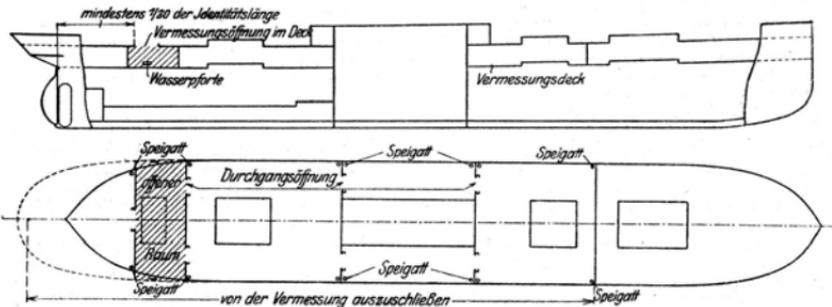


Abb. 509.

Fällen außerdem in der Bordwand seitlich bzw. unter diesen Vermessungsöffnungen Wasserpforten und Speigatten vorgesehen, so wird auf schriftlichen Antrag des Reeders bei der

<sup>1)</sup> Vgl. Freibord-Vorschriften S. 600.

<sup>2)</sup> Der Schiffsvermessungsordnung.

Vermessungsbehörde ein solches Deck bei der Vermessung als „Schutzdeck“ (Schelterdeck) angesehen. Als solches wird es selbst weder als Vermessungsdeck (§ 4) noch der Raum darunter bis zum nächsten Deck als Zwischendecksraum (§ 10) in Betracht gezogen. Voraussetzung ist dabei aber, daß auch bei der Freibordbestimmung<sup>1)</sup> das Fahrzeug als „Schutzdeckschiff“ behandelt und der Freibord von dem darunter liegenden Deck nach unten abgesetzt wurde. Das muß durch das Freibordzertifikat (siehe unter 8) nachgewiesen werden.

Bei Schutzdeckschiffen darf jedoch die Tiefladelinie in Seewasser (mit Einschluß der Sommerladelinie für den Indischen und Stillen Ozean) nie höher liegen als die Oberkante der Beplankung des Decks unterhalb des Schutzdecks an der Bordseite bzw. die Oberkante der Beplankung, wenn kein hölzernes Deck vorhanden ist.

Für die Tiefladelinie in Frischwasser wird dagegen die Berücksichtigung einer Grenzlage nicht vorgeschrieben.

2. Die Größe, Lage und bauliche Ausführung einer „Vermessungsöffnung“ im Deck muß folgenden Mindestforderungen (s. Abb. 510) genügen:

- Die Decksöffnung soll symmetrisch zur Mittelebene des Schiffes angeordnet sein.
- Der Abstand der hinteren Seite einer im Hinterschiff liegenden Vermessungsöffnung von der hinteren Fläche des Hinterstevens soll nicht weniger als  $\frac{1}{20}$ , der Abstand der vorderen Seite einer etwa im Vorschiff befindlichen von der hinteren Fläche des Vorstevens nicht weniger als  $\frac{1}{5}$  der Identitätslänge des Schiffes<sup>2)</sup> betragen.
- Die lichte Breite dieser Öffnungen muß wenigstens der Breite der hinteren normalen Ladeluks auf dem Schutzdeck gleich sein.
- Die lichte Länge der Öffnung darf nicht weniger als 1,22 m (4' engl.) betragen.

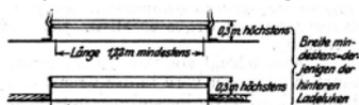


Abb. 510.

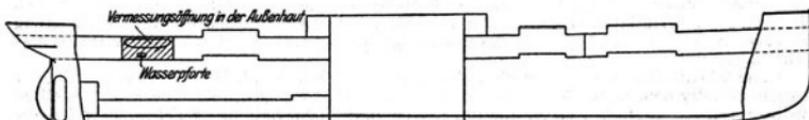


Abb. 511.

e) Beim Vorhandensein eines Sülls um die „Vermessungsöffnung“ darf dieses die Oberfläche des eisernen oder des hölzernen Decks nicht mehr als 0,3 m (12" engl.) überragen.

f) Ein etwa vorgesehener Verschluß darf nur ein „provisorischer“, kein „bleibender“ sein. Wegnehmbare Holzdeckel – nicht solche von Eisen – sind gestattet, auch dürfen sie mittels Augbolzen und Hanfzurrings „im Innern der Decksöffnung“ befestigt werden, dagegen sind an das Süll angenietete oder angeschraubte Schalkklampen sowie hölzerne oder eiserne Lukenbügel nicht zulässig. Auch dürfen die Holzdeckel gegeneinander oder gegen die Sülle nicht abgedichtet sein. An das Süll der Vermessungsöffnung angenietete Geländerstützen dürfen nur in solcher Weise angebracht sein, daß ihre Benutzung zum Schalken ausgeschlossen erscheint, weil das Schalken selbst bei Vermessungsöffnungen untersagt ist<sup>3)</sup>.

3. Für die Größe der „Vermessungsöffnungen“ in der Außenhaut sind zunächst keine Mindestmaße und Ausführungsvorschriften gegeben. Es wird bei Vorlage von Anträgen darüber von Fall zu Falle entschieden werden. Spanten können im Bereich dieser Öffnungen durchgehen.

4. Sind die vorstehend gegebenen Bedingungen erfüllt, oder werden die seitlichen Öffnungen in der Außenhaut als genügend angesehen, so kann der in den Abb. 509 und 511 schraffierte Raum unterhalb einer solchen Vermessungsöffnung zwischen den diesen nach vorn und hinten begrenzenden Schotten bei der Vermessung so behandelt werden, als ob das Deck darüber ganz fehlt; er kann also von der Vermessung ausgeschlossen werden. Die lichten Maße der in diesem schraffierten Raum anzuordnenden Wasserportene richten sich nach der Größe des Raumes und nach der der „Vermessungsöffnung“. Mindestens muß aber auf jeder Seite eine Wasserforte von nicht weniger als  $0,38 \times 0,51$  m ( $15'' \times 20''$  engl.) vorhanden sein, deren Unterkante möglichst niedrig über Deck liegen soll. Zum Festsetzen der nach außen schwingenden Klappe ist ein Ringbolzen mit Hanfzurring<sup>4)</sup> und, um das Durchfallen von Gegenständen zu verhindern, ein einfaches Kreuz in der Öffnung gestattet. Für die Entwässerung des schraffierten Raumes muß auf jeder Seite mindestens noch ein nach außen führendes Speigat angeordnet werden, dessen lichter Querschnitt nicht kleiner sein darf als der einer Kreisfläche von 9 cm Durchmesser. Vorrichtungen zum Verschließen dieser Speigaten dürfen nicht vorhanden sein, dagegen ist bei größerem lichten Querschnitt eine Rückschlagklappe gestattet<sup>5)</sup>. Eine zulässige Ausführungsform dieser Speigaten ist in Abb. 512 gegeben.



Abb. 512.

<sup>1)</sup> S. S. 600.    <sup>2)</sup> S. S. 567.

<sup>3)</sup> Deckstützen, die neben dem Süll der Vermessungsöffnung auf Deck angebracht sind, müssen in solcher Entfernung vom Süll stehen, daß ein Schalken ausgeschlossen erscheint.

<sup>4)</sup> Vorreiber sind nicht gestattet.

<sup>5)</sup> Irgendwelche Befestigungsmittel für abschraubbare Deckel sind nicht gestattet.

5. Die Räume vor und hinter diesem offenen in den Abb. 509 und 511 schraffierten Raum werden dann vermessungstechnisch wie Aufbauten (§ 13 A. a der Schiffsvermessungsordnung) behandelt.

6. Sollen solche Aufbauten mittels Durchgangsöffnungen in den Schotten zu offenem gemacht werden, so sind dafür die in dieser Anweisung unter II. 1 gegebenen Ausführungen — mit Ausnahme der eisernen Platten — maßgebend. Für die Belegung dieser Aufbauten mit Ladung, Reisenden oder Truppen gilt das unter II. 4 Ausgeführte.

Bei diesen Aufbauten unter einem Schutzdeck muß außerdem noch jede durch Querschotte hergestellte Abteilung mindestens auf jeder Schiffseite ein Speigat von der unter 4 angegebenen Ausführung und Größe erhalten. Bei großen Abteilungen werden in jeder mehrere Speigaten notwendig.

7. Abweichend von den Anweisungen unter II. 1 genügt aber, wenn die „Vermessungsöffnung“ hinten oder vorn in der Grenzlage angeordnet ist (vgl. Bestimmung unter I. 2b), in dem dahinter bzw. davor liegenden Schott, d. h. dem Hütten- oder Backschott, nur eine, dann jedoch mittschiffs liegende Durchgangsöffnung, um den durch dieses Schott abgeschlossenen Aufbau zu einem offenen und ausschlußfähigen zu machen (vgl. das hinterste Schott in dem Schutzdeckraum in Abb. 509).

8. Jedem schriftlichen, einer Schiffsvermessungsbehörde eingereichten Antrag des Reeders auf Behandlung eines Schiffes bei der Vermessung als Schutzdeckschiff und auf Ausschluß von Aufbauten unter dem Schutzdeck müssen 2 Satz Bauzeichnungen des Schiffes — Längsschnitt, Deckspläne — beigefügt sein, aus denen die Lage der Vermessungsöffnungen, der Wasserporten, der Speigaten, der voraussichtlichen Lage der Tiefladelinie zu ersehen ist. Auch muß in der Zeichnung durch Schraffierung angegeben sein, für welche Teile der Aufbauten unter dem Schutzdeck Ausschluß von der Vermessung beantragt wird. Von den „Vermessungsöffnungen“ im Schutzdeck oder der Bordwand, den Durchgangsöffnungen in den End- und Zwischenschotten auszuschließender Aufbauten, den Wasserporten und den Speigaten sind Einzelzeichnungen mit eingeschriebenen Maßen in doppelter Ausfertigung vorzulegen, aus denen auch die Art des beabsichtigten provisorischen Verschlusses deutlich zu ersehen ist. Jede Änderung des Verschlusses ist nach § 33 der Schiffsvermessungsordnung der zuständigen Schiffsvermessungsbehörde anzuzeigen.

Ohne schriftlichen Antrag darf die Behandlung eines Schiffes als Schutzdeckschiff oder der Ausschluß unter dem Schutzdeck liegender Aufbauten nicht erfolgen, selbst wenn die gestellten Bedingungen erfüllt sind. Den Antrag des Reeders mit einem Satz dieser Zeichnungen hat die Schiffsvermessungsbehörde gleich nach dem Eingang dem Schiffsvermessungsamt zur Prüfung vorzulegen.

Bei alten Schiffen, die bereits eine Freibordmarke erhalten haben, wird der unter I. 1 geforderte Nachweis durch Vorlegen des Freibordzertifikats oder dessen Abschrift bei der Stellung des Antrags zu führen sein. Bei neuen Schiffen wird man sich aber zunächst mit einer Erklärung der Reederei im Antrag begnügen müssen, daß die Bedingung betreffs des Freibords erfüllt werden wird. Die weitere Prüfung darüber wird dann durch das Schiffsvermessungsamt unmittelbar ausgeübt werden. Bei der Vermessung oder bei neuen Schiffen bei der Schlußvermessung ist aber die Übereinstimmung der Bauausführung mit diesen Zeichnungen festzustellen und von der Schiffsvermessungsbehörde auf den Zeichnungen zu bescheinigen.

## II. Offen gemachte Aufbauten.

(Zu § 13 A. a).

1. Aufbauten (Hütte, Brückenhaus und Back) sind auch dann noch als nicht geschlossen und als zur Stauung von Gütern oder Vorräten sowie zur Unterbringung oder sonstigen Bequemlichkeit der Schiffsbesatzung und der Reisenden nicht geeignet anzusehen und können daher nach § 13 A. a) der Schiffsvermessungsordnung von der Vermessung ausgeschlossen werden, wenn in einem der Endschotte auf jeder Schiffseite mindestens eine Durchgangsöffnung vorhanden ist. Für die Größe und Einrichtung solcher Öffnungen bestehen folgende Bedingungen (siehe Abb. 513).

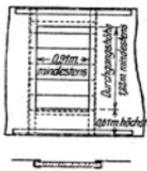


Abb. 513.

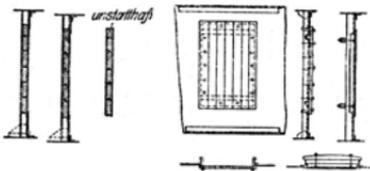


Abb. 514.

a) Ihre lichte Weite muß wenigstens 0,91 m (3' engl.) und

b) ihre lichte Höhe wenigstens 1,22 m (4' engl.) betragen.

c) Eine etwa vorhandene Fußplatte (Süll) der Öffnung darf nicht mehr als 0,61 m (2' engl.) über Deck hoch sein. Die Panamakanal-Verwaltung verlangt unbedingt Einhaltung der engl. Mindestmaße.

d) Die Öffnungen können provisorisch geschlossen werden. Es dürfen aber keine Türen oder andere bleibend angebrachte oder befestigte Mittel wie Bolzenlöcher, Türhänge usw. vorhanden sein, die auf das beabsichtigte dauernde Schließen der Öffnungen in den Schotten hindeuten. Als provisorisch wird der Verschuß angesehen, wenn Plankenstücke zwischen [ - oder Z-Eisenlose<sup>1)</sup> einglegt (Abb. 513) oder hölzerne Deckel bzw. eiserne Platten angewendet sind [Abb. 514<sup>2)</sup>].

<sup>1)</sup> Nicht verkleit.

<sup>2)</sup> S. Freibord-Vorschriften, Verschußvorrichtung Klasse II u. III, S. 608/609.

Solche Deckel und Platten können entweder mittels Hakenbolzen (für internationale amerikanische Vermessung muß mindestens 1' Abstand genommen werden) festgehalten werden, welche innerhalb der Öffnung an den Schotten angebrachte Winkelseisen umfassen, oder sie können von hölzernen oder eisernen Querstücken gehalten werden, welche lose quer über die Öffnung gelegt sind (Abb. 514).

Bei allen provisorischen Verschlüssen darf aber keinerlei Dichtungsmaterial verwendet werden<sup>1)</sup>.

Ist von dem Aufbau ein Teil durch ein von Bord zu Bord reichendes Zwischenschott abgegrenzt, so wird auch dieser Teil nicht eingemessen, wenn Durchgangsöffnungen auf jeder Schiffseite auch in diesem Schott vorhanden sind, deren Größe und Einrichtung den vorangeführten Bedingungen entspricht. Es ist gleichgültig, ob das Zwischenschott ein eisernes (stählernes) oder hölzernes ist, und ob letzteres aus befestigten oder nur aus losen, unverschraubten Planken besteht. Nur Lattenschotte können unberücksichtigt bleiben.

Ist in dem Endschott oder dem Zwischenschott eines von Bord zu Bord reichenden Aufbaues nur eine Öffnung auf einer Schiffseite von der vorher angeführten Größe und Einrichtung vorhanden, so ist der Aufbau nur dann von der Vermessung auszuschließen, wenn außerdem auf jeder Schiffseite eine für die Entwässerung hinreichende Anzahl von Wasserporten und Speigaten angeordnet ist. Wasserporten und Speigaten müssen den unter I. 4 gegebenen Bedingungen genügen. Ist der Raum durch Zwischenschotte geteilt, so muß außer den Speigaten wenigstens eine Wasserpforte in jeder Abteilung und auf jeder Schiffseite vorhanden sein.

2. Aufbauten (Hütte, Brückenhaus und Back) sind auch dann als nicht geschlossen anzusehen, wenn ihre Bordseiten durch genügend lange und hohe Öffnungen unterbrochen sind.

In diesem Fall sind Wasserporten und Speigaten erforderlich. Die unter I. 4 und 6 gegebenen Bestimmungen gelten ebenfalls hier mit dem Unterschied, daß eiserne Platten als provisorischer Verschuß der Durchgangsöffnungen in den Schotten zulässig sind.

Diese Vorschriften finden auch Anwendung auf Schiffe, bei denen die seitlichen Öffnungen nicht durch Ausschneiden der Außenhaut, sondern einfach dadurch entstanden sind, daß Hütte (Back) und Brückenhaus oben durch ein Deck mit Scheergang, unten durch ein Schanzkleid verbunden wurden, also gewissermaßen eine „überdeckte Well“ geschaffen worden ist.

3. Aufbauten können schließlich ebenso wie Räume unter Schutzdecks durch Öffnungen im Deck in Verbindung mit Wasserporten und Speigaten zu nicht geschlossenen im Sinne des § 13 A. a der Schiffsvermessungsordnung werden.

Betreffs der Decksöffnung (Vermessungsöffnung) müssen die unter I. 2a und c bis f gegebenen Bedingungen erfüllt sein.

Wenigstens eine Wasserpforte muß dann auf jeder Seite der Decksöffnung angeordnet sein. Außerdem ist der Raum wie jede seiner Abteilungen, falls er durch Zwischenschotte geteilt sein sollte, durch Speigaten zu entwässern. Für die Wahl der Abmessung der Wasserporten, der Anzahl der Speigaten, der Einrichtung und Größe beider sind die unter I. 4 gegebenen Anweisungen maßgebend.

4. Welche Ladung in diesen nach 1 bis 3 von der Vermessung ausgeschlossenen Räumen gefahren wird, ist für die Vermessung gleichgültig. Werden aber in irgendeinem der ausgeschlossenen Aufbauten oder in Teilen derselben tatsächlich Reisende oder Truppen untergebracht, oder dienen solche Aufbauten auch nur zur sonstigen Bequemlichkeit der Reisenden oder Truppen, so muß der betreffende Aufbau eingemessen werden, gleichgültig, ob eine Änderung der Verschlussbeinrichtungen der Öffnungen erfolgt ist oder nicht.

5. Für den schriftlichen Antrag, ohne den die Ausschließung von Bord zu Bord reichender Aufbauten nicht zu erfolgen hat, findet die Anweisung unter I. 5 sinnmäßige Anwendung.

Der bei Schutzdeckschiffen geforderte Nachweis über den Freibord ist bei Aufbauten nicht erforderlich.

### III. Backofenraum.

(Zu § 13 B. c.)

Außer den in diesem Paragraph aufgeführten werden auch Bäckereien, in denen die Backöfen aufgestellt sind, von der Vermessung ausgeschlossen<sup>2)</sup>.

### IV. Wasserballasttanks.

(Zu § 14 unter e.)

Abweichend von Doppelböden werden alle anderen im Schiff fest eingebauten Wasserballasträume<sup>3)</sup>, wie Kollisionsräume, hohe Tanks, Seiten- und Toppsitentanks, Deckstanks usw. in den Bruttoraum eingemessen und wieder abgezogen, gleichgültig, ob sie sich von Bord zu Bord erstrecken oder nicht und wo sie liegen, wenn sie

1. nur zur Aufnahme von Wasserballast<sup>4)</sup> bestimmt,
2. nur durch Mannlöcher von gewöhnlicher Größe<sup>5)</sup> zugänglich und
3. als „Wasserballastraum“ deutlich bezeichnet sind.

Der Reeder hat jedoch zuvor einen schriftlichen Antrag auf Abzug bei der Schiffsvermessungsbehörde zu stellen und diese Tanks mit den Mannlöchern in den nach § 34 der Schiffsvermes-

<sup>1)</sup> Die Dichtungsflächen der Planken dürfen nicht auf Nut und Feder gearbeitet sein, sondern müssen die eine oder andere der in Abb. 513 dargestellten Art der Ausführung aufweisen.

<sup>2)</sup> Desgl. auch Kaffeeküchen.

<sup>3)</sup> Auch fest mit dem Schiffskörper verbundene Frischwassertanks.

<sup>4)</sup> Oder Frischwasser.

<sup>5)</sup> Als zulässige Größe der Mannlöcher in abzugsfähigen Wasserballasträumen ist eine Fläche von nicht mehr als 0,186 m<sup>2</sup> (bei ovalen Mannlöchern etwa 500 × 400 mm) anzusehen.

sungsordnung vorzulegenden Schiffszeichnungen deutlich anzugeben. Nur in zweifelhaften Fällen sind vom Reeder Sonderzeichnungen dieser Tanks und Erklärungen über ihre Verwendung einzureichen.

Auf die Form und Zahl der Mannlöcher kommt es nicht an.

Die Decke eines solchen Tanks muß wasserdicht<sup>1)</sup> und fest hergestellt sein; Zementdichtungen zwischen den Spanten gelten nicht als wasserdichte Herstellung.

Bei älteren Schiffen, bei denen ein Abzug solcher Tanks noch nicht erfolgt war, kann einem dahingehenden Antrag des Reeders entsprochen werden.

Jeder zwischen wasserdichten Tankschotten liegende Teil der Seitentanks wird für sich gemessen und als Wasserballastraum gekennzeichnet. Bei Ermittlung des Inhalts jedes Teils ist seine Höhe in so viele Teile gerader Anzahl zu teilen, wie für die Tiefen bei den Querschnitten des Schiffes unter dem Vermessungsdeck vorgeschrieben ist. Die Breiten dieser Wasserballasträume werden licht von der inneren Platte bis zu den Stellen gemessen, die für das Messen der Breiten bei der Bestimmung des Flächeninhalts der Querschnitte unter dem Vermessungsdeck maßgebend sind.

Ebenso wird jeder einzelne Toppseitentank für sich gemessen.

Bei der Ermittlung des Inhalts der Kollisionsräume<sup>2)</sup> führt man überall dieselbe Bodenwrenchenhöhe ein, und zwar die am Kollisionschott vorhandene, oder wenn die Höhe der daneben im Kollisionsraum liegenden Bodenwrange geringer ist, diese. Der Inhalt der Kollisionsräume wird stets mittels senkrechter Querschnitte bestimmt. Bei Kollisionsräumen von gewöhnlicher Länge werden 3 Querschnitte ausreichend sein.

Reicht ein Kollisionsraum über das Oberdeck hinaus bis zu einem Halbdeck, so ist der Teil unter dem Oberdeck in obiger Weise, der darüber liegende Teil jedoch wie ein Aufbau zu berechnen, d. h. sein wagerechter Querschnitt auf halber Höhe ist mittels 3 Breiten zu messen und die Fläche dieses Querschnittes mit der mittleren Höhe zu multiplizieren.

Ist die Schraubenwelle „unabgeschottet“ durch einen Wasserballastraum geführt, so wird zwar der Tank vom Bruttorealm abgezogen, ein ideeller Wellentunnel im Bereich des Tanks aber dem wirklichen Maschinenraum nicht hinzugerechnet.

#### V. Unabgeschottete Wellentunnel und Drucklagerräume.

(Zu § 15.)

Bei Fahrzeugen ohne abgeschotteten Wellentunnel oder Drucklagerraum ist für deren Inhaltsermittlung folgendes zu beachten.

a) Bei Einschraubenschiffen:

Für den Wellentunnel sind die üblichen der Größe des Schiffes entsprechenden Abmessungen zu wählen.

Für den Drucklagerraum ist die Breite so zu bestimmen, daß man von allen Seiten an die Lager herankommen und die Muttern der Lagerschrauben anziehen kann. Als Höhe dieses Raumes ist stets ein solcher Wert einzusetzen, wie er für die in ihm auszuführenden Arbeiten erforderlich ist. Im allgemeinen wird dafür auf kleinen Schiffen eine Höhe von 2,14 m (7' engl.) genügen.

b) Bei Zweischraubenschiffen:

Wenn Wellen oder Drucklager frei in einem von Bord zu Bord gehenden Raum liegen (auf eine Trennung gegen den eigentlichen Maschinenraum kommt es hierbei nicht an), kann bei der Ermittlung des wirklichen Maschinenraums die ganze Breite des Raumes, von Bord zu Bord, berücksichtigt werden. Befinden sich aber darin noch Dynamo-, Eis- und andere solche Hilfsmaschinen, die nicht unmittelbar zur Hauptmaschine gehören, so werden deren Räume einschließlich des zu ihrer Bedienung erforderlichen Raumes (vielleicht 0,3 m ringsherum) vom Wellen- und Drucklagerraum zuvor ausgesondert, und zwar mit der eigenen Höhe der Hilfsmaschine, soweit sie nicht über die in Anrechnung zu bringende Höhe des Wellen- und Drucklagerraums hinausgehen. Bei kleineren Dampfmaschinen wird im allgemeinen eine Höhe des Drucklagerraums von 1,83 m (6' engl.) genügen. Vorhandene Vorratsräume werden auch vom Wellen- oder Drucklagerraum abgesetzt.

#### VI. In Rechnung zu stellende Länge der Licht- und Luftschächte für Maschine und Kessel.

(Zu § 15.)

Die in Rechnung zu stellende Länge der Licht- und Luftschächte darf die Länge des Maschinen- und Kesselraumes nicht überschreiten. Reicht in den Schacht ein beplatteter Decksteil hinein, so wird die Länge dieses Teils von der Länge des in diesem Deck befindlichen Schachtes abgezogen.

Für diese Schächte darf unabhängig von der wirklichen Breite derselben keine größere in Rechnung gestellt werden als die halbe größte innere Breite des Schiffes in der Mitte.

Diese Einschränkung fällt jedoch fort, wenn bei kleinen Schiffen die Unterbringung des Kessels eine größere Breite verlangt.

#### VII. Länge des wirklichen Maschinenraumes.

(Zu Art. 16 der Instruktion zur Schiffsvermessung, Abs. 3 unter 3.)

Die hintere Begrenzung des wirklichen Maschinenraumes, d. h. des ausschließlich von der Maschine und den Dampfkesseln eingenommenen und für die wirksame Tätigkeit und ordnungs-

<sup>1)</sup> Eisen auf Eisen (gekröpfte Winkel oder durchlaufender Winkel bei abgeschnittenen Spanten). <sup>2)</sup> Piekräume.

mäßige Bedienung derselben erforderlichen Raumes, soll nicht weiter, als für die ordnungsmäßige Bedienung erforderlich ist, hinter der hinteren Endfläche des Zylinders oder des Schiebers angenommen werden. Im allgemeinen wird 1,22 m (4' engl.) dafür als genügend angesehen. Ein größeres Maß darf ohne Anweisung des Schiffsvermessungsamtes nicht in Rechnung gestellt werden.

Machen besondere Verhältnisse nach Ansicht der Vermessungsbehörde eine Abweichung von den Vorschriften über die Ermittlung der Maße des wirklichen Maschinenraumes notwendig, so ist die Angelegenheit vor der Messung dem Schiffsvermessungsamt mit Erläuterungen und Zeichnungen zur Entscheidung zu unterbreiten.

#### VIII.

Es sollen jedoch bei Ermittlung des wirklichen Maschinenraumes die vorerwähnten Einschränkungen:

1. betreffs der Höhe des Drucklagerraumes, vgl. V;
2. betreffs der Länge des Maschinen- und Kessellicht- und Luftschachtes, vgl. VI, Abs. 1;
3. betreffs der Länge des Maschinenraumes, vgl. VII, sowie
4. betreffs der Länge des Kesselraumes, vgl. Art. 16 unter 3, Abs. 3 und 4 der Instruktion zur Schiffsvermessung vom 26. März 1895

nicht angewendet werden bei Fischereidampfern, Schleppern oder Jachten, noch bei Schrauben- oder Raddampfern, deren Abzug für die Räume der Treibkraft 32 vH bzw. 37 vH des Bruttoreaums beträgt, während die Bestimmung unter VI, Abs. 2 betreffs der Breite der Maschinen- und Kesselschächte und das unter Vb über Hilfsmaschinen und Vorratsräume Gesagte auch für diese Fälle gilt.

### 3. Instruktion zur Schiffsvermessung.

Vom 26. März 1895.

#### Auszug.

I. Behandelt die Meßgeräte.

Im übrigen gibt die „Instruktion“ Anweisungen über:

Die Ausführung der Vermessung (II, Art. 6 bis 16).

Hiervon sind besonders bemerkenswert:

Artikel 8. Trifft eine aufzunehmende Länge, Breite, Höhe oder Tiefe an der in der Vermessungsordnung vorgeschriebenen Stelle auf vorspringende Plankengänge, Kniehölzer oder sonstige vorspringende Teile, so wird dasjenige Maß genommen, welches sich ergeben würde, wenn auf der fraglichen Stelle der erwähnte Vorsprung vor der übrigen Binnenbordbekleidung oder Deckfläche nicht vorhanden, die Bekleidung oder das Deck vielmehr von solcher mittleren Dicke wäre, wie sich dieselbe aus der Dicke der zwischen den Vermessungspunkten liegenden Teile der Bekleidung oder des Decks ergibt.

Artikel 9. Als Binnenbordbekleidung ist nur eine solche Bekleidung anzusehen, welche an den Spanten oder auf dem Doppelboden des Schiffes fest oder dauernd angebracht ist, nicht aber eine solche Bekleidung, welche lediglich zum Schutz einzelner Konstruktionsteile des Schiffes oder zum Schutz der Ladung vorübergehend bestimmt ist. Eine dauernd angebrachte Auslattung ist nur in dem Falle als Binnenbordbekleidung anzusehen, wenn die Entfernung der einzelnen Latten voneinander nicht mehr als 0,30 m beträgt. Es muß daher vor Aufnahme der Maße in jedem einzelnen Falle untersucht werden, inwieweit die Binnenbordbekleidung der vorstehenden Bestimmung entspricht.

Findet sich bei dieser Untersuchung eine solche Binnenbordbekleidung nicht vor, so werden die Maße bis zur inneren Fläche der Spanten oder deren Fluchtlinie bzw. bis zur oberen Fläche des Doppelbodens aufgenommen; sind keine Spanten vorhanden, so werden die Maße bis zur inneren Fläche der Außenbordbekleidung oder deren Fluchtlinie ausgedehnt.

Artikel 11. Als Decks im Sinne des § 4 der Schiffsvermessungsordnung sind nur solche Decks anzusehen, welche von hinten bis vorn ohne Unterbrechung durchgehen und deren Balken mit dem übrigen Schiffskörper fest verbunden und dauernd eingedeckt sind. Öffnungen oder Umschottungen für Maschinen- und Kesselräume sowie Luken sind als Unterbrechungen des Decks nicht anzusehen.

Versenkungen kommen, selbst wenn sie die ganze Breite des Schiffes einnehmen, nicht in Betracht, wenn die Summe ihrer Längen die Hälfte der Länge des betreffenden Decks nicht erreicht. Übersteigt die Summe der Längen der tiefer liegenden Teile des Decks dagegen die Hälfte der Länge desselben, so werden diese Teile bzw. deren Fluchtlinien als Deck betrachtet.

Artikel 12. Ungedeckte Versenkungen, welche durch Absätze im Vermessungsdeck entstehen, werden für sich vermessen und ihr Raumgehalt von dem ermittelten körperlichen Inhalt des Raumes unter dem Vermessungsdeck in Abzug gebracht.

Artikel 13. Befinden sich auf einem Schiff Aufbauten der im § 13 B b der Schiffsvermessungsordnung vorgesehenen Art, so hat auf Ansuchen des Eigentümers oder Erbauers des Schiffes die Vermessungsbehörde bei dem Schiffsvermessungsamt einen Antrag auf Ausschluß der Aufbauten von der Einvermessung in den Bruttoreaumgehalt zu stellen, in welchem, wenn erforderlich, an der Hand von Skizzen, die Befestigungsweise der Aufbauten usw. sowie alle für die Beurteilung der Sachlage wesentlichen Punkte erläutert werden.

Artikel 14. Räume, welche Vorrichtungen zur Bedienung des Ruders, des Ganspills und zum Ankerlichten enthalten, werden, wenn sich dieselben in Aufbauten auf oder über dem Oberdeck befinden, in den Bruttoreaumgehalt nicht einvermessen (§ 13 B a der Schiffsvermessungsordnung) und daher auch von dem Bruttoreaumgehalt nicht abgezogen. Befinden sich dagegen derartige Räume unterhalb des Oberdecks, so sind deren Inhalte vom Bruttoreaumgehalt abzusetzen (vgl. § 14 A 3a der Schiffsvermessungsordnung).

**Deutsches Reich.**

Schiffsgattung:	Name des Schiffes:
.....	.....

Unterscheidungssignal:	Nationalität:
.....	.....
.....	Heimathafen:
.....	.....

(Reichsadler.)

**Schiffsmeßbrief.**

**Schiffsbeschreibung.**

Erbauer: .....	Beschaffenheit des obersten Decks: .....	Wegerung: .....
Erbauungsjahr: .....	Anzahl der wasserdichten Querschotte unter und über dem Vermessungsdeck: .....	Form des Bugs: .....
Baumaterial: .....	.....	Form des Hecks: .....
Bauart: .....	Anzahl der Wasserballastbehälter mit Ladeluken: .....	Anzahl der Schornsteine: .....
Anzahl der Decks: .....	.....	Anzahl der Masten: .....
.....	.....	Takelung: .....

**Identitätsmaße.**

1. Die **Länge des Schiffes** zwischen der hinteren Fläche des Vorstevens bis zur hinteren Fläche des Hinterstevens (bei Schiffen mit Patentruder bis zur Mitte des Ruderherzens) auf dem obersten festen Deck beträgt . . . . . m
2. Die **größte Breite des Schiffes** zwischen den Außenflächen der Außenbordbekleidungen oder der Berghölzer beträgt . . . . . m
3. Die **Tiefe des Schiffsraumes** zwischen der Oberkante des obersten festen Decks und der Oberkante der Bodenwangen neben dem Kielschwein bzw. der oberen Fläche des inneren eisernen Doppelbodens, wo ein solcher vorhanden ist, in der Mitte der nach 1 ermittelten Länge beträgt . . . . . m
4. Die **größte Länge des Maschinenraumes** einschließlich der etwa vorhandenen festen Kohlenbehälter zwischen den diese Räume begrenzenden, von Bord zu Bord reichenden Schotten beträgt . . . . . m

Vermessungsergebnisse.

	m <sup>3</sup>	m <sup>3</sup>
<b>Bruttoraumgehalt.</b>		
1. Raum unter dem Vermessungsdeck . . . . .		
2. Raum zwischen dem Vermessungsdeck und dem darüber befindlichen Deck . . . . .		
3. Raum zwischen dem 1. und 2. Deck über dem Vermessungsdeck . . . . .		
4. Quartierdeck-Kajüte oder Achterdeck-Hütte (Poop) . . . . .		
5. Back . . . . .		
6. Räume unter dem Brückendeck . . . . .		
7. Halbdeck . . . . .		
8. Sonstige Räume . . . . .		
9. Der in Anrechnung zu bringende Inhalt der Ladeluken . . . . .		
Bruttoraumgehalt		
<b>Abzüge.</b>		
<b>I. Hinsichtlich der Räume für Treibkraft</b>		
<b>II. Mannschafts- und Navigationsräume usw.:</b>		
1. Räume für Seeleute, Heizer, Deckoffiziere, Köche, Aufwärter usw.		
2. Räume für Offiziere, Maschinisten usw.		
3. Ruderhäuser, Kartenhaus usw.		
4. Segelraum . . . . .		
5. Bootsaunsvorräte . . . . .		
6. Räume für Wasserballast . . . . .		
<b>III. Räume für den Schiffsführer</b>		
Summe der Abzüge		
<b>Schlußergebnis der Vermessung:</b>		
Bruttoraumgehalt	m <sup>3</sup>	Reg-Tons
Abzüge		
Nettoraumgehalt		

Über die vorstehende nach der Schiffsvermessungsordnung vom 1ten März 1895 von der Vermessungsbehörde zu  
 am ..... ten ..... 19..... beendete Vermessung nach dem vollständigen Verfahren wird dieser Meßbrief ausgefertigt.  
 ....., den ..... ten ..... 19.....

Bemerkung: Folgende Aufbauten auf bzw. über dem Oberdeck sind als offene Räume angesehen und daher in obigem Brutto- und Nettoraumgehalt nicht eingemessen worden.

Räume, die zur Aufbewahrung der Karten, Signalvorrichtungen und Navigationsinstrumente sowie der Bootsmannsvorräte bestimmt sind, werden, weil sie unabhängig von ihrer Lage im Schiffe stets in den Bruttoreumgehalt einzuvermessen sind, auch in jedem Falle von ihm in Abzug gebracht (vgl. § 14 A 3 b der Schiffsvermessungsordnung).

Falls Hilfsmaschine und Kessel innerhalb des Maschinen- und Kesselraumes liegen und in Verbindung mit der Hauptmaschine stehen, die zur Fortbewegung des Schiffes dient, wird der von ihnen eingenommene Raum als Teil des eigentlichen Maschinen- und Kesselraumes angesehen, diesem zugezählt und nicht gesondert vom Bruttoreumgehalt abgezogen. Befindet sich der Hilfskessel in einem geschlossenen Raume in einem Aufbau auf oder über dem Oberdeck, so wird der Inhalt dieses Raumes, weil derselbe nach § 13 B a der Schiffsvermessungsordnung in den Bruttoreumgehalt nicht einzuvermessen ist, von dem letzteren auch nicht in Abzug gebracht. In allen übrigen Fällen aber, in denen die Voraussetzungen des § 14 A 4 der Schiffsvermessungsordnung erfüllt sind, wird der einvermessene Hilfskesselraum wieder zum Abzug gebracht.

Artikel 15. Als offene Fahrzeuge im Sinne des § 20 der Schiffsvermessungsordnung sind auch solche Fahrzeuge zu betrachten, die zwar teilweise eingedeckt sind, deren Laderraum jedoch nicht durch Luken geschlossen werden kann.

Artikel 16. Als Maschinenräume im Sinne der Schiffsvermessungsordnung sind nicht allein die zur Aufnahme der Maschinen selbst, sondern auch diejenigen Räume, die zur Aufnahme der zur Erzeugung der Treibkraft dienenden Apparate (Dampfkessel usw.) bestimmt sind, zu betrachten.

Ist ein Maschinenraum nicht durch zwei Schotte abgeschlossen, so ist für die Ausmessung der Länge des Raumes diejenige Stelle maßgebend, an der das fehlende Schott stehen müßte, um den Maschinenraum in wirksamer Weise abzugrenzen. Diese Stelle ist in jedem einzelnen Falle zu ermitteln und ihre Lage in der Flächeninhaltskurve ersichtlich zu machen.

Bei der Vermessung der Maschinenräume sowie der Berechnung der vom Bruttoreumgehalt des Schiffes zu machenden Abzüge sind ferner folgende Grundsätze zu beachten:

1. Die Ermittlung des Bruttoreumgehalts der Schiffe erfolgt ohne Rücksicht auf den Maschinenraum; die Vermessung des letzteren muß demnach selbständig und für sich vorgenommen werden.

2. Eine Vermessung des Maschinenraumes ist unter allen Umständen erforderlich, selbst dann, wenn der Abzug vom Bruttoreumgehalt nach Hundertteilen des letzteren erfolgt, da von der Größe des Maschinenraumes die Art der Berechnung des Abzuges abhängig ist.

3. Bei der Ausführung der Vermessung sind folgende Punkte besonders zu beachten:

Bei Ermittlung der Tiefe ist der obere Punkt entweder in der unteren Fläche des über der Maschine befindlichen Decks oder, falls die Seitenwände des Maschinenraumes gekrümmt sind, in der wagerechten Ebene belegen, welche man sich durch den Punkt gelegt denkt, an dem die Krümmung nach oben hin aufhört.

Als Länge des eigentlichen Maschinenraumes darf nur die Länge desjenigen Raumes angesehen und gemessen werden, der von der Maschine und den Dampfkesseln wirklich eingenommen wird, sowie, falls die Feuerungen der letzteren derartig angeordnet sind, daß sie in der Längsrichtung des Schiffes bedient werden müssen, desjenigen Raumes, der zur Handhabung der Schüreisen erforderlich ist. Als solcher darf ein Raum angesehen werden, der ungefähr 30 cm länger ist als die Feuerung selbst.

Sind die Feuerungen so angebracht, daß ihre Bedienung querschiffs erfolgt, so ist ein derartiger Zuschlag nicht erforderlich. Dagegen ist dann der zwischen den Kesseln befindliche, für die Bedienung der Feuerungen erforderliche Raum in einer Breite bis zu 3,5 m in den Raumgehalt des Maschinenraumes mit einzuvermessen.

4. Ist der Maschinenraum von unregelmäßiger Form, so wird er in einzelne Teile geteilt und jeder dieser Teile für sich gemessen.

Nachdem der körperliche Inhalt des Maschinenraumes in der vorgeschriebenen Weise ermittelt ist, muß, behufs Feststellung des vom Bruttoreumgehalt des Schiffes gestatteten Abzuges, der Raumgehalt aller im Maschinenraum etwa vorhandenen Wohn- und Vorratsräume ermittelt und von dem des Gesamtmaschinenraumes in Abzug gebracht werden.

Die Instruktion behandelt ferner: Die Aufnahme der Maße (III, Art. 17 bis 25), die Berechnung des Raumgehaltes (IV, 26 bis 29) und die Aufnahme der Vermessungsprotokolle,

endlich Schlußbestimmungen (Art. 30 bis 33) für besondere Fälle und über die Vorlage der Vermessungsprotokolle und Meßbriefe beim S.V.A.

Vorstehend (S. 574) ist das Muster zu einem Meßbrief für Schiffe mit Deck, die nach dem vollständigen Verfahren vermessen werden, gegeben (Formular A).

Der Raumersparnis halber sind die Muster für offene Fahrzeuge (Formular B) und für Schiffe, die nach dem abgekürzten Verfahren vermessen werden (Formular C) weggelassen. Siehe aber darüber das in der Anm. auf S. 564 bezeichnete Buch.

#### 4. Schiffsvermessung für den Suezkanal.

##### Vorschriften über die Vermessung der Schiffe für die Fahrt durch den Suezkanal.

§ 1. Bei den für die Fahrt durch den Suezkanal bestimmten Schiffen kann auf Antrag ihrer Reeder oder Führer eine Vermessung nach den nachfolgenden Bestimmungen vorgenommen werden.

§ 2. Die Ermittlung des Bruttoreumgehaltes erfolgt nach §§ 4 bis 12 der Schiffsvermessungsordnung.

1. In den Bruttoreumgehalt wird einvermessen: der Raumgehalt aller gedeckten und geschlossenen oder mit Vorrichtungen zum Verschließen versehenen Räume in dauernd angebrachten Aufbauten auf dem obersten Deck, welche

- a) von Bedachungen und festen Schotten derart eingeschlossen sind, daß die Räume zur Stauung von Gütern oder zur Unterbringung oder sonstigen Bequemlichkeit der Reisenden und Schiffsbesatzung einschließlich des Schiffsführers dienen können;
- b) zur Navigierung oder Bedienung des Schiffes bestimmt sind;
- c) der Raumgehalt aller Räume, welche für den Zutritt von Luft und Licht zum Maschinenraum oder für die wirksame Tätigkeit der Maschine bestimmt sind, wenn diese Räume in verschließbaren Aufbauten liegen, welche sich von Bord zu Bord, also über die ganze Schiffsbreite, erstrecken;
- d) der Raumgehalt aller Luken und Lukenkappen nach Abzug von  $\frac{1}{2}$  vH des Bruttoreumgehaltes.

2. Von der Einvermessung in den Bruttoreumgehalt sind ausgeschlossen: alle nicht geschlossenen und dem Wetter oder Seegang dauernd ausgesetzten Räume unter Schutzdecken, welche nur durch Deckstützen mit dem Schiffskörper verbunden sind, und zwar auch dann, wenn die Räume zum Schutz der Schiffsbesatzung und der Decksreisenden oder zur Unterbringung von Decksladung dienen können; ferner

- a) bei Schiffen mit Back, Brückenhaus und Hütte (Poop):  
von der Back  $\frac{1}{8}$  der Schiffslänge, gemessen von Hinterkante Vorstevens und in halber Höhe der Back;
- von der Achterdeckhütte  $\frac{1}{10}$  der Schiffslänge, gemessen von Vorkante des hintersten Heckstützens und in halber Höhe;
- vom Brückenhaus die Teile im Bereiche der Decköffnungen für Maschinen- und Kesselraum (vorbehaltlich 1c), aber nur zwischen vorderem Kessel- und hinterem Maschinenraumschott;
- b) bei Schiffen mit vereinigter Achterdeckhütte und Brücke oder mit vereinigter Back und Brücke:

die unter a) bei Brückenhaus angegebenen Teile.

Alle hiernach nicht vermessenen Räume sind einzeln mit Namen, Maßen und Inhalt im Meßbrief anzugeben.

Führt ein Schiff während der Fahrt durch den Suezkanal jemals in einem dieser Räume unter a) und b) Ladung oder Vorräte, so wird der ganze betreffende Raum dem Nettoreumgehalt des Schiffes wieder zugerechnet und darf niemals mehr von der Einvermessung ausgeschlossen werden.

§ 3. Zur Ermittlung des Nettoreumgehaltes werden von dem Bruttoreumgehalt des Schiffes in Abzug gebracht:

I. Der Raumgehalt derjenigen gedeckten und geschlossenen Räume in fest angebrachten Aufbauten auf dem obersten Deck, welche zur Bedienung des Ruders, des Gangspills und der Anker sowie zum Aufbewahren der Karten, Signalapparate und sonstigen nautischen Instrumente gebraucht werden, sowie die Räume zum Gebrauche der Schiffsmannschaft (§ 14 A 1 der Schiffsvermessungsordnung), nicht aber der Raum für den Schiffsführer (§ 14 A 2 ebenda) unter nachstehenden Bedingungen:

1. Jeder Raum, für welchen ein Abzug gemacht werden soll, muß an gut sichtbarer Stelle mit einer Bezeichnung versehen sein, welche seine ausschließliche Bestimmung kennzeichnet. Die Art dieser Bezeichnung bestimmt das S.V.A.

Räume, denen diese Bezeichnung fehlt, dürfen nicht in Abzug gebracht werden.

2. Jeder Abzug kommt in Wegfall, sobald einer der bezeichneten an sich abzugsfähigen Räume zur Aufnahme von Vorräten oder Gütern oder zur Unterbringung oder sonstigen Bequemlichkeit der Reisenden gebraucht wird.

3. Im übrigen gelten hinsichtlich der Abzüge vom Bruttoreumgehalt des Schiffes folgende Regeln:

a) Für die Arztkajüte darf nur dann ein Abzug gemacht werden, wenn ein Arzt sich an Bord befindet.

b) Es darf ferner in Abzug gebracht werden:  
ein Speisezimmer, falls es zum ausschließlichen Gebrauch für die Schiffsoffiziere und Maschinisten dient. Der Abzug ist jedoch auf Personenschiffen, an deren Bord sich ein zum Gebrauch für die Reisenden bestimmtes Speisezimmer überhaupt nicht befindet, nicht gestattet;  
ein zweites Speisezimmer, falls es zum ausschließlichen Gebrauch für den Bootsmann, Zimmermann usw. dient.

c) Ein als Badezimmer eingerichteter Raum wird in Abzug gebracht, entweder, wenn sich kein Reisender an Bord befindet und das Badezimmer zum ausschließlichen Gebrauch der Offiziere und Maschinisten dient, oder, wenn sich Reisende an Bord befinden und das Schiff mehrere dauernd eingerichtete Badezimmer enthält. Es wird dann eines der vorhandenen Badezimmer als zum Gebrauch der Offiziere und Maschinisten bestimmt betrachtet.

d) Aufwärter, Köche auf Personendampfschiffen und Dienstboten der Reisenden gehören nicht zur Schiffsmannschaft, für welche Räume in Abzug gebracht werden dürfen.

4. Für den Gesamtanzug zu I darf höchstens der zwanzigste Teil des Bruttoreumgehaltes des Schiffes in Anrechnung gebracht werden.

II. Ferner wird in Abzug gebracht der Rauminhalt der Maschinen-, Kessel- und Kohlenräume, und zwar entweder auf Grund wirklicher Vermessung oder nach der Donauregel.

1. Beim Abzug auf Grund wirklicher Vermessung wird wie folgt verfahren:

a) Es wird die mittlere Länge des Maschinenraumes sowie der fest angebrachten Kohlenbehälter zwischen den sie begrenzenden festen Querschotten gemessen. Ferner werden nach § 7 der Schiffsvermessungsordnung drei Querschnitte gemessen bis zur Höhe des Decks des Maschinenraumes oder des unmittelbar über dem Maschinenraum befindlichen Decks, und zwar ein Querschnitt an jedem der beiden Endpunkte und ein Querschnitt in der Mitte der Länge. Aus diesen drei Querschnitten wird nach der Simpsonschen Regel der Inhalt des Raumes berechnet.

[Forts. S. 581.]

Suezkanal.

Schiffsmeßbrief für die Kanalfahrt.

Deutsches Reich.

Name des Schiffes	Unterscheidungssignal

Heimatshafen	Im Schiffszertifikat angegebener Nettoraumgehalt   Bruttoreaumgehalt in Register-Tons

(Reichsadler.)

Nähere Angaben über den Raumgehalt des obgenannten Schiffes für die Fahrt durch den Suezkanal.

Die den Bruttoreaumgehalt bildenden Schiffsräume umfassen im einzelnen:

1. Raum unter dem Vermessungsdeck . . . . .
2. Raum oder Räume zwischen dem Vermessungsdeck und dem obersten Deck . . . . .
3. Gedeckte und geschlossene Räume unter oder in fest angebrachten Aufbauten auf dem obersten Deck, nämlich:

- a) Quartdeck-Kajüte oder Achterdeck-Hütte (Poop) . . . . .
- b) Back oder Vorderkastell . . . . .
- c) Raum unter der Brücke . . . . .
- d) Halbdeckräume oder Deckkajütsräume . . . . .
- e) Hütten . . . . .
- f) Seitenhäuser . . . . .
- g) Als Rauchzimmer usw. dienender Teil des Kajüstreppenhauses  
Lg. × H. = m<sup>3</sup>  
× Br. . . . .
- h) Kuchhäuser, Kochhäuser, Abtritte und Badezimmer . . . . .
- i) Ruderhäuser, Navigations- oder Kartenhaus, Kesselhaus für die Hilfsdampfmaschine und andere bei der Navigierung des Schiffes benutzte, geschlossene und gedeckte Räume . . . . .
- k) Luken und Lukenkappen nach Abzug von 1/2 vH des Bruttoreumgehalts } . . . . .

Gesamtraumgehalt der gedeckten und geschlossenen Räume über dem obersten Deck . . . . .

Kubikmeter (m <sup>3</sup> )	Register-Tons

**Bruttoraumgehalt des Schiffes** .....  
 In diesen Bruttoraumgehalt des Schiffes sind nur die nachstehend näher bezeichneten Räume nicht eingeschlossen:

	Abzüge vom Bruttoraumgehalt.				Kubikmeter (m <sup>3</sup> )
(1.) Logis der Schiffsmannschaft <sup>1)</sup> :					
Seeleute .....	m <sup>3</sup>	Heizer .....	m <sup>3</sup>		
Oberheizer .....	m <sup>3</sup>	Quartiermeister .....	m <sup>3</sup>		
(2.) Logis der Schiffsoffiziere <sup>2)</sup> :					
Erster Steuermann .....	m <sup>3</sup>	zweiter Steuermann .....	m <sup>3</sup>	dritter Steuermann .....	m <sup>3</sup>
Erster Maschinist .....	m <sup>3</sup>	zweiter Maschinist .....	m <sup>3</sup>	dritter Maschinist .....	m <sup>3</sup>
Maschinistenassistenten .....	m <sup>3</sup>				
Bootsmann .....	m <sup>3</sup>	Zimmermann .....	m <sup>3</sup>		
(3.) Kombüsen, Kochhäuser und Abtritte, ausschließlich zum Gebrauch der Schiffsmannschaft:					
Auf Deck .....	Lg. Br. H.	Lg. Br. H.	Lg. Br. H.		
Anderwärts .....	m <sup>3</sup> x x x	m <sup>3</sup> x x x	m <sup>3</sup> x x x		m <sup>3</sup>
Anderwärts .....	m <sup>3</sup> x x x	m <sup>3</sup> x x x	m <sup>3</sup> x x x		m <sup>3</sup>
Anderwärts .....	m <sup>3</sup> x x x	m <sup>3</sup> x x x	m <sup>3</sup> x x x		m <sup>3</sup>
(4.) Gedeckte und geschlossene Räume auf dem obersten Deck, welche zur Navigierung des Schiffes benutzt werden:					
(a) Navigations- .....	Lg. Br. H.	Lg. Br. H.	Lg. Br. H.		
oder Kartenhaus .....	x x x	x x x	x x x		m <sup>3</sup>
Signalhaus .....	Lg. Br. H.	Lg. Br. H.	Lg. Br. H.		
Ausguckhaus .....	x x x	x x x	x x x		m <sup>3</sup>
Ruderhaus .....	Lg. Br. H.	Lg. Br. H.	Lg. Br. H.		
.....	x x x	x x x	x x x		m <sup>3</sup>
.....	Lg. Br. H.	Lg. Br. H.	Lg. Br. H.		
.....	x x x	x x x	x x x		m <sup>3</sup>
(b) Arztkajüte .....	x x x	x x x	x x x		m <sup>3</sup>
(c) Offizierspeisezimmer .....	x x x	x x x	x x x		m <sup>3</sup>
(d) Deckoffizierspeisezimmer .....	x x x	x x x	x x x		m <sup>3</sup>
(e) Badezimmer .....	x x x	x x x	x x x		m <sup>3</sup>

Gesamtabzug für ein Segelschiff<sup>3)</sup> .....

**Nettoraumgehalt, falls das Schiff ein Segelschiff ist** .....

Anmerkungen unseitig!

	Kubikmeter (m <sup>3</sup> )	Register- Tons
	Kubikmeter (m <sup>3</sup> )	

Abzüge für Maschinen-, Kessel- und Kohlenraum, falls es sich um ein Dampfschiff handelt.

Entweder (1.) bei Schiffen mit festen Kohlenbehältern:

- (a) Maschinenraum nach Vermessung. Mit Einschluß des vom Wellentunnel eingenommenen Raumes sowie der für die wirksame Tätigkeit der Maschine und Dampfkessel abgetheilten Räume . . . . .
  - (b) Dauernd hergerichteter Kohlenbehälter nach Vermessung . . . . .
- Gesamtabzug für Maschinen-, Kessel- und Kohlenräume<sup>1)</sup> . . . . .

**Nettoraumgehalt des Dampfschiffes nach wirklicher Vermessung** . . . . .

- (a) (2.) nach der Donauregel: . . . . .
  - (a) Maschinenraum nach Vermessung. Mit Einschluß des vom Wellentunnel eingenommenen Raumes sowie der für die wirksame Tätigkeit der Maschine und Dampfkessel abgetheilten Räume . . . . .
  - (b) In einem Schraubendampfschiff + 75 vH des vermessenen Maschinenraumes . . . . .
  - (c) In einem Räderdampfschiff + 50 vH des vermessenen Maschinenraumes . . . . .
- Gesamtabzug für Maschinen-, Kessel- und Kohlenräume<sup>1)</sup> . . . . .

**Nettoraumgehalt des Dampfschiffes nach der Donauregel** . . . . .

Dies wird auf Grund stattgehabter Vermessung in Gemäßheit der von der internationalen Kommission zur Regelung der Abgaben auf dem Suezkanal angenommenen Regeln hiermit bescheinigt.

. . . . ., den . . . . . 19. . . . .

**Anmerkungen:**

- 1) Aufwärter, Köche auf Fahrgastdampfschiffen und Diensthöfen der Reisenden gehören nicht zur Schiffsmannschaft, für welche Räume in Abzug gebracht werden dürfen.
- 2) In diese Abzugsräume sind die Logisräume des Kapitäns, Arztes, Proviant- und Zahlmeisters, Schreibers usw. nicht eingeschlossen.
- 3) Dieser Abzug darf in keinem Falle den zwanzigsten Teil des Bruttoreumgehaltes des Schiffes übersteigen und kommt in Wegfall, sobald einer der bezeichneten, an sich abzugsfähigen Räume zur Aufnahme von Vorräten oder Gütern oder zur Unterbringung oder sonstigen Bequemlichkeit der Reisenden gebraucht wird.
- (a) Für die Arzkkajüte darf nur dann ein Abzug gemacht werden, wenn ein Arzt sich an Bord befindet.
- (b) Es darf in Abzug gebracht werden:
  - 1. Ein Speisezimmer, falls dasselbe zum ausschließlichen Gebrauch für die Schiffsoffiziere und die Maschinisten dient.
  - 2. Ein zweites Speisezimmer, falls dasselbe zum ausschließlichen Gebrauch für den Bootsmann, Zimmermann usw. dient.
- Ein Abzug für Offizier- und Maschinistenspeisezimmer (dessen Höchstbetrag 4 Tons nicht übersteigen darf) ist auf Personenschiffen, an deren Bord sich ein zum Gebrauch für die Reisenden bestimmtes Speisezimmer überhaupt nicht befindet, nicht gestattet.
- (c) Ein als Badezimmer eingerichteter Raum wird in Abzug gebracht, wenn sich kein Reisender an Bord befindet und das Badezimmer zum ausschließlichen Gebrauch der Offiziere und Maschinisten dient.
- Ein als Badezimmer eingerichteter Raum wird in Abzug gebracht, obwohl sich Reisende an Bord befinden, sofern das Schiff mehrere eingerichtete Badezimmer enthält. Es wird dann eins der vorhandenen Badezimmer als zum Gebrauch der Offiziere und Maschinisten bestimmt betrachtet.
- Jeder Raum, für welchen ein Abzug gemacht ist, muß an gut sichtbarer Stelle mit einer Bezeichnung versehen sein, welche die ausschließliche Bestimmung des Raumes kennzeichnet.
- Räume, denen diese Bezeichnung fehlt, dürfen nicht in Abzug gebracht werden.
- 4) Dieser Abzug darf — den Fall der Vermessung eines Schleppdampfschiffes ausgenommen — die Hälfte des Bruttoreumgehaltes des Schiffes nicht übersteigen.

b) Ist das unter a erwähnte, über dem Maschinenraum befindliche Deck nicht das oberste Deck des Schiffes, so wird der Inhalt des Raumes zwischen dem genannten und dem obersten Deck, soweit er für die Maschine oder den Zutritt von Licht und Luft abgeschieden ist, aus der mittleren Länge, Breite und Tiefe ermittelt. Der Inhalt dieses Raumes wird sodann dem Inhalt des übrigen Maschinenraumes zugerechnet.

Das gleiche gilt von dem Inhalt der fest angebrachten Behälter für Kohlen oder sonstiges Heizmaterial, welche durch zwei oder mehrere Decks gehen.

c) Befinden sich die Maschine, die Dampfkessel oder die Behälter zur Aufnahme des Heizmaterials in selbständigen Abteilungen, so werden diese in der unter a und b angegebenen Weise einzeln vermessen.

d) Der körperliche Inhalt des von dem Wellentunnel in Schraubendampfschiffen eingenommenen Raumes wird aus der mittleren Länge, Breite und Tiefe des Tunnels ermittelt; besteht der Tunnel aus mehreren Abteilungen, so wird jede derselben für sich vermessen.

Für die Vermessung der gedeckten und geschlossenen Räume auf oder über dem obersten Deck, welche für den Zutritt von Licht und Luft zum Maschinenraum oder für die wirksame Bedienung der Maschine bestimmt sind, gelten die in § 12 der Schiffsvermessungsordnung gegebenen Vorschriften.

2. Bei Anwendung der Donauregel wird wie folgt verfahren:

a) Der Rauminhalt der Maschinen- und Kesselräume — mit Ausschluß der Kohlenräume — sowie bei Schraubendampfschiffen der Raumgehalt des Wellentunnels werden in der in § 15 der Schiffsvermessungsordnung angegebenen Weise ermittelt.

b) Der Raumgehalt der Kohlenbehälter wird nicht vermessen, sondern bei Schraubendampfschiffen auf 0,75, bei Räderdampfschiffen auf 0,50 der nach a ermittelten Maschinen- und Kesselräume angenommen.

3. Mit Ausnahme von Schleppdampfern darf jedoch der Gesamtanzug für Maschinen-, Kessel- und Kohlenräume die Hälfte des Bruttoreumgehaltes des Schiffes nicht übersteigen.

§ 4. Die Meßbriefe werden gemäß § 24, Abs. 3 und 4 der Schiffsvermessungsordnung nach dem vorstehenden Formular (S. 578) ausgefertigt.

## 5. Schiffsvermessung für den Panamakanal.

Gemäß der Bekanntmachung betr. die Vermessung der Schiffe für die Fahrt durch den Panamakanal vom 15. Dezember 1920 (Zentralblatt für das Deutsche Reich vom 28. Dezember 1920) ist auf Antrag der Reeder für die in Frage kommenden Schiffe durch die Schiffsvermessungsbehörde eine Vermessung nach den amerikanischen Panamakanalvermessungsvorschriften und nach den amerikanischen nationalen Vermessungsvorschriften vorzunehmen. Die Vorschriften lauten nach der amtlichen Übersetzung wie folgt:

### Amerikanische Vorschriften über die Vermessung von Schiffen für den Panamakanal.

Artikel I. Mit Ausnahme von Kriegsschiffen müssen alle amerikanischen und fremden Schiffe, darunter die Handelsschiffe, die Transportschiffe des Heeres und der Marine, Kohlenschiffe, Vorratsschiffe und Hospitalschiffe, welche die Durchfahrt durch den Panamakanal nachsuchen, einen amtlich beglaubigten Meßbrief vorzeigen, der den Brutto- und Nettoreumgehalt des Schiffes nach diesen Vorschriften angibt. Kauffahrteischiffe, Transportschiffe für Heer und Marine, Kohlenschiffe, Vorratsschiffe und Hospitalschiffe ohne solchen Meßbrief müssen, bevor sie den Kanal befahren oder bevor ihnen das Auslaufen aus demselben erlaubt wird, vermessen werden. Es ist ihr Brutto- und Nettoreumgehalt nach diesen Vorschriften zu bestimmen.

Alle amerikanischen und fremden Kriegsschiffe, ausgenommen Transportschiffe, Kohlenschiffe, Vorratsschiffe und Hospitalschiffe, müssen eine amtlich beglaubigte Displacementsskala nebst Kurven vorzeigen, aus denen das Displacement bei jedem möglichen mittleren Tiefgang genau entnommen werden kann.

Unter „Vorratsschiffen“ sind sowohl dem Heere und der Marine gehörige Munitionsschiffe, Kühlschiffe, Schiffe mit Einrichtungen zur Erzeugung von Frischwasser, Werkstattdampfschiffe, Tender für Unterseeboote und für Zerstörer als auch Fahrzeuge des Heeres und der Marine für den Transport allgemeiner Vorräte für Heer und Marine zu verstehen. Unter „Kohlenschiffen“ sollen die Fahrzeuge des Heeres und der Marine, welche zur Beförderung von Kohle oder Heizöl dienen, verstanden werden.

Artikel II. Der Bruttoreumgehalt nach diesen Vorschriften soll das gesamte Fassungsvermögen der Schiffe ausdrücken, d. h. den genauen Kubikinhalt aller Räume unter dem obersten Deck und aller ständig gedeckten und geschlossenen Räume auf oder über diesem Deck, mit Ausnahme solcher Räume, die weiter unten als Ausschlüsse von der Vermessung zugelassen werden. Der Bruttoreumgehalt soll nicht nur alle ständig gedeckten und geschlossenen Räume umfassen, welche zur Stauung von Ladung oder Vorräten, zum Schutze oder zur sonstigen Bequemlichkeit der Passagiere oder der Mannschaft gebraucht werden oder gebraucht werden können, sondern auch solche Räume, die zur Navigierung und Bedienung des Schiffes gebraucht werden oder bestimmt sind.

Nur diejenigen Räume, die unten im Artikel IV besonders erwähnt sind, sollen von der Einmessung ausgeschlossen werden. Alle anderen Räume sind als geschlossen zu betrachten und in den Bruttoreumgehalt einzumessen.

Artikel III. Unter ständig gedeckten und geschlossenen Räumen auf oder über dem Oberdeck sind alle diejenigen zu verstehen, die durch Decks oder Bedachungen oder feste Schotte abgetrennt sind und die deshalb einen Zuwachs an Fassungsvermögen darstellen, der zur Stauung

von Ladung oder zur Unterbringung und Bequemlichkeit der Passagiere, der Offiziere oder der Mannschaft gebraucht wird oder gebraucht werden kann. Weder die Unterbrechung eines Decks, noch irgendwelche Öffnungen in einem Deck, der Bedachung oder den Schotten eines Raumes, noch das Fehlen eines Schotts sollen die Einmessung eines Raumes in den Bruttoreumgehalt verhindern, wenn die Öffnungen in dem Deck, im Schott oder der Seitenwand geschlossen werden können oder wenn das fehlende Schott nach der Vermessung angebracht werden kann und die so geschlossenen Räume dadurch geeigneter für den Transport von Gütern oder Passagieren werden.

Bei einem „Trunk“ oder „Turmschiff“ ist das Deck des Trunks oder Turmes als das Oberdeck anzusehen. Alle Räume unter diesem Deck im Trunk oder im Turme gelten als gedeckt und geschlossen. Der Raum innerhalb des Turmes oder des Trunks ist wie andere Zwischendecksräume zu vermessen.

Welche Räume als „ständig geschlossen“ und welche Räume als von der Einmessung ausschlußfähig zu betrachten sind, wird allein durch die Bedingungen dieser Vorschriften, nicht aber durch irgendwelche Definitionen oder Bedingungen in den Vermessungsvorschriften oder Auslegungen irgendeines Landes bestimmt.

Artikel IV. Die folgenden Räume, keine anderen, sind von der Einmessung in den Bruttoreumgehalt auszuschließen:

Sektion 1. Räume auf oder über dem Oberdeck, die nicht ständig gedeckt oder geschlossen sind oder die nicht ganz gedeckt oder geschlossen sein dürfen. Bei der Anwendung dieser Regel ist zu beachten:

a) Räume unter Decks oder Bedachungen, die keine andere Verbindung mit dem Schiffskörper haben als die notwendigen Stützen, sind keine besonders abgetrennten Räume, sondern sind Räume, die, beständig dem Wetter und der See ausgesetzt, in den Bruttoreumgehalt nicht eingeschlossen werden.

b) Ein Raum innerhalb einer Poop, einer Back, eines Brückenhauses oder eines anderen ständig gedeckten und geschlossenen Aufbaues kann als nicht ständig gedeckt oder geschlossen betrachtet und infolgedessen von dem Raumgehalt ausgeschlossen werden, wenn der Raum sich anschließt an eine Öffnung in einem Endschott, die kein Süll, keine Kopfplatten oder Planken hat, die nicht mit Schließvorrichtungen versehen ist und die eine Breite gleich oder größer als die halbe Breite des Decks an der Stelle der Öffnung hat, wenn ferner der sich an die Öffnung anschließende Raum nicht zum Schutze anderer als Deckladung gebraucht werden kann. Wenn die Öffnung mit einem Süll versehen ist, so wird der Raum von ihm ab in den Bruttoreumgehalt eingeschlossen. Diese Vorschrift ist so anzuwenden, daß von der Vermessung nur der Raum zwischen der

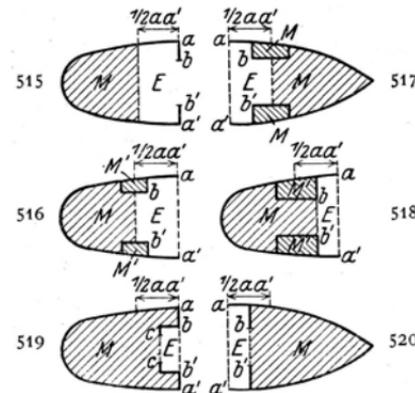


Abb. 515. Poop.

$$bb' > \frac{1}{2}aa'$$

$E =$  ausgeschlossener Raum,  $M =$  eingemessener Raum.

Abb. 516. Poop.

$$bb' > \frac{1}{2}aa'$$

$E =$  ausgeschlossener Raum,  $M' =$  eingemessene, geschlossene Häuser,  $M =$  eingemessener Raum.

Abb. 517. Back.

$$bb' > \frac{1}{2}aa'$$

$E =$  ausgeschlossener Raum,  $M' =$  eingemessene, geschlossene Häuser,  $M =$  eingemessener Raum.

Abb. 518. Poop.

$$bb' < \frac{1}{2}aa'$$

$E =$  ausgeschlossener Raum,  $M' =$  eingemessene, geschlossene Häuser,  $M =$  eingemessener Raum.

Abb. 519. Poop.

$$bb' > \frac{1}{2}aa', \quad cc' < \frac{1}{2}aa'$$

$E =$  ausgeschlossener Raum,  $M =$  eingemessener Raum.

Abb. 520. Back.

$$bb' < \frac{1}{2}aa'$$

$E =$  ausgeschlossener Raum,  $M =$  eingemessener Raum.

wirklichen Endöffnung und einer zur Öffnung parallelen Linie in einem Abstand von der Öffnung gleich der halben Decksbreite an der Stelle der Öffnung ausgeschlossen wird. Irgendein geschlossener Raum zwischen dem offenen Endschott und der zu ihm parallelen Linie ist einzumessen. Der Rest des Raumes innerhalb einer Poop, einer Back, eines Brückenhauses oder eines anderen Aufbaues ist als geeignet zur Unterbringung von Ladung oder Vorräten, Passagieren oder Schiffsmannschaft anzusehen und in den Bruttoreumgehalt einzumessen (Abb. 515, 516 und 517).

Sollte der offene Raum innerhalb einer Poop, einer Back, eines Brückenhauses oder eines Aufbaues zwischen der Endöffnung und einer zur Öffnung im Abstand der halben Decksbreite parallelen Linie wegen irgendwelcher Einbauten von geringerer Breite als die halbe Decksbreite werden, so soll dann nur der Raum zwischen der Endöffnung und einer parallelen Linie durch den Punkt von der Einmessung ausgeschlossen werden, in dem die Querschnittsbreite des offenen Raumes innerhalb der Poop, der Back, des Brückenhauses oder des Aufbaues gleich oder kleiner als die halbe Decksbreite wird (Abb. 518, 519, 520 und 521). Der Rest des Raumes innerhalb der Poop, der Back, des Brückenhauses oder des Aufbaues ist in den Bruttoreumgehalt einzumessen.

Wenn zwei von Bord zu Bord sich erstreckende Aufbauten durch einen Zwischenraum getrennt sind, dessen Länge in der Längsschiffsrichtung kleiner ist als die geringste halbe Breite des Decks im Bereich eines solchen Zwischenraums, dann sollen ohne Rücksicht auf die Breite der dauernden Öffnungen am Ende dieser Aufbauten die ganzen Aufbauten, mit Ausnahme des sie trennenden Zwischenraums, in den Bruttoreumgehalt eingemessen werden (Abb. 522).

c) In einer Poop, einer Back, einem von Bord zu Bord sich erstreckenden Brückenhaus oder einem anderen, ständig gedeckten und geschlossenen, von Bord zu Bord reichenden Aufbau soll der Raum unmittelbar im Bereich einander gegenüberliegender, mindestens 3 Fuß hoher Öffnungen in der Außenhaut des Schiffes ausgeschlossen werden, wenn die Öffnungen nicht mit Schließvorrichtungen versehen sind und einander in den gegenüberliegenden Schiffseiten entsprechen (Abb. 523 und 524).

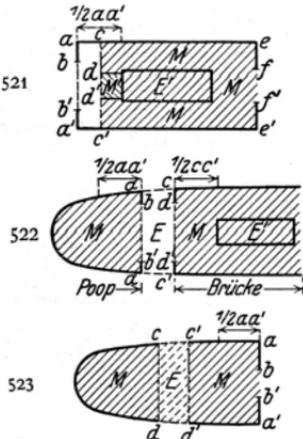


Abb. 521. Brücke.

$bb' > \frac{1}{2}aa'$ ,  $c'd' < \frac{1}{2}aa'$ ,  
 $cd < \frac{1}{2}aa'$ ,  $ff' < \frac{1}{2}ee'$ .

*E* = ausgeschlossener Raum,  
*M* = eingemessener Raum,  
*M'* = eingemessenes, geschlossenes Haus, *E'* = nach Art. IV, Sekt. 3 eingemessene Kessel- u. Maschinenschächte im untersten Geschoß von Aufbauten.

Abb. 522. Poop und Brücke in einem Abstand voneinander kleiner als die kleinste halbe Decksbreite im Bereich des Zwischenraums.

$ac < \frac{1}{2}aa'$ ,  $bb' > \frac{1}{2}aa'$ ,  
 $a'c' < \frac{1}{2}aa'$ ,  $dd' > \frac{1}{2}cc'$ .

*M* = eingemessene Räume, *E* = ausgeschlossener Raum, *E'* = nach Art. IV, Sekt. 3 eingemessene Kessel- und Maschinenschächte im untersten Geschoß von Aufbauten.

Abb. 523. Poop.

$bb' < \frac{1}{2}aa'$ .  
 $cc'$  und  $dd'$  = seitliche Öffnungen unter Deck, *E* = ausgeschlossener Raum, *M* = eingemessene Räume.

Sektion 2. Räume im Bereich einander gegenüberliegender seitlicher Öffnungen von mindestens 3 Fuß Höhe, die keine Schließvorrichtungen haben, sind auszuschließen. Bei einem durchlaufenden Deck mit einer oder mehreren Decksöffnungen (gewöhnlich Vermessungsöffnungen genannt), die so geschlossen werden können, daß der Raum unter dem Deck oder unter Teilen desselben zur Stauung von Ladung und Vorräten geeignet wird, sollen nur diejenigen Räume unter einem solchen Deck, die genau im Bereich einander gegenüberliegender, mindestens 3 Fuß hoher Öffnungen in der Außenhaut des Schiffes sich befinden, ausgeschlossen werden, wenn die Öffnungen keine Schließ-

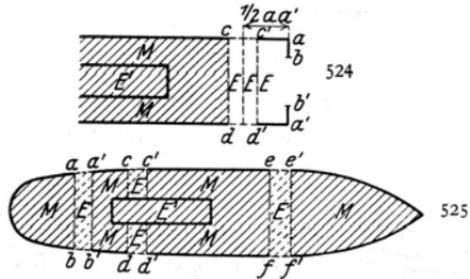


Abb. 524. Brücke.

$bb' > \frac{1}{2}aa'$ .  
 $cc'$  und  $dd'$  = seitliche Öffnungen, *E* = ausgeschlossener Raum, *M* = eingemessener Raum, *E'* = nach Art. IV, Sekt. 3 eingemessene Kessel- und Maschinenschächte im untersten Geschoß von Aufbauten.

Abb. 525. Durchgehendes Deck mit gegenüberliegenden seitlichen Öffnungen.

$(aa')$ ,  $(bb')$ ,  $(cc')$ ,  $(dd')$ ,  $(ee')$ ,  $(ff')$  = seitliche Öffnungen, *E* = ausgeschlossene Räume im Bereich seitlicher Öffnungen unter durchlaufendem Deck, *M* = eingemessene Räume, *E'* = nach Art. IV, Sekt. 3 eingemessene Kessel- und Maschinenschächte.

vorrichtungen haben und einander in den gegenüberliegenden Schiffseiten entsprechen. Die verbleibenden Räume unter einem solchen Deck sollen in den Bruttoreumgehalt eingemessen werden. Wenn die Öffnungen in den Schiffseiten Schließvorrichtungen haben, so soll kein Teil des Raumes unter einem solchen Deck ausgeschlossen werden (Abb. 525).

Sektion 3. Die Kessel- und Maschinenschächte sind von der Vermessung auszuschließen, soweit sie über dem Deck oder der Bedachung des ersten (untersten) Geschosses eines etwa vorhandenen, von Bord zu Bord reichenden geschlossenen Aufbaues auf dem Oberdeck liegen. Ein Deck mit einer oder mehreren Decksöffnungen (gewöhnlich Vermessungsöffnungen genannt), die so geschlossen werden können, daß es möglich ist, Ladung oder Vorräte in dem Raume unter dem Deck oder in Teilen desselben zu fahren, ist als das Oberdeck anzusehen, vorausgesetzt, daß kein Raum unterhalb desselben im Bereiche seitlicher Öffnungen gemäß den Bedingungen unter Sektion 2 ausgeschlossen ist. Es sollen jedoch die Räume, welche in geschlossenen, von Bord zu

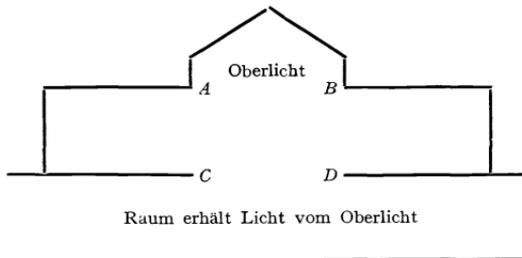
Bord reichenden Aufbauten auf dem Oberdeck liegen, in den Bruttoreumgehalt eingemessen werden, also auch Kessel- und Maschinenschächte, soweit sich diese Schächte unter dem Deck oder der Bedachung des ersten (untersten) Geschosses solcher von Bord zu Bord reichenden Aufbauten auf dem Oberdeck befinden. Von der Vermessung irgendeines Aufbaues über dem ersten (untersten) Geschosse von Bord zu Bord reichender Aufbauten auf dem Oberdeck sind diejenigen Teile desselben auszuschließen, die von den Kessel- oder den Maschinenschächten eingenommen werden. Hiernach ausgeschlossene Räume dürfen keinem anderen als dem bezeichneten Zwecke dienen und müssen eine angemessene Größe haben.

Sektion 4. Räume zwischen der inneren und äußeren Beplattung des Doppelbodens eines Schiffes, die so geschlossen sind und solche Öffnungen haben, daß sie nur zur Aufnahme von Wasserballast dienen können, werden von der Vermessung ausgeschlossen. Doppelbodenräume hingegen, die gebraucht werden oder gebraucht werden können, um Ladung, Vorräte, Speisewasser, Kohlen oder anderes Heizmaterial darin zu fahren, sollen in den Bruttoreumgehalt eingemessen werden.

Sektion 5. Der Kubikinhalte der Ladeluken ist zu ermitteln, indem man die Länge und Breite der Luke miteinander und dieses Produkt mit der mittleren Höhe, gemessen von der oberen Fläche des Decksbalkens bis zur unteren Fläche des Lukendeckels, multipliziert. Von dem Gesamtinhalte der Luken ist  $\frac{1}{2}$  vH des Bruttoreumgehalts, ohne Inhalt der Luken, abzuziehen und nur der Rest dem Bruttoreumgehalt, ohne Inhalt der Luken, hinzuzufügen.

Sektion 6. Niedergangskappen und Niedergangshäuser, die nur als solche benutzt werden, sind auszuschließen. Soweit sie nicht als Niedergangskappen oder Niedergangshäuser, sondern als Rauchzimmer oder anderen Zwecken dienen, sind sie in den Bruttoreumgehalt einzumessen.

Sektion 7. Dome und Oberlichte sind von der Vermessung auszuschließen. Befindet sich unmittelbar unter einem Oberlicht in dem Fußboden eines Aufbaues eine Öffnung, so soll auch der Raum zwischen dem Oberlicht und der Öffnung im Fußboden des Aufbaues unmittelbar unter dem Oberlicht ausgeschlossen werden. Der übrigbleibende Teil des Aufbaues ist einzumessen. Der Raum, der mit dem Oberlichte zusammen nach dieser Vorschrift ausgeschlossen werden kann, ist in folgender Skizze durch die Buchstaben A, B, C, D bezeichnet.



offener Raum unterm Oberlicht

Abb. 256.

Artikel V. Führt ein Schiff zu irgendeiner Zeit Ladung irgendwelcher Art, Bunkerkohlen oder anderes Heizmaterial, Vorräte irgendwelcher Art in irgendeinem Teile eines ausgeschlossenen Raumes, mit Ausnahme der Räume, die gemäß Artikel IV, Sektion 1b ausgeschlossen werden, und der Räume auf offenen Decks, die nicht ständig gedeckt sind, oder auf solchen Decks, die im Artikel IV, Sektion 1a dieser Vorschriften näher bezeichnet sind, so wird der ganze Raum in den Bruttoreumgehalt eingemessen und darf nachher nicht von der Vermessung ausgeschlossen werden.

Artikel VI. Räume, die für Passagiere verwendet werden oder verwendet werden können, dürfen nur nach Artikel IV, Sektion 1a von der Vermessung ausgeschlossen werden.

Bei den im Artikel I bezeichneten Transportschiffen für Heer und Marine, Kohlenschiffen, Vorratsschiffen und Hospitalschiffen umschließt der Ausdruck „Passagiere“ alle Offiziere, Unteroffiziere und Mannschaften sowie andere Personen, die nicht für den Dienst des Schiffes bestimmt und die nicht gehörig in die Musterrolle eingetragen sind.

Artikel VII. Führt ein Schiff Vorräte, Holz, Vieh oder andere Ladung in irgendeinem nicht ständig gedeckten Raume auf einem offenen Deck oder in Räumen, die gemäß Artikel IV, Sektion 1a und b dieser Vorschriften ausgeschlossen sind, so sollen alle Zölle und andere Abgaben, die nach dem Nettoraumgehalte des Schiffes zu zahlen sind, auf den um den Inhalt desjenigen Raumes vermehrten Nettoraumgehalt (Artikel X und XII) erhoben werden, der zur Zeit der Abgabenerhebung von den Decksgütern eingenommen und nicht ständig gedeckt und geschlossen ist. Der von solchen Gütern eingenommene Decksraum soll ermittelt werden, wenn das Schiff die Fahrt durch den Kanal nachsucht. Er wird begrenzt durch die von den Gütern eingenommene Grundfläche und durch gerade Linien, die einen zur Aufnahme der Güter genügenden rechteckigen Raum einschließen. Der Inhalt des von den Gütern eingenommenen Raumes wird in der unten durch Artikel IX, Regel I für die Vermessung von Poops und anderen geschlossenen Räumen festgesetzten Weise ermittelt.

Die Vorschriften der Artikel II, III und IV werden durch diesen Artikel in keiner Weise beeinflusst.

Artikel VIII. Die Kubikinhalte der nach diesen Vorschriften in den Bruttoreumgehalt einzuschließenden Räume dürfen in jedem Lande, wo das Moorsomsche Vermessungssystem angenommen ist, gemäß diesem System ermittelt werden, wie es bei der nationalen Vermessung der Schiffe geschieht, vorausgesetzt, daß dieses System dem im Artikel IX dieser Vorschriften dargelegten Moorsomschen Vermessungssystem im wesentlichen gleicht.

Artikel IX. In Staaten, die das Moorsomsche System der Vermessung von Schiffsräumen nicht angenommen haben, werden die kubischen Inhalte eines jeden in den Bruttoreumgehalt einzuschließenden Raumes nach dem Moorsomssystem wie folgt ermittelt, und zwar gilt:

- Regel I für die Vermessung leerer,  
Regel II für die Vermessung beladener,  
Regel III für die Vermessung offener Schiffe.

Regel 1. Bestimmung des Bruttoreumgehalts leerer Schiffe.

Sektion 1. Die Vermessungslänge der Schiffe mit einem oder mehreren Decks wird auf dem Vermessungsdeck gemessen; dieses ist:

- a) das Oberdeck auf Schiffen mit einem oder zwei Decks,  
b) das zweite Deck von unten bei Schiffen mit mehr als zwei Decks.

Die Länge wird auf dem Vermessungsdeck in gerader Linie gemessen, und zwar von der inneren Fläche der Binnenbordsbekleidung (in mittlerer Dicke) neben dem Vordersteven bis zu der inneren Fläche des mittelsten Heckstützens oder der mittschiffs am Heck befindlichen Bekleidung (in mittlerer Dicke).

Von dieser Länge wird ein Abzug gemacht, bestehend in dem Falle des Bugs in der Dicke des Decks, in dem Falle des Heckstützens in der Dicke des Decks und in dem Falle des Heckstützens in einem Drittel der Deckbalkenbucht. Die so gemessene Länge wird in die durch die folgende Tabelle geforderte Anzahl gleicher Teile geteilt, entsprechend der Klasse dieser Tabelle, zu welcher das Schiff gehört:

Klasse 1: Schiffe, deren Vermessungsdeck nach obiger Messung 50 Fuß oder weniger als 50 Fuß lang ist, in 4 gleiche Teile.

Klasse 2: Schiffe, deren Vermessungsdeck nach obiger Vermessung über 50 Fuß lang ist und 120 Fuß nicht übersteigt, in 6 gleiche Teile.

Klasse 3: Schiffe, deren Vermessungsdeck nach obiger Vermessung über 120 Fuß lang ist und 180 Fuß nicht übersteigt, in 8 gleiche Teile.

Klasse 4: Schiffe, deren Vermessungsdeck nach obiger Vermessung über 180 Fuß lang ist und 225 Fuß nicht übersteigt, in 10 gleiche Teile.

Klasse 5: Schiffe, deren Vermessungsdeck nach obiger Vermessung über 225 Fuß lang ist, in 12 gleiche Teile<sup>1)</sup>.

Bei einer Unterbrechung oder mehreren Unterbrechungen des Doppelbodens für Wasserballast erfolgt die Aufnahme der Länge des Schiffes in Teilen, entsprechend der Anzahl der Unterbrechungen. Jede dieser Teillängen wird nach oben angeführter Längenabstufung in eine Anzahl gleicher Teile geteilt.

Sektion 2. Nachdem zunächst der Schiffsraum von allen Hindernissen genügend befreit worden ist, um die erforderlichen Tiefen und Breiten genau messen zu können, wird die Querschnittsfläche des Schiffes auf jedem Teilpunkt der Länge oder der etwa erforderlichen Längenteile folgendermaßen ermittelt: Es wird die Tiefe an jedem Teilpunkt, und zwar von einem Punkte in einem Abstand gleich einem Drittel der Decksbalkenbucht unter dem Vermessungsdeck oder, wenn dieses unterbrochen ist, unter der Fluchtlinie desselben bis zur Oberkante der Bodenwangen (Oberfläche der inneren Beplattung des Doppelbodens) neben dem Kielschwein gemessen. Davon wird die mittlere Dicke der Wegerung zwischen der Bilge und dem Kielschwein abgezogen. Dabei sind jedoch die Bestimmungen unter Artikel IV, Sektion 4 dieser Vorschriften über das Einmessen und den Ausschluß von Doppelbodenabteilungen zu beachten. Ist bei einem Schiffe mit Doppelboden für Wasserballast der Raum zwischen der inneren und äußeren Beplattung nicht geeignet zum Stauen von Ladung, Vorräten, Speisewasser, Kohle oder anderem Heizmaterial, so wird die Tiefe bis zur Oberfläche der inneren Beplattung des Doppelbodens, der für die Zwecke der Vermessung als Bodenwange angesehen wird, gemessen. Die folgende Vorschrift über das Messen der Tiefe des Schiffsraums gilt für Fahrzeuge mit nicht horizontalem Doppelboden.

Beträgt die Tiefe im mittelsten Querschnitt nicht mehr als 16 Fuß, so wird jede Tiefe in 5 gleiche Teile geteilt. Dann wird in jedem der vier Teilungspunkte sowie an dem oberen Endpunkt der Tiefe die innere horizontale Breite bis zur mittleren Dicke des Teiles der Wegerung gemessen, der zwischen den Vermessungspunkten liegt. Die Breiten werden von oben abnumerierte (d. h. die oberste Breite mit 1 und so hinunter bis zur fünften Breite). Die zweite und vierte Breite wird mit 4, die dritte mit 2 multipliziert und zur Summe dieser Produkte die erste und fünfte Breite addiert. Die so erhaltene Zahl wird mit einem Drittel des gemeinsamen Abstandes der Breiten multipliziert. Das Produkt ist dann der Flächeninhalt des oberen Teiles des Querschnitts. Der Flächeninhalt zwischen dem fünften Teilpunkt und dem unteren Endpunkt der Tiefe wird gefunden, indem man die Tiefe zwischen diesen Punkten in 4 gleiche Teile teilt, die horizontalen Breiten in den drei Teilpunkten, dem oberen und unteren Punkte mißt und wie oben vorgeht. Die Summe beider Teile stellt den Flächeninhalt des Querschnitts dar. Überschreitet die Tiefe mittschiffs 16 Fuß, so wird jede Tiefe in 7 statt in 5 gleiche Teile geteilt. An den sechs Teilpunkten sowie an dem oberen Endpunkt der Tiefe werden die horizontalen Breiten nach obiger Anweisung gemessen und von oben herab numeriert. Die zweite, vierte und sechste wird mit 4, die dritte und fünfte mit 2 multipliziert und zur Summe dieser Produkte die erste und siebente Breite addiert. Die so erhaltene Zahl ist mit einem Drittel des gemeinsamen Abstandes der Breiten voneinander zu multiplizieren. Das Produkt ergibt den Flächeninhalt des oberen Teiles des Querschnitts. Der untere Teil des Querschnitts wird nach obiger Anweisung und der Inhalt des ganzen Querschnitts durch Addition beider Teile ermittelt.

Diese Vorschrift ist bei Schiffen mit Doppelböden, deren Decke von der Mittellinie nach jeder Seite zu ansteigt, anzuwenden. Bei Schiffen mit horizontal verlaufender Doppelbodendecke

<sup>1)</sup> Eine größere gleiche Anzahl Teile ist gestattet.

oder ohne Doppelboden werden die Tiefen durch 4 oder durch 6 (anstatt durch 5 oder 7) geteilt, je nachdem ihre Tiefe mittschiffs über 16 Fuß hinausgeht oder nicht. In solchen Fällen unterbleibt eine Unterteilung des unteren Teiles.

Sektion 3. Die Querschnitte werden nacheinander mit 1, 2, 3 usw. in der Art numeriert, daß mit 1 der durch den Anfangspunkt der Länge am Bug oder eines jeden Teiles der Länge und mit der letzten Nummer der durch den Endpunkt der Länge am Heck oder eines jeden Teiles der Länge gelegte Querschnitt bezeichnet wird. Ob nun die Länge nach der Tabelle in 4 oder 12 Teile, wie bei den Klassen 1 und 5, oder in eine dazwischenliegende Anzahl Teile, wie bei den Klassen 2, 3 und 4, geteilt ist, so wird doch stets der zweite und jeder mit einer geraden Nummer bezeichnete Querschnitt mit 4, und der dritte sowie jeder mit einer ungeraden Nummer bezeichnete Querschnitt (mit Ausnahme des ersten und letzten) mit 2 multipliziert. Zur Summe dieser Produkte wird der erste und letzte Querschnitt, sofern sie überhaupt Flächeninhalt haben, addiert. Diese Zahl wird mit einem Drittel des gemeinsamen Abstandes der Querschnitte voneinander multipliziert. Das Produkt ergibt den kubischen Inhalt des Raumes oder die kubischen Inhalte eines jeden Teiles des Raumes unter dem Vermessungsdeck, wenn das Schiff in Teilen vermessen ist. Die Division dieses Volumens durch 100, wenn die Vermessung in englischen Fuß, oder durch 2,83, wenn die Vermessung in Meter ausgeführt ist, ergibt den Raumegehalt des Schiffes unter Deck in tons. Statt der Division durch 2,83 ist auch die Multiplikation mit 0,353 zulässig.

Sektion 4. Hat das Schiff ein drittes Deck, so wird der Inhalt des Raumes zwischen ihm und dem Vermessungsdeck folgendermaßen bestimmt: Es wird die innere mittlere Länge des Raumes auf halber Höhe desselben von der inneren Fläche der Bekleidung neben dem Vordersteven bis zur inneren Bekleidung der Inhölzer am Heck in Fuß gemessen. Diese Länge wird in dieselbe Anzahl gleicher Teile geteilt, in welche die Länge des Vermessungsdecks geteilt worden ist (siehe oben). Gleichfalls auf halber Höhe wird an jedem Teilpunkt die innere Breite des Raumes sowie dessen Breite am Steven und am Heck gemessen. Die Breiten werden nacheinander, vom Steven aus beginnend, mit 1, 2, 3 usw. bezeichnet. Die zweite Breite und die übrigen mit gerader Nummer bezeichneten werden mit 4, die dritte Breite und die übrigen mit ungerader Nummer bezeichneten (außer der ersten und letzten) mit 2 multipliziert. Die Summe dieser Produkte und der ersten und letzten Breite wird mit einem Drittel des gemeinsamen Abstandes der Breiten voneinander multipliziert. Das Ergebnis stellt in Quadratfuß die mittlere horizontale Fläche des Raumes dar, die, mit der mittleren Höhe des Raumes multipliziert, dessen kubischen Inhalt ausmacht. Dieses Produkt wird durch 100 dividiert (oder durch 2,83, wenn die Vermessung in Meter ausgeführt ist), um den Inhalt des Raumes in tons, der dem oben erwähnten Tonnengehalte des Schiffes hinzugerechnet wird, zu erhalten. Hat das Schiff mehr als 3 Decks, so wird jeder Zwischendecksraum über dem Vermessungsdeck in der oben beschriebenen Weise für sich ermittelt und dem Tonnengehalte des Schiffes hinzugerechnet.

Sektion 5. Der Raumegehalt eines Halbdecks, einer Poop oder eines anderen ständig gedeckten und geschlossenen Raumes auf oder über dem Oberdeck (siehe Erklärung im Artikel III) wird in folgender Weise festgestellt: Es wird die innere mittlere Länge des Raumes in Fuß gemessen und in zwei gleiche Teile geteilt. In halber Höhe des Raumes werden drei innere Breiten gemessen, und zwar eine an jedem Ende und eine dritte in der Mitte der Länge. Zur Summe der beiden Endbreiten wird sodann das Vierfache der mittelsten Breite addiert und die Gesamtsumme mit einem Drittel des gemeinsamen Abstandes der Breiten voneinander multipliziert. Das Produkt ist der Inhalt der mittleren wagerechten Durchschnittsfläche des Raumes. Dieser Flächeninhalt wird mit der mittleren Höhe multipliziert. Die Division durch 100 (wenn die Vermessung in Meter ausgeführt ist, durch 2,83) ergibt den Inhalt des Raumes in tons.

Sektion 6. Beim Messen der Länge, der Breite und der Höhe des allgemeinen Schiffsraumes oder anderer Räume werden die Teile der Wegerung, die die mittlere Dicke überschreiten, bis auf diese vermindert. Wenn die Wegerung fehlt oder nicht fest angebracht ist, so werden Länge und Breite von den Hauptspanten des Schiffes gerechnet, nicht aber von Rahmenspanten. Derselbe Grundsatz ist auf Decksaufbauten aufzudehnen, d. h. die Breite ist von den Versteifungswinkeln zu rechnen, wenn keine Wegerung angebracht ist. Wenn die Spanten eines Schiffes in einer innenbordverlaufenden Kurve hochgeführt sind, um den Bau von Toppseitentanks oder Abteilungen außerhalb der Spanten zu ermöglichen, so wird die Breite des Schiffes von den äußeren Spanten solcher Außentanks gerechnet, so daß diese Tanks eingemessen werden.

#### Regel II. Bestimmung des Bruttoreumgehalts beladener Schiffe.

Sektion 7. Kann der Raumegehalt eines Schiffes wegen an Bord befindlicher Ladung oder aus einem anderen Grunde nicht nach der Regel I ermittelt werden, so wird wie folgt verfahren:

Es wird die Länge auf dem obersten durchlaufenden Deck von der Außenseite der äußeren Beplankung am Vordersteven bis zur hinteren Fläche des Hinterstevens gemessen. Davon wird der Abstand zwischen der hinteren Fläche des Hinterstevens und der Spontung des Hinterstevens an dem Punkte, wo die Gillungsplanke ihn scheidet, abgezogen. Es wird ferner die größte Breite des Schiffes bis zur äußeren Fläche der Außenhaut oder der Berghölzer bei der mittleren Lotrechten gemessen. Nachdem dann zunächst außenbords auf beiden Seiten die Höhe des obersten durchlaufenden Decks an den Schiffseiten markiert worden ist, wird um das Schiff bei der mittleren Lotrechten senkrecht zum Kiel von der so außenbords markierten Höhe der einen Seite zu der außenbords markierten Höhe der anderen Seite eine Kette unter dem Kiel hindurchgezogen. Zur Hälfte des auf diese Weise gemessenen Umfanges wird die halbe größte Breite addiert. Die Summe wird mit sich selbst multipliziert und sodann mit der nach obiger Anweisung ermittelten Länge des Schiffes. Dieses Produkt wird nochmals multipliziert, und zwar mit dem Faktor 0,17 bei hölzernen und mit dem Faktor 0,18 bei eisernen oder stählernen Schiffen. Das Produkt gibt ungefähr die kubischen Inhalte des Schiffes an, und der Raumegehalt in tons wird

durch Division durch 100 oder durch 2,83 erhalten, je nachdem die Vermessung in englischen Fuß oder in Meter ausgeführt war.

Sektion 8. Der Raumgehalt in tons eines Halbdecks, einer Poop oder anderer ständig gedeckter und geschlossener Räume (Artikel III) auf oder über dem obersten durchlaufenden Deck wird ermittelt, indem die innere mittlere Länge, Breite und Tiefe solcher Räume miteinander multipliziert werden und das Produkt durch 100 oder 2,83 dividiert wird, je nachdem die Vermessung in englischen Fuß oder Meter geschieht. Der ermittelte Quotient stellt den Tonnengehalt der Räume dar und wird dem übrigen Tonnengehalte hinzugerechnet, um den Bruttoreaumgehalt oder das volle Fassungsvermögen des Schiffes zu bestimmen.

#### Regel III. Vermessung offener Fahrzeuge.

Sektion 9. Bei der Bestimmung des Tonnengehalts offener Schiffe soll die Oberkante des obersten festen Plankenganges der Außenhaut die Grenzlinie für die Vermessung bilden. Die Tiefen werden von den Querlinien ab gemessen, die von der Oberkante zur Oberkante des obersten Plankenganges in jedem Teilpunkt der Länge gezogen sind.

Artikel X. Die folgenden Räume (aufgeführt unter Sektion 1 bis 10 dieses Artikels) sollen von dem Bruttoreaumgehalt abgezogen werden, um den Nettoraumgehalt von Schiffen zu bestimmen, die nicht durch Maschinen fortbewegt werden. Andere Räume dürfen nicht abgezogen werden. Soweit nicht anderweitig ausdrücklich bestimmt wird, sollen diese Räume ohne Rücksicht darauf abgezogen werden, ob sie über oder unter dem Oberdeck liegen. Die kubischen Inhalte von abzugsfähigen Räumen werden in der in den Artikeln VIII oder IX dieser Vorschriften dargelegten Weise ermittelt. Der Rest, der sich nach Abzug der Summe aller kubischen Inhalte derjenigen Räume von dem gesamten Raume (dem Bruttoreumgehalt) ergibt, deren Abzug von dem Bruttoreumgehalte durch diese Vorschriften gestattet wird, stellt den Nettoraumgehalt oder die Registertonnage nicht von Maschinen fortbewegter Schiffe und ungetakelter Fahrzeuge dar, auf Grund dessen die auf dem Raumgehalte basierten Zölle und sonstigen Abgaben von Kauffahrtsschiffen, Armee- und Marine-Transportschiffen, Kohlenschiffen, Vorratsschiffen und Hospitalschiffen (Artikel I) für die Fahrt durch den Panamakanal gezahlt werden sollen. 100 Kubikfuß oder 2,83 Kubikmeter machen 1 Brutto- oder Netto-ton aus.

Räume, die für Passagiere (Artikel VI) gebraucht werden oder gebraucht werden können, sollen von dem Bruttoreumgehalte nicht abgezogen werden, sofern nicht ihr Abzug ausdrücklich durch die nachstehenden Sektionen 1 bis 10 dieses Artikels der vorliegenden Vorschriften vorgesehen ist.

Räume, die zur Stauung von Vorräten (mit Ausnahme von Bootsmannsvorräten) oder Ladung geeignet sind, sollen von Bruttoreumgehalte nicht abgezogen werden. Bei Transportschiffen, Kohlenschiffen, Vorratsschiffen und Hospitalschiffen des Heeres und der Marine (Artikel I) schließt der Ausdruck „Vorräte (mit Ausnahme von Bootsmannsvorräten) oder Ladung“ außer sonst als Fracht an Bord von Handelsschiffen gefahrenen Gütern oder Ladung die folgenden Gegenstände ein:

Bei Transportschiffen: Proviant, Vorräte, Gepäck, Ausrüstung des Soldaten und der Passagiere.

Bei Kohlenschiffen: Kohle, Kohlentranporteinrichtung und Heizöle, soweit sie nicht zum Gebrauche der Kohlenschiffe selbst bestimmt sind.

Bei Vorratsschiffen: Proviant und Vorräte aller Art, Destillierapparate und destilliertes Wasser (außer in Doppelbodenabteilungen aufbewahrtes Speisewasser), Maschinen, Werkzeuge und Material für Reparaturen, Minen und das dazu erforderliche Material, Torpedos, Waffen und Munition.

Bei Hospitalschiffen: Proviant für Passagiere, Apothekerwaren und Hospitalausrüstung.

Die auf Transportschiffen und Vorratsschiffen aufgestellten Geschütze zur Verteidigung dieser Schiffe und die zu ihrem Gebrauche erforderliche Munition werden nicht als Ladung angesehen.

Sektion 1. Der Inhalt von Räumen, die zum Gebrauche für Offiziere und Mannschaften des Schiffes bestimmt sind, sollen abgezogen werden. Der Ausdruck „Offiziere und Mannschaften“ umfaßt das in die Musterrolle eingeschriebene Personal, d. h. Offiziere, Maschinisten, Ärzte, Apotheker, Krankenwärter, Seeleute, Schiffsjungen, Heizer, Mechaniker und Beamte des Schiffes für die drahtlose Telegraphie; er umfaßt aber nicht Buchhalter, Zahlmeister, Stewards und andere Mitglieder der Besatzung, die von dem Schiffe für den Dienst bei den Passagieren gestellt werden. Die Räume für Offiziere und Mannschaften umfassen die für deren ausschließlichen Gebrauch bestimmten Schlafräume, Räume für Krankenpflege, Messen, Bad- und Waschräume, Abtritte und Gänge, die ausschließlich zu diesen Räumen führen.

Sektion 2. Bei Hospitalschiffen bilden die Räume oder Kammern der Ärzte, Apotheker und Krankenwärter, wenn diese ordnungsmäßig in die Musterrolle des Schiffes eingetragen sind, einen Teil des unter Sektion 1 dieses Artikels vorgesehenen Abzugs. Krankenräume für die Offiziere und Mannschaften eines Hospitalschiffs werden gleichfalls abgezogen; dagegen werden Räume für den Transport oder die ärztliche Pflege anderer als der in die Musterrolle ordnungsmäßig eingetragener Personen nicht abgezogen.

Sektion 3. Die Kapitänskabine ist abzugsfähig.

Sektion 4. Küchen, Bäckereien, Wäschereien und Räume für Eismaschinen, wenn diese Räume ausschließlich für die Offiziere und Mannschaft gebraucht werden, sowie die Räume für Destillierapparate, wenn sie ausschließlich zur Herstellung von Frischwasser für Offiziere und Mannschaft bestimmt sind.

Sektion 5. Räume für das Ankergeschirr, Steuermaschine und Spill, das Ruderhaus, Räume für Dynamos, das Kartenhaus, ausschließlich zur Aufbewahrung der Karten, Signale oder anderen Instrumente der Navigation bestimmt, Ausguckhäuser, Scheinwerferräume, Räume für die drahtlose Telegraphie sowie alle anderen Räume, welche tatsächlich für die Navigierung des Schiffes dienen, sind abzugsfähig. Auf Handelsschiffen sind ferner die für die Aufstellung

von Geschützen und für die Stauung von deren Munition bestimmten Räume abzugsfähig. Alle in diesem Abschnitt genannten Abzüge von Räumen, außer denjenigen für die Aufstellung von Geschützen, müssen eine angemessene Größe haben und unterliegen den unten im Artikel XI festgesetzten Beschränkungen.

Sektion 6. Bei einem Schiffe, das nur durch Segel fortbewegt wird, wird ein Raum, der aber  $2\frac{1}{2}$  vH des Bruttoreumgehalts nicht übersteigen darf, für die Unterbringung der Segel abgezogen, falls er diesem Zwecke ausschließlich dient.

Sektion 7. Räume, die ausschließlich für Bootsmanngut gebraucht werden, werden abgezogen. Der Abzug darf aber 1 vH des Bruttoreumgehalts bei Schiffen von 1000 tons brutto und darüber nicht überschreiten und beträgt im Höchstfall 75 tons. Bei Schiffen von 500 bis 1000 tons brutto ist die Grenze auf 10 tons und bei Schiffen von 150 bis 500 tons auf nicht mehr als 2 vH des Bruttoreumgehalts festgesetzt. Bei Schiffen unter 150 tons sollen nicht mehr als 3 tons abgezogen werden.

Sektion 8. Der von der Hilfsmaschine und dem Hilfskessel eingenommene Raum wird abgezogen, wenn die Hilfsmaschine und der Hilfskessel mit den Hauptpumpen des Schiffes verbunden oder in ständig gedeckten oder geschlossenen Aufbauten auf oder über dem Oberdeck untergebracht sind.

Sektion 9. Gänge werden abgezogen, wenn sie zu Räumen führen, die ausschließlich für Offiziere und Mannschaften bestimmt sind.

Sektion 10. Wasserballasträume, ausgenommen Räume im Doppelboden des Schiffes, dürfen abgezogen werden, wenn sie nur für Wasserballast verwendet werden, als Zugang nur gewöhnliche Mannlöcher haben und nicht zur Beförderung von Ladung, Vorräten oder Brennmaterial geeignet sind. Wird in ihnen Öl oder anderes Brennmaterial befördert, so werden diese Räume als Teil des Bunkers des Schiffes angesehen und dürfen nicht besonders abgezogen werden.

Artikel XI. Jeder der im Artikel X, Sektionen 1 bis 10 aufgeführten Räume muß, sofern nicht anderweit besonders bestimmt ist, denjenigen Bedingungen und Anforderungen hinsichtlich der Markierung oder Bezeichnung und des Gebrauchs oder Zweckes entsprechen, die in den Schiffsahrts- und Registergesetzen der verschiedenen Länder enthalten sind. Es darf aber kein Raum, außer den nach Artikel XIII dieser Vorschriften abzugsfähigen Bunkern, abgezogen werden, sofern nicht der Gebrauch, zu dem er ausschließlich bestimmt ist, in passender Weise durch eine amtliche Marke bezeichnet ist. In keinem Falle soll jedoch eine willkürliche Höchstgrenze des nach Artikel X zu machenden Gesamtabzugs festgesetzt werden.

Artikel XII. Der Netto- oder Register-Tonnengehalt, nach welchem auf dem Tonnengehalte beruhende Zölle oder andere Abgaben von den von Maschinen fortbewegten Handelsschiffen, Transportschiffen, Kohlenschiffen, Vorratsschiffen und Hospitalschiffen des Heeres und der Marine (Artikel I) für die Durchfahrt durch den Panamakanal zu entrichten sind, ist der Tonnengehalt, der nach Berücksichtigung nachstehend bezeichneter Abzüge vom Bruttoreumgehalt übrigbleibt. Dabei stellen 100 Kubikfuß oder 2,83 cbm 1 Brutto- oder Netto-ton dar. Schiffe, die teils von Segeln und teils von Maschinen fortbewegt werden, sollen als „von Maschinen fortbewegte Schiffe“ angesehen werden.

Sektion 1. Zur Ermittlung des Nettoraumgehalts bei Schiffen, die von Maschinen fortbewegt werden, sind wie bei Schiffen, die nicht von Maschinen fortbewegt werden, die im Artikel X angegebenen Räume vom Bruttoreumgehalt abzuziehen.

Sektion 2. Der Raum, der von den Maschinen, Kesseln, Kohlenbunkern, Heizöltanks, Brennstoff- und Speisewasserabteilungen des Doppelbodens, Wellentunneln bei Schraubenschiffen eingenommen ist, die Kessel- und Maschinenschächte, soweit sie unter dem Deck oder der Bedachung des ersten (untersten) Geschosses etwaiger geschlossener, von Bord zu Bord reichender Aufbauten liegen (Artikel IV, Sektion 3), die Räume, die zur wirksamen Tätigkeit der Maschinen erforderlich sind, und die von der Hilfsmaschine und dem Kessel eingenommenen Räume, wenn sie im Maschinenraum oder in den Licht- oder Luftschächten oberhalb desselben liegen und mit der Hauptmaschine zur Fortbewegung des Schiffes verbunden sind. Wenn die Wellen bei Schraubenschiffen durch offene Ränne gehen, also nicht in Tunneln liegen, so dürfen dafür entsprechend große Räume berücksichtigt werden. Wenn sich in den Maschinen- und Kesselräumen ein Frischwassertank befindet, so soll der von ihm eingenommene Raum aber nicht abgezogen werden.

Hilfsmaschinen- und Kesselräume erfahren, wenn sie nach dem Artikel XIV abgezogen sind, keinen besonderen Abzug.

Der Teil der Kessel- und Maschinenschächte, der sich über dem Deck oder der Bedachung des ersten (untersten) Geschosses etwa vorhandener, von Bord zu Bord gehender Aufbauten auf dem Oberdeck (Artikel IV, Sektion 3) erstreckt, ist jedoch von der Vermessung auszuschließen, gehört also nicht zu den Abzügen dieser Sektion, auch wenn er sich innerhalb von Bord zu Bord gehender Aufbauten befindet.

Sektion 3. Alle Abzüge für die Räume der Treibkraft nach Sektion 2 dieses Artikels dürfen aber niemals 50 vH des Bruttoreumgehalts übersteigen, mit Ausnahme bei Schleppern, die ausschließlich zum Schleppen verwendet werden. Andererseits müssen die in Sektion 2 aufgeführten Räume, falls nicht anderweitig besonders bestimmt ist, den Anforderungen hinsichtlich der Bezeichnung oder Markierung und des Gebrauchs oder Zweckes entsprechen, die in den Schiffsahrts- oder Registrierungsgesetzen der einzelnen Staaten enthalten sind.

Sektion 4. Die in Sektion 2 dieses Artikels angegebenen Abzüge der Räume der Treibkraft sollen nach den Bestimmungen im Artikel XIII oder im Artikel XIV erfolgen je nach Wahl des Reeders des Schiffes.

Sektion 5. Abteilungen von Doppelböden, die ausschließlich zur Aufnahme von Speisewasser für die Schiffskessel bestimmt sind, sollen abgezogen werden.

Artikel XIII. Bei Schiffen, die keine festen Bunker, sondern Querbunker mit beweglichen Schotten haben, gleichgültig ob noch seitliche Bunker vorhanden sind oder nicht, und ferner bei Schiffen mit Tanks oder Doppelbodenabteilungen für Brennstoff, die auch zur Stauung von Ladung oder Vorräten verwendet werden können, ist der Inhalt der Maschinenräume zu bestimmen und um 75 vH bei Schraubenschiffen und 50 vH bei Radschiffen zu vermehren.

Es ist unter Maschinenräume derjenige Raum verstanden, welchen der eigentliche Maschinenraum und der Kesselraum zusammen mit denjenigen Räumen einnimmt, die zum Betriebe der Maschinen und Kessel tatsächlich erforderlich sind, ferner die Wellentunnel bei Schraubenschiffen, die Kessel- und Maschinenschächte, soweit derartige Räume unter dem Oberdeck oder einem Deck mit einer oder mehreren Öffnungen (gewöhnlich Vermessungsöffnungen genannt) liegen, die so verschlossen werden können, daß Ladung oder Vorräte unter dem Deck oder eines Teiles desselben befördert werden können, und die Hilfsmaschinen- und Kesselräume, wenn Hilfsmaschine und Kessel im Bereiche des Hauptmaschinenraumes oder in Licht- und Luftschächten darüber untergebracht und mit der zur Fortbewegung des Schiffes bestimmten Hauptmaschine verbunden sind. Wenn die Wellen bei Schraubenschiffen durch offene Räume geführt sind, also nicht in Tunneln liegen, so dürfen dafür entsprechend große Räume berücksichtigt werden. Wenn sich in einem Teile der Maschinen- und Kesselräume Tanks für Heizöl oder Frischwasser befinden, so ist der Maschinenraum um den von den Tanks für Heizöl oder Frischwasser eingenommenen Raum zu vermindern.

Die kubischen Inhalte der vorerwähnten Maschinenräume sollen auf die folgende Weise ermittelt werden: Es wird die mittlere Tiefe des von den Maschinen und Kesseln eingenommenen Raumes von seiner Krone bis zur Wegerung neben dem Kielschwein gemessen; darauf werden drei, oder, wenn es notwendig ist, mehr als drei Breiten des Raumes auf seiner halben Tiefe genommen, und zwar an jedem Ende und in der halben Länge. Aus diesen Breiten ist das Mittel zu nehmen. Es ist ferner die mittlere Länge des Raumes zwischen dem vordersten und hintersten Schott oder im gegebenen Falle bis zu den Teilen zu messen, die nicht tatsächlich von den Maschinen und Kesseln eingenommen oder zu ihrer wirksamen Tätigkeit erforderlich sind. Das Produkt aus diesen drei Abmessungen der Länge, Breite und Tiefe ergibt den kubischen Inhalt des Raumes unter der Krone. Durch Multiplikation von Länge, Breite und Tiefe wird der kubische Inhalt der Kessel- und Maschinenschächte zwischen der Krone des Maschinenraumes und dem obersten Deck oder der Bedachung des ersten (untersten) Geschosses etwaiger von Bord zu Bord gehender Aufbauten auf dem Oberdeck (Artikel IV, Sektion 3) gefunden. Diese Inhalte und die des Wellentunnels, der Hilfsmaschine und ihres Kessels, falls sie im Maschinenraum oder in den Licht- und Luftschächten darüber untergebracht und mit der Hauptmaschine zur Fortbewegung des Schiffes verbunden sein sollten, werden zu dem kubischen Inhalt des Raumes unter der Krone des Maschinenraumes addiert. Die Summe wird durch 100 oder 2,83 dividiert, je nachdem die Maße in Fuß oder in Meter genommen sind; auf diese Weise wird der Inhalt des Maschinen- und Kesselraumes in tons, der zur Grundlage für die Berechnung des Abzugs der Räume für die Treibkraft dient, gefunden.

Wenn in einem Schiffe, dessen Räume der Treibkraft zu bestimmen sind, die Maschinen und Kessel in getrennten Abteilungen liegen, so ist der Inhalt jeder Abteilung für sich in der oben angegebenen Weise zu ermitteln. Die Summe des Inhalts der einzelnen Abteilungen in tons gilt als der Tonneninhalt der Maschinen- und Kesselräume, der zur Grundlage für die Berechnung des Abzugs der Räume für die Treibkraft dient.

Artikel XIV. Sind in einem Schiffe feste Kohlenbunker, Heizöltanks oder Brennstoffabteilungen des Doppelbodens, die nicht zur Stauung von Ladung oder Vorräten dienen können, eingerichtet, und sind solche Bunker, Tanks und Brennstoffabteilungen amtlich als Räume für Brennstoff des Schiffes bezeichnet, so kann nach Wahl des Reeders der Abzug der Räume für die Treibkraft entweder in Übereinstimmung mit dem obigen Artikel XIII oder in der Art ausgeführt werden, daß der wirkliche Tonnengehalt der in Artikel XII, Sektion 2 angegebenen und in folgender Weise ermittelten Räume abgezogen wird: Es ist die mittlere Länge des Maschinen- und Kesselraumes einschließlich der Kohlenbunker zu messen und der Inhalt von drei Querschnitten des Schiffes nach den bei der Berechnung des Bruttoreaumgehalts in den Artikeln VIII oder IX angegebenen Bestimmungen bis zum Deck über der Maschine zu ermitteln. Der eine dieser drei Querschnitte muß durch die Mitte der obigen Länge und die beiden anderen müssen durch deren Endpunkte gehen. Zu der Summe der Inhalte der beiden Endquerschnitte wird das Vierfache des mittleren Querschnitts addiert, die Gesamtsumme mit dem Drittel des Abstandes zwischen den Querschnitten multipliziert und das Produkt durch 100 dividiert, wenn in englischen Fuß, oder durch 2,83, wenn in Meter gemessen worden ist. Dieser Wert stellt den Inhalt des gemessenen Raumes in tons dar. Sollten die Maschinen, Kessel und Bunker in getrennten Abteilungen liegen, so wäre jede einzelne Abteilung für sich in der obigen Weise zu berechnen und die Summe aus den einzelnen Berechnungen zu bilden. Es dürfen nur diejenigen Bunker für Brennstoff abgezogen werden, welche durchaus dauernd sind, von welchen die Kohlen unmittelbar in den Maschinen- oder Heizraum gebracht werden können und welche nur von Deck aus durch gewöhnliche Kohlen-schütten und vom Maschinen- oder Heizraum aus durch Türöffnungen zugänglich sind. Querbunker, die auf irgendeine Weise vergrößert werden können, sind nicht abzugsfähig. Befindet sich in einem Teile der Maschinen- und Kesselräume ein Tank für Frischwasser, so ist sein Raum von dem der Maschinen- und Kesselräume abzuziehen.

Der Inhalt des Wellentunnels wird durch Multiplikation seiner mittleren Länge, Breite und Höhe bestimmt. Dividiert man dieses Produkt durch 100 oder 2,83, je nachdem die Maße in englischen Fuß oder Meter genommen sind, so erhält man den Inhalt dieses Raumes in tons. Wenn die Schraubenwellen durch offene Räume gehen, also nicht in Tunneln liegen, so dürfen dafür entsprechend große Räume berücksichtigt werden.

[Forts. S. 596.]







6. Segelraum nach Artikel X, Sektion 6 (Abmessungen und Inhalt) . . . . .		
7. Bootsmannsvorräume (Abmessungen und Inhalt) . . . . .		
8. Wasserballasträume, außer Doppelbodenabteilungen nach Artikel X, Sektion 10 . . . . .		
9. Doppelbodenabteilungen für Speisewasser nach Artikel XII, Sektion 5 . . . . .		
Gesamtabzug ohne Abzug für die Treibkraft . . . . .		
<b>Panamakanal-Nettoraumgehalt (ohne Abzug für die Treibkraft) . . . . .</b>		
<b>Abzüge für die Räume der Treibkraft bei Schiffen, welche durch Maschinen fortbewegt werden:</b>		
Entweder (1) bei Schiffen mit festen Bunkern oder mit Heizöltanks oder Doppelbodenabteilungen, die nicht zum Stauen von Ladung oder Vorräten dienen können:		Tons von 100 Kubik- fuß
(a) Maschinenraum nach Vermessung (gemäß Artikel XIV) . . . . .	{ Raumegehalt unter Deck . . . . .	
	{ Raumegehalt zwischen Decks . . . . .	
(b) feste Kohlenbunker oder Heizöltanks und Doppelbodenabteilungen für Heizöl . . . . .		
Gesamtabzug für die Räume der Treibkraft . . . . .		
<b>Panamakanal-Nettoraumgehalt unter Abzug für Räume der Treibkraft nach wirklicher Vermessung (Artikel XII und XIV) (außer bei Schleppern auf 50 vH des Bruttoreaums begrenzt) . . . . .</b>		
oder (2) Donaregel nach Artikel XII und XIII:		
(a) Maschinenraum nach Vermessung (gemäß Artikel XIII) . . . . .	{ Raumegehalt unter Deck . . . . .	Tons von 100 Kubik- fuß
	{ Raumegehalt zwischen Decks . . . . .	
(b) bei Schraubenschiffen + 75 vH des vermessenen Maschinenraumes . . . . .		
(c) bei Radschiffen + 50 vH des vermessenen Maschinenraumes . . . . .		
Gesamtabzug für Räume der Treibkraft (außer bei Schleppern auf 50 vH des Bruttoreaums begrenzt) . . . . .		
<b>Panamakanal-Nettoraumgehalt unter Abzug für Räume der Treibkraft nach der Donaregel (Artikel XII und XIII) . . . . .</b>		

1) Kein Raum, außer den nach Artikel XIII der Panama-Vermessungsvorschriften abzugsfähigen Räume für Brennstoffe, darf abgezogen werden, wenn nicht der Zweck, für den er ausschließlich bestimmt wurde, amtlich bezeichnet ist.

2) Hinweise auf Artikel und Sektionen beziehen sich auf die „Vorschriften über die Vermessung von Schiffen für den Panamakanal“.

**In den Bruttoraumgehalt nicht eingemessene Räume.**  
Die Angaben haben sich auf alle von der Vermessung ausgeschlossenen Räume zu erstrecken.

- 1. Ausschlüsse nach Artikel IV, Sektion 1, a) (Name oder sonstige Bezeichnung) .....
- 2. Ausschlüsse nach Artikel IV, Sektion 1, b) (Bezeichnung, Abmessungen und Inhalt der ausgeschlossenen Teile):  
 Poop .....
- Back .....
- Brücke .....
- 3. Ausschlüsse nach Artikel IV, Sektion 1, c) (Bezeichnung, Abmessungen und Inhalt der ausgeschlossenen Teile):  
 Poop .....
- Back .....
- Brücke .....
- 4. Ausschlüsse nach Artikel IV, Sektion 2 (Bezeichnung des Decks, Abmessungen und Inhalt der ausgeschlossenen Teile):  
 .....
- 5. Ausschlüsse nach Artikel IV, Sektion 3 (Bezeichnung der ausgeschlossenen Räume):  
 Kesselschächte .....
- Licht- und Luftschächte .....
- 6. Ausschlüsse nach Artikel IV, Sektion 4 (Bezeichnung oder Anzahl der ausgeschlossenen Doppelbodenabteilungen):  
 .....
- 7. Ausschlüsse nach Artikel IV, Sektion 6 (Name oder sonstige Bezeichnung der ausgeschlossenen Räume):  
 .....
- 8. Ausschlüsse nach Artikel IV, Sektion 7 (Name oder sonstige Bezeichnung der ausgeschlossenen Räume):  
 .....
- 9. Näheres über Luken (Artikel IV, Sektion 5) ist nicht erforderlich, falls es vollständig auf der zweiten Seite dieses Meßbriefs angegeben ist:  
 .....
- 10. Weitere Einzelheiten über ausgeschlossene Räume:

Es wird bescheinigt, daß das vorgenannte ..... Schiff nach den Vorschriften über die Vermessung von Schiffen für den Panamakanal vermessen ist, und daß die in diesem Meßbrief enthaltenen Vermessungsangaben richtig sind.

....., den ..... 19.....  
(Unterschrift)

(Amtliche Stellung)

Panamakanal.

Ausweis für die Kanalfahrt für Kriegsschiffe.

Deutsches Reich.

Schiffsgattung: ..... .....	Name: ..... .....	Unterscheidungssignal: ..... .....	Nationalität: ..... ..... Heimatshafen: ..... .....
-----------------------------------	-------------------------	--	--

Identitätsmaße.

- Länge zwischen den Loten . . . . . m
- Länge von der Vorkante bis zum hintersten Punkt  
des Hecks einschl. Galerie . . . . . m
- Größte Breite in der Konstruktionswasserlinie . . . . . m
- Größte Breite mit Ausbauten . . . . . m
- Konstruktionsstiefgang { vorn . . . . . m  
hinten . . . . . m
- Tiefgang bei voller Ausrüstung { vorn . . . . . m  
hinten . . . . . m
- Konstruktionsdeplacement . . . . . t
- Fläche der Konstruktionswasserlinie . . . . . m<sup>2</sup>
- Deplacement für 1 cm Tiefertauchung . . . . . t

Die Richtigkeit des Ausweises bescheinigt:

Wilhelmshaven, den ..... 19.....

Marine-Werft.

In gleicher Weise ist der in tons anzugebende Inhalt der folgenden Räume unter dem Deck oder der Bedachung des ersten (untersten) Geschosses etwaiger von Bord zu Bord gehender Aufbauten auf dem Oberdeck (Artikel IV, Sektion 3) zu ermitteln: *a* die Kesselschächte; *b* die Maschinen-, Licht- und Luftschächte; *c* etwaige Räume, die zur wirksamen Tätigkeit der Maschinen erforderlich sind; *d* die Räume für Hilfsmaschine und Kessel, wenn sie mit den Hauptmaschinen zur Fortbewegung des Schiffes verbunden und im Bereiche des Maschinenraums oder in den Schächten über dem Maschinenraum angeordnet sind, und *e* die Heizöltanks und Doppelbodenabteilungen zur Aufnahme von Heizöl.

Artikel XV. Niemals soll ein Raum vom Bruttoreaumgehalt abgezogen werden, wenn er nicht in denselben eingemessen war.

Es soll mit Ausnahme von Brennstoffräumen, die nach Artikel XIII abgezogen wurden, die volle oder teilweise Verwendung eines abgezogenen Raumes zur Stauung irgendwelcher Ladungen oder Vorräte, die nicht Bootsmannsvorräte sind, oder zur Bequemlichkeit von Reisenden als Beweis dafür gelten, daß der ganze Raum, gleichgültig ob er ganz oder teilweise benutzt worden ist, zur wirklich nutzbar zu machenden Ladefähigkeit des Schiffes gehört. Es soll dann der ganze Raum dauernd dem Nettoreaumgehalte, nach welchem die Panamakanalgebühren zu erheben sind, hinzugefügt werden.

Artikel XVI. Nur solche Beamte, die in den verschiedenen fremden Ländern und in den Vereinigten Staaten zwecks nationaler Registrierung zur Schiffsvermessung und Meßbriefaufstellung ermächtigt sind, sollen das Recht haben, auch für die Panamakanalfahrt Schiffe zu vermessen und Meßbriefe auszustellen, ebenso wie solche Beamte, die vom Präsidenten der Vereinigten Staaten oder seinen Vertretern dazu befugt worden sind.

Artikel XVII. Am Panamakanal vorgelegte Meßbriefe sollen, wenn das notwendig ist, von den Beamten, die vom Präsidenten der Vereinigten Staaten oder dessen Stellvertretern zur Ausübung von Vermessungen nach diesen Vorschriften befugt sind, berichtigt und mit den Vorschriften in Übereinstimmung gebracht werden.

Artikel XVIII. Die Panamakanal-Meßbriefe, die von den Vermessungsbehörden der Vereinigten Staaten und den verschiedenen fremden Ländern ausgegeben werden, müssen nach Inhalt und Form mit dem den Vorschriften beigegebenen Muster übereinstimmen. Formulare in englischer Sprache können von den Vermessungsbehörden der fremden Staaten vom Secretary of War oder vom Governor of the Panama Canal bezogen werden. Die Vermessungsbehörden jedes Staates dürfen sich auch selbst Panamakanal-Meßbriefe anfertigen, die entweder in der englischen oder der Sprache des fremden Landes gedruckt sind, doch müssen sie nach Inhalt und Form durchaus mit dem den Vorschriften angefügten Muster übereinstimmen.

Artikel XIX. Die Abgaben für Kriegsschiffe, wozu aber Transportschiffe, Kohlenschiffe, Vorratsschiffe und Hospitalschiffe des Heeres und der Marine nicht gehören, richten sich nach ihrem in tons ausgedrückten wirklichen Displacement, welches das Schiff zur Zeit besitzt, wenn seine Fahrt durch den Kanal beantragt wird. Das Displacement der Kriegsschiffe soll dasjenige sein, welches sie hatten, bevor sie nach Ankunft am Kanal zwecks Durchfahrt angekaufte Kohlen, Heizöl, Vorräte oder sonstige Ausrüstungsgegenstände an Bord nahmen.

Artikel XX. Unter „Kriegsschiffe“ im Sinne der Artikel XIX bis XXIV sind alle Kriegsschiffe verstanden, mit Ausnahme von Transportschiffen, Kohlenschiffen, Hospitalschiffen und Vorratsschiffen des Heeres und der Marine, wie sie im Artikel I näher erklärt sind. Kriegsschiffe sind Schiffe, die den Regierungen angehören und von ihnen zu militärischen oder maritimen Zwecken benutzt werden.

Artikel XXI. Jedes Kriegsschiff, wozu Transportschiffe, Kohlenschiffe, Vorratsschiffe und Hospitalschiffe des Heeres und der Marine (Artikel I) jedoch nicht gehören, soll, nachdem die Fahrt durch den Panamakanal beantragt worden ist, behufs leichter Ermittlung seines mittleren Tiefganges auf einer Station ankern oder auf einem Platze festgelegt werden, die vom Governor of the Panama Canal oder seinen Vertretern bestimmt werden.

Artikel XXII. Der Kommandant jedes Kriegsschiffes, wozu jedoch Transportschiffe, Kohlenschiffe, Vorratsschiffe und Hospitalschiffe des Heeres und der Marine (Artikel I) nicht gehören, soll, wenn er die Durchfahrt durch den Kanal beantragt, zur Prüfung durch den Governor of the Panama Canal oder seine Vertreter einen amtlichen Ausweis vorzeigen, der die Displacementskurve mit den Kurven für den Displacementzuschlag bei Trimmänderung und eine Skala enthält, von der bei jedem mittleren Tiefgang das zugehörige Displacement abgelesen werden kann. Solche Ausweise müssen von den hierfür zuständigen Behörden der Regierung, welcher das Schiff gehört, ausgestellt und als richtig bescheinigt sein.

Artikel XXIII. Das wirkliche Displacement der Kriegsschiffe soll nach ihrer amtlichen Displacementsskala und den Kurven ermittelt und in tons von 2240 Pfund ausgedrückt werden. Sollten die Displacementsskala und die Kurven eines Kriegsschiffes das Schiffsdisplacement in metrischen Tonnen von 2204,62 Pfund angeben, so müßten diese Werte durch Multiplikation mit 0,9842 in tons von 2240 Pfund umgerechnet werden.

Artikel XXIV. Sollte ein Kriegsschiff, wozu Transportschiffe, Kohlenschiffe, Vorratsschiffe und Hospitalschiffe des Heeres und der Marine (Artikel I) nicht rechnen, den Antrag auf die Fahrt durch den Panamakanal stellen, aber aus Gründen, welche dem Governor of the Panama Canal genügen, keine gehörig beglaubigten Ausweise, wie sie im Artikel XXII bezeichnet sind, an Bord haben, so sollen der Governor of the Panama Canal oder seine Vertreter das Displacement ermitteln. Dabei sind zuverlässige, hierfür verwendbare Angaben zu benutzen oder Abmessungen des Schiffes zu nehmen und Annäherungsmethoden anzuwenden, die als erforderlich und praktisch angesehen werden können. Das so erhaltene Displacement in tons gilt als das Displacement des Schiffes.

Anmerkung: Als „Ausweis für die Kanalfahrt“ erhalten die deutschen Kriegsschiffe einen Ausweis nach dem Muster S. 595.

## D. Eichung der Binnenschiffe.

Die Ermittlung der Tragfähigkeit von Binnenschiffen, die sogenannte Eichung, erfolgt auf der Elbe und den östlichen Wasserstraßen bei nicht fest eingedeckten Fahrzeugen unter Zugrundelegung eines Freibordes von 25 cm. Fahrzeuge, bei denen die Tragfähigkeit bei 25 cm freier Bordhöhe 15 t oder weniger beträgt, erhalten bei der Eichung eine freie Bordhöhe von 15 cm. Bei Fahrzeugen mit fester Eindeckung (Kähne, Kastenschuten usw.) kann die Eichung auf Antrag des Eigners bis zum festen Deck erfolgen, vorausgesetzt, daß ein mindestens 25 cm hohes, festes Luksüll vorhanden ist und auch bei den sonstigen Zugängen zum Schiffsinnern 25 cm Freibord verbleiben. Bei Dampfern ist die Freibordhöhe vom tiefsten Punkt der am tiefsten liegenden Fensteröffnung abzusetzen.

Die Eichung erfolgt, indem der Eichraum, d. h. der wasserverdrängende Schiffsteil zwischen dem Leertiefgang (Leerebene) und der Tiefladelinie (obere Eichebene) ermittelt wird. Der räumliche Inhalt des Eichraumes in Kubikmetern ist gleich der Tragfähigkeit des Schiffes in Tonnen. Die Größe des Eichraumes ermittelt man in folgender Weise: Die Länge der Leerebene wird in eine gerade Anzahl gleicher Teile geteilt, deren Länge bei einer Leerebene unter 20 m 3,00 m und bei 20 m und darüber 5,00 m nicht überschreitet, jedoch soll die gerade Anzahl der Teile nicht größer sein als hiernach erforderlich. In den Teilpunkten werden Breiten über Außenhaut gemessen und sodann der Flächeninhalt der Leerebene nach Simpson berechnet. In gleicher Weise wird mittels derselben Teilung der innerhalb der Endpunkte der Leerebene liegende Teil der oberen Eichebene und einer auf halber Höhe des Eichraumes aufgemessenen Ebene berechnet. Die etwa über die Endpunkte der Leerebene hinausragenden Teile der beiden oberen Ebenen können bei nicht allzu völligen Formen als Dreiecke bzw. Trapeze rechnerisch ermittelt und zugeschlagen werden. Aus dem Flächeninhalt dieser drei Ebenen und der Höhe des Eichraumes läßt sich dann leicht mittels der „Simonschen Regel“ der Rauminhalt des ganzen Eichraumes und somit die Tragfähigkeit berechnen.

Die Eichung erfolgt bei Elbfahrzeugen und Schiffen der östlichen Wasserstraßen durch die Eichbehörden.

Auf dem Rhein und den angrenzenden Gewässern erfolgt die Eichung durch die Schiffsuntersuchungskommissionen, und zwar werden die oberen Eichebenen bei Schiffen ohne festem Deck und festem Tennebaum (süllartiger Aufbau bei Verdeckschiffen) 30 cm unterhalb des Decks gelegt, bei Schiffen mit festem Tennebaum bzw. festem Deck an dessen Unterkante.

Bei der Eichung ist darauf zu achten, daß die Schiffe sich in voll ausgerüstetem Zustand befinden, wozu bei Dampfern die Füllung der Kessel mit Wasser, jedoch keine Bunkerkohlen gehören. Es ist unbedingt darauf zu achten, daß sich bei der Eichung kein Wasser im Schiff befindet; bei Hafenschuten und ähnlichen Fahrzeugen, die beim Vermieten nach der durch den Eichschein festgestellten Tragfähigkeit bezahlt werden, ist dieses von besonderer Wichtigkeit.

## E. Personenzahlvermessung für Binnen- und Küstenschiffe.

Die Bestimmung der auf Personenschiffen im Fluß- und Küstenverkehr zulässigen Personenzahl ist in Deutschland landespolizeilich geregelt und daher noch völlig uneinheitlich. Die wichtigsten in Frage kommenden Vorschriften sind die folgenden:

1. Verordnung betr. Sicherung der Beförderung von Passagieren mit Dampfschiffen auf der Elbe (Hamburg 1913, Lütcke & Wulff), erlassen von Hamburg in Übereinstimmung mit Preußen in Ausführung des Artikels 1 B der Übereinkunft der Elbuferstaaten; diese Verordnung ist gültig für die Elbe unterhalb des Gültigkeitsbereiches der Polizeiverordnung für die Schifffahrt und Flößerei auf der Elbe (Ergänzungen vom 20. April 1904 und 29. Mai 1922).

2. Anweisung betr. Feststellung der größten zulässigen Anzahl von Fahrgästen auf Personendampfschiffen, gültig für den Rhein und angrenzende Stromgebiete (veröffentlicht im Taschenkalender für die Rheinschifffahrt, Verlag J. Diemer, Mainz 1927).

3. Verordnung betr. polizeiliche Vorschriften für die Schifffahrt und Flößerei auf der Weser von der Kaiserbrücke in Bremen bis zum Rotesandleuchtturm sowie auf der Geeste und Lesum (Gesetzblatt der Freien Hansestadt Bremen 1911, Nr. 41), gemeinsam erlassen von Preußen, Oldenburg und Bremen.

4. Verordnung betr. gewerbsmäßige Personenbeförderung auf See durch Dampfschiffe, gültig für die Unterwarnow, erlassen von der Stadt Rostock (Rostock 1912, Adlers Erben).

Außerdem haben die preußischen Regierungspräsidenten teilweise besondere polizeiliche Bestimmungen über die Feststellung der zulässigen Personenzahl auf Fahrgastschiffen erlassen. Grundlage der Personenzahl ist in allen Vorschriften die Fläche der gedeckten und ungedeckten Räume, auf denen Fahrgäste untergebracht werden können. Die pro Quadratmeter Flächeninhalt zulässige Personenzahl schwankt aber in den verschiedenen Bezirken außerordentlich, so daß sich bei Überführung eines Schiffes aus einem Bezirk in den anderen unter Umständen beträchtliche Änderungen ergeben. In den meisten Vorschriften wird verlangt, daß die sich nach dem Flächeninhalt ergebende Personenzahl nur zulässig ist, wenn das Schiff mit dieser Personenzahl „ausreichend“ stabil ist, ohne daß der Begriff ausreichender Stabilität irgendwo gekennzeichnet ist.

## F. Vermessungsbestimmungen für Segeljachten<sup>1)</sup>.

Die zur Zeit gültigen Vermessungsbestimmungen des Deutschen Seglerverbandes<sup>2)</sup> gelten vom 1. Januar 1928 bis zum 31. Dezember 1935. Daneben sind die älteren Vermessungsbestimmungen (Ausgabe 1926) noch insoweit gültig, als Fahrzeuge, die nach diesen Vorschriften gebaut sind, noch bis zum 31. Dezember 1929 startberechtigt sind.

### Vermessungsbestimmungen von 1926.

Nach diesen Bestimmungen werden die Jachten in folgende Gruppen eingeteilt:

- I. Rennklassen,
- II. Kreuzerklassen,
- III. Altersklassen,
- IV. Ausgleichsklassen.

Die Ausrüstung aller seegehenden Jachten von über 50 m<sup>3</sup> Bruttogehalt (bestimmt nach der Schiffsvermessungsordnung) muß den reichsgesetzlichen Bestimmungen und den Bestimmungen der Seberufsgenossenschaft entsprechen. Bezüglich der Ausrüstung unterliegen im übrigen alle Jachten den besonderen Vorschriften ihrer Klassen.

#### I. Rennklassen.

- |  |   |
|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>A. Sonderklasse,</li> <li>B. 40-m<sup>2</sup>-Rennklasse,</li> <li>C. 40-m<sup>2</sup>-Rennklasse (Schärenklasse),</li> <li>D. 30-m<sup>2</sup>-Schärenklasse,</li> <li>E. 22-m<sup>2</sup>-Schärenklasse,</li> <li>F. 35-m<sup>2</sup>-Rennklasse,</li> <li>G. 30-m<sup>2</sup>-Binnenklasse,</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>H. 30-m<sup>2</sup>-Küstenklasse,</li> <li>I. 22-m<sup>2</sup>-Rennklasse,</li> <li>K. 20-m<sup>2</sup>-Renn-Schwertklasse,</li> <li>L. 20-m<sup>2</sup>-Renn-Kielklasse,</li> <li>M. 15-m<sup>2</sup>-Rennklasse,</li> <li>N. 10-m<sup>2</sup>-Rennklasse.</li> <li>O. 5-m<sup>2</sup>-Rennklasse.</li> </ul> |
|--|---|

#### II. Kreuzerklassen.

- |   |  |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>a) 250-m<sup>2</sup>-Kreuzerklasse,</li> <li>b) 175-m<sup>2</sup>- „</li> <li>c) 125-m<sup>2</sup>- „</li> <li>d) 75-m<sup>2</sup>- „</li> <li>e) 60-m<sup>2</sup>- „</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>f) 45-m<sup>2</sup>-Kreuzerklasse,</li> <li>g) 35-m<sup>2</sup>- „</li> <li>h) 30-m<sup>2</sup>- „</li> <li>i) 25-m<sup>2</sup>- „</li> <li>k) 15-m<sup>2</sup>- „</li> </ul> |
|---|--|

Zu den Altersklassen rechnen die früheren R-Klassen. In der Bildung von Ausgleichsklassen haben die Wettfahrten ausschreibenden Vereine völlig freie Hand, wobei sie die auf ihrem Revier beheimateten Jachten besonders zu berücksichtigen haben.

### Vermessungsbestimmungen von 1928.

Diese Bestimmungen unterscheiden die folgenden Gruppen:

- I. Rennklassen,
- II. Kreuzerklassen,
- III. Fahrtenklassen,
- IV. Ausgleichsklassen.

Für alle Fahrzeuge sind gemeinsame generelle Vorschriften über Bauart des Rumpfes, der Masten und Spieren, über Besegelung, Ausrüstung und Luftkästen verbindlich. Die Renn-, Kreuzer- und Fahrtenklassen werden wie folgt unterteilt:

#### I. Rennklassen.

- |  |  |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>A. Freie Rennklassen.</li> <li>a) 35-m<sup>2</sup>-Rennklasse,</li> <li>b) 20-m<sup>2</sup>- „</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>c) 15-m<sup>2</sup>-Rennklasse,</li> <li>d) 10-m<sup>2</sup>- „</li> </ul>                          |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>B. Beschränkte Rennklassen.</li> <li>e) 30-m<sup>2</sup>-Binnenklasse,</li> <li>f) 30-m<sup>2</sup>-Küstenklasse,</li> <li>g) 22-m<sup>2</sup>-Rennklasse,</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>h) 20-m<sup>2</sup>-Renn-Kielklasse,</li> <li>i) 3,66-m-(12 Fuß englisch) Einheitsklasse</li> </ul> |

<sup>1)</sup> Über die geschichtliche Entwicklung der Meßformeln für Segeljachten und über das bisherige internationale Meßverfahren siehe die 3. Aufl. dieses Buches; ferner „Seglers Handbuch“, 2. Aufl., Berlin 1897; Jahrb. des Deutschen Seglerverbandes; Haentjens und Techow: Jachtsegeln; Schulze: Der Segelsport in Deutschland u. a. — Die Bestimmungen für die früheren A- und R-Klassen sind in der 4. Aufl. dieses Buches wiedergegeben.

<sup>2)</sup> Deutscher Seglerverband: Vermessungsbestimmungen. Ausweishefte, Klassenschein-Bestimmungen, Vermessungskosten, Anweisung für die Jachtvermesser. Berlin, Ausgabe 1926 und Ausgabe 1928.

II. Kreuzer klassen.

- |   |  |
|---|--|
| A. Schären-Kreuzer klassen.                   |  |
| a) 75-m <sup>2</sup> -Schären-Kreuzerklasse,  | d) 30-m <sup>2</sup> -Schären-Kreuzerklasse, |
| b) 55-m <sup>2</sup> - „ „                    | e) 22-m <sup>2</sup> - „ „                   |
| c) 40-m <sup>2</sup> - „ „                    |  |
| B. Nationale Kreuzer klassen.                 |  |
| f) 75-m <sup>2</sup> Nationale Kreuzerklasse, |  |
| g) 45-m <sup>2</sup> „ „                      |  |
| h) 35-m <sup>2</sup> „ „                      |  |

III. Fahrten klassen.

- |  |  |
|--|--|
| A. Seefahrten klassen.                     |  |
| a) 250-m <sup>2</sup> -Seefahrtenklasse,   | e) 60-m <sup>2</sup> -Seefahrtenklasse,    |
| b) 150-m <sup>2</sup> - „ „                | f) 50-m <sup>2</sup> - „ „                 |
| c) 100-m <sup>2</sup> - „ „                | g) 40-m <sup>2</sup> - „ „                 |
| d) 80-m <sup>2</sup> - „ „                 | h) 30-m <sup>2</sup> - „ „                 |
| B. Binnenfahrten klassen.                  |  |
| i) 35-m <sup>2</sup> -Binnenfahrtenklasse, | l) 25-m <sup>2</sup> -Binnenfahrtenklasse, |
| k) 30-m <sup>2</sup> - „ „                 | m) 15-m <sup>2</sup> - „ „                 |

In der Bildung von Ausgleichsklassen haben die die Wettfahrten ausschreibenden Vereine völlig freie Hand; sie können ganz beliebige Klassen ausschreiben, wobei sie die auf ihrem Revier beheimateten Jachten besonders zu berücksichtigen haben.

Für die Renn- und Kreuzer klassen sind in den Vermessungsbestimmungen des Deutschen Seglerverbandes genaue Bestimmungen über Bauvorschriften, Bauweise, Bauausführung, Besegelung, Verdrängung und Ausrüstung niedergelegt, die zur Erlangung der Klasse innegehalten werden müssen.

Die neuen Vermessungsbestimmungen enthalten entsprechende Bestimmungen auch für die Fahrtenklassen. Die Überwachung der Innehaltung der Bauvorschriften erfolgt in weitem Umfange durch den Germanischen Lloyd,

Die Vermessung erfolgt durch die Vermesser des Deutschen Seglerverbandes. Vermessene Jachten erhalten einen Klassenschein, der eine dreijährige Gültigkeit hat. Die Vermessung erfolgt nach der in den Bestimmungen enthaltenen „Anweisung für die Jachtvermesser“.

G. Vermessungsbestimmungen für Motorboote.

Die zur Zeit gültigen Vermessungsbestimmungen sind teils nationaler, teils internationaler Art; sie sind im Handbuch des Deutschen Motorjachtverbandes, Berlin 1927, enthalten.

- Die nationalen Motorbootklassen umfassen:  
 Unbeschränkte Motor-Rennbootklasse,  
 Motor-Rennbootklasse (Altersklasse),  
 Offene Motorbootklasse (Spreeklasse),  
 Binnen-Motorkreuzerklasse (Oderklasse),  
 Haff- und Küsten-Motorkreuzerklasse (Haffklasse),  
 Seekreuzer.

Für diese Klassen sind mehr oder minder eng gefaßte Baubestimmungen und Vermessungsvorschriften gegeben, die teilweise dem Konstrukteur weiten Spielraum lassen. Die Wettfahrten finden teilweise unter Handicapbedingungen statt, die für jedes Boot durch vorhergehende Meßfahrten auf einer abgesteckten Strecke ermittelt werden.

Die internationalen Klassen sind von der Union Internationale du Yachting Automobile (U.I.Y.A) in Brüssel festgesetzt. Es werden bei den internationalen Wettfahrten unterschieden:  
 Kreuzerklasse,  
 Beschränkte Kajütkreuzerklasse,  
 Rennboote.

Die Vermessung erfolgt nach den Bestimmungen der U.I.Y.A. durch deren Vermesser. Von schiffbaulichem Interesse auch für Boote, die nicht als Rennboote gebaut werden, ist die Ermittlung des „Rennwertes“ der Kreuzer.

Der Rennwert, welcher die theoretische Geschwindigkeit der Motorjacht in Knoten (Seemeilen/Stunde) angibt, wird errechnet nach der Formel:

$$R = 2,6 \cdot \frac{P^{0,3} \cdot L^{0,28}}{D^{0,24}}$$

Darin bedeutet:

P = Motorleistung nach einer unten angegebenen Formel.

L = Länge der Jacht, gemessen in einer Höhe von 10 cm über der Schwimmwasserlinie.

Falls in der Mittellängenebene des Bootes oder außerhalb derselben die die Vermessungslänge begrenzenden Senkrechten zur Schwimmwasserlinie 10 cm über oder unter diesem Teile des Bootes antreffen, so ist die Länge von diesen Bootteilen an zu messen.

D = Wasserverdrängung in Kubikmetern. Das Boot wird zur Ermittlung der Wasserverdrängung gewogen.

Motorleistung: Die Leistung des Explosions- oder Verbrennungsmotors ist zu berechnen nach der Formel:

$$P = \frac{N \cdot D^2 \cdot S \cdot R}{K}$$

Darin bedeutet:

$N$  = Zahl der Explosionsräume,

$D$  = Zylinderdurchmesser in Zentimetern,

$S$  = Kolbenhub in Zentimetern,

$R$  = mittlere Drehzahl pro Minute, kontrolliert während der Zeit der Bewegung des Motors in der Wettfahrt,

$K$  = eine Konstante.

180 000 für Zweitakt-Dieselmotor,

240 000 für Zweitakt-Halbdiesel- oder Glühkopfmotor,

200 000 für alle Viertaktmotoren.

## II. Freibord und Tiefladelinie.

### A. Allgemeines.

Die Höhe eines Schiffes über Wasser, d. h. der Betrag, um welchen der dichte Teil des Schiffes über die Schwimmlinie hervorragt, wird Freibord (selten Auswässerung) genannt (s. a. S. 34). Der Freibord ist eines der wichtigsten Kennzeichen für die Seefähigkeit der Schiffe. Er gibt dem Schiff die Fähigkeit, dem Andrang der Wogen wirksam zu widerstehen (Trockenheit der freien Decks); er beeinflusst das Aufrichtevermögen bei starken Neigungen um die Längs- und Querachse (s. Stabilität); bei Beschädigung der Außenhaut sichert er dem einsinkenden Schiff die erforderliche Auftriebsreserve (s. Wasserdichte Abteilungen).

Wie groß die Sicherheit des Schiffes im Seegang, die Seefähigkeit, und auf Grund dieser der Freibord sein muß, hängt von der Art des Schiffes und seinem Verwendungszweck — ob Dampf- oder Segelschiff, Kriegs- oder Handelsschiff, Fluß- oder Seeschiff — ab. Im allgemeinen wird der Freibord beim Dampfschiff kleiner sein können als beim Segelschiff; er wird beim Kriegsschiff durch die Aufstellung der Geschütze, beim Handelsschiff durch die Anordnung der Decks mit bedingt sein; bei Schiffen, die nur auf Binnengewässern oder nahe an den Küsten fahren, wird er niedriger sein dürfen, als bei solchen, die für die hohe See bestimmt sind. Bei der Bemessung des Freibords stehen sich in gewissem Grade die Wünsche des Reeders und diejenigen des Schiffers und des Versicherers gegenüber, indem ersterer danach trachtet, durch Mitführung der größten Ladungsmenge möglichst viel Nutzen aus seinem Schiff zu ziehen, während letztere darauf bedacht sind, Besatzung und Ladung durch Vermeidung einer Überladung des Schiffes möglichst sicher über See zu bringen. Hierzu ist noch Bedingung, daß bei genügendem Freibord auch die Festigkeit des Schiffes eine gute ist; die Festigkeit wird deshalb in den Vorschriften über den Freibord bei der Bemessung desselben mit herangezogen.

Für Seeschiffe, die hauptsächlich der Personenbeförderung dienen, geben die Vorschriften über wasserdichte Schotte bei gegebenen Schottabständen und bestimmter Seitenhöhe den Höchsttiefgang und damit den Freibord an, der sich in diesem Fall auf dem Sicherheitsgrad gegen Wegsinken bei Beschädigungen aufbaut<sup>1)</sup>. In keinem Falle darf jedoch der auf Grund der Schottstellung ermittelte Freibord kleiner sein, als der für die Sicherung der Seefähigkeit durch die Freibordvorschriften gegebene.

Über die geschichtliche Entwicklung der Vorschriften über den Freibord und die Tiefladelinie von Handelsschiffen vgl. die 2., 3. und 4. Aufl. dieses Buches; Plimsoll: Our Seamen. London 1872; Wislicenus: Mehr Schutz für unsere Seeleute. Hamburg: L. Friedrichsen; Jahrb. d. Schiffbau. Ges. 1900; Rosenstiel: Die Entwicklung der Tiefladelinien usw.

Die Tiefladelinie und damit auch der Freibord werden in der Mitte der Schiffslänge an beiden Bordseiten durch eine Marke, die **Freibordmarke** bezeichnet.

<sup>1)</sup> Der Freibord im Sinne der Schottvorschriften ist der senkrechte Abstand von der Tiefladelinie bis zur Tauchgrenze (s. d. S. 638), gemessen in der Mitte der Schiffslänge.

Nach einer Verordnung vom 12. Januar 1899 muß jedes englische seegehende Schiff mit einer Freibordmarke versehen sein, von nachstehender Form:

## 1. Dampfschiffe.



Abb. 527.

Hierin bedeutet:

FW	die Tiefadelinie für Süß- (Frisch-) Wasser,
IS	„ „ „ den Sommer in indischen Gewässern <sup>1)</sup> ,
S	„ „ „ Sommer <sup>2)</sup> ,
W	„ „ „ Winter <sup>3)</sup> ,
WNA	„ „ „ Winter im nordatlantischen Ozean.

Dampfer über 100 m (330 engl. Fuß) Länge führen den Strich WNA nicht.

## 2. Segelschiffe.



Abb. 528.

Hierin bedeutet:

FW	die Tiefadelinie für Süßwasser,
WNA	„ „ „ den nordatlantischen Ozean.

## 3. Segelschiffe für die Küstenfahrt.



Abb. 529,

FW die Tiefadelinie für Süßwasser.

Der Kreis der Freibordmarke soll 30 cm (12 Zoll engl.) Durchmesser, der wagerechte, durch den Kreismittelpunkt gehende Querstrich 45 cm (18 Zoll) Länge, die wagerechten Striche der anderen Marke 22,5 cm (9 Zoll) Länge haben und alle Striche sollen 2,5 cm (1 Zoll) dick sein. Die Entfernung des senkrechten Striches der anderen Marke vom Kreismittelpunkt soll 53 cm (21 Zoll) betragen. Der Querstrich durch den Kreis soll mit seiner Oberkante immer die Lage der Tiefadelinie für den Sommer in Salzwasser anzeigen. Die Zahl der Querstriche der anderen Marke für Dampfer richtet sich nach dem Verwendungsbereich des Schiffes. An eisernen Schiffen soll die Marke eingekörnt sein.

Die Lage der einzelnen Tiefadelinien wird in dem vom Board of Trade ausgestellten Geleitbrief (Zertifikat) angegeben; Schiffe, welche nach diesen Angaben als überladen anzusehen sind, können von den Aufsichtsbeamten des Board of Trade am Auslaufen verhindert werden.

<sup>1)</sup> Zwischen Suez und Singapore.

<sup>2)</sup> April bis September (einschl.) in europäischen Breiten und den entsprechenden Monaten in anderen Erdgegenden, außer Indien.

<sup>3)</sup> Oktober bis März (einschl.) wie vorher.

## B. Grundlagen für die Bestimmung des Freibords.

Der Freibord wird bestimmt nach der Reserveschwimmkraft und dem Raumgehalt des Schiffes.

Ein Schiff kann im allgemeinen als überladen gelten, wenn sein über Wasser gelegener Teil, welcher ja die überschüssige Trag- oder Schwimmkraft, den Restauftrieb (s. a. S. 1) darstellt, zu klein ist im Verhältnis zum eingetauchten Teil des Schiffes oder zum ganzen Schiff.

Nimmt man die Seiten des Schiffes über Wasser als senkrecht an und vernachlässigt man die Balkenbucht und den Sprung, so ist der Rauminhalt des über Wasser befindlichen Schiffsteiles, die Restverdrängung:

$$V_r = KWL \cdot Fb = L \cdot B \cdot \alpha \cdot Fb \quad (\text{Bezeichnungen nach S. 26 f.}).$$

Als Teil des vom ganzen Schiffe eingenommenen Raumes ergibt sich diese aber auch als

$$V_r = x \cdot L \cdot B \cdot H \cdot \delta_1,$$

wenn  $\delta_1$  der Völligkeitsgrad des Schiffes bis zum obersten festen Deck ist.

Der Freibord ist also:

$$Fb = x \cdot \frac{\delta_1}{\alpha} \cdot H,$$

somit abhängig von der Seitenhöhe und den Völligkeitsgraden des ganzen Schiffes und der Wasserlinie.

Da indessen von den Schiffen selten Zeichnungen und Verdrängungsskalen, denen man die nötigen Außenmaße entnehmen kann, zur Hand sind, fast immer dagegen der Meßbrief, so begnügt man sich mit den in diesem enthaltenen Innenmaßen, setzt also den inneren Raum über Wasser in Vergleich zu dem ganzen Laderaum, da diese beiden Räume bei den meisten Handelsschiffen ungefähr in dem gleichen Verhältnis zueinander stehen wie die entsprechenden Verdrängungen.

Dieses Verhältnis kann naturgemäß am kleinsten sein für Schiffe, welche sich nicht zu weit vom Lande entfernen, also für Küstenfahrten und europäische Reisen, muß größer für transatlantische und am größten für Reisen auf langer Fahrt sein. Ferner gebrauchen Schiffe mit geradem Oberdeck mehr Freibord als solche mit viel Sprung, und verhältnismäßig lange Schiffe ebenfalls einen höheren Freibord als kürzere, um im hohen Seegang nicht gefährdet zu sein. Eine Abbildung, welche den Einfluß des Seeganges auf die Lage und die Freibordhöhe von Schiffen verschiedener Länge sehr anschaulich erläutert, enthält die a. S. 600 angeführte Abhandlung von Rosenstiel. Sie zeigt auch, daß bei Schiffslängen von über 185 m — unter Annahme einer Welle von 122 m Länge und 7 m Höhe — der Freibord nicht weiter vergrößert zu werden braucht. Den höchsten Freibord sollen Personenschiffe besitzen.

Auf Grund dieser Betrachtungen sind folgende Freibordregeln entstanden:

### 1. Die Mitzlaffsche Regel<sup>1)</sup>.

### 2. Die Martellsche Regel<sup>2)</sup>.

### 3. Die Freibordtafeln des englischen Lloyd<sup>3)</sup>.

Die Freibordtafeln des englischen Lloyd sind durch diejenigen des Board of Trade ersetzt worden; sie waren berechnet für Schiffe von 10 bis 30 Fuß engl. Seitenhöhe, also rund 120 bis 360 Fuß Länge, und für Völligkeitsgrade (des Laderaumes) von 0,60 bis 0,80.

<sup>1)</sup> Vgl. Archiv für Seewesen 1872, Heft XI.

<sup>2)</sup> Vgl. Benj. Martell: Über Freibord. Deutsch von E. Padderatz. Hamburg 1875. Ferner: Derselbe: Load Lines, Paper read at the 20th session of Inst. of Nav. Arch. Engg. vom 21. April 1882, S. 411.

<sup>3)</sup> Vgl. Lloyds Register of British and Foreign Shipping: Tafeln zur Berechnung des Freibords von Dampf- und Segelschiffen. Vom 10. August 1882. Nach dem englischen Original, herausgegeben von Emil Padderatz. Hamburg 1883.

#### 4. Die Freibordtafeln des Board of Trade<sup>1)</sup>.

Der Berechnung der Tafeln liegt wie bei den vorausgenannten Regeln der Gedanke zugrunde, daß der Freibord bestimmt wird durch den Betrag, welchen der über Wasser liegende innere Schiffsraum zum ganzen Laderaum — gemessen bis zum obersten festen Deck — ausmacht, und daß dieser Betrag mit der Größe und mit der Völligkeit der Schiffe zunehmen muß. Als Grenzwerte für diesen Betrag an Reserveschwimmkraft ergaben sich dafür auf Grund von Erfahrungen und Vergleichen vieler vorhandener Schiffsarten die Hundertteile 15,4 und 35,8 für Schiffe von 55 bis 600 Fuß engl. (17 bis 183 m<sup>2</sup>) Länge, mit Völligkeitsgraden (des Laderaumes) von 0,64 bis 0,82. Die Schiffslänge, für welche die Tafeln berechnet sind, beträgt bei Dampfern das Zwölffache, bei Segelschiffen das Zehnfache der Seitenhöhe. Für Sprung und Decksbalkenbucht sind besondere Bestimmungen getroffen, ebenso über die unter gewissen Umständen notwendigen oder zulässigen Abweichungen von den Angaben der Tafeln<sup>2)</sup>.

Das zeitweise Nebeneinanderbestehen der beiden verschiedenen Arten der Freibordbestimmung nach Lloyds und Board of Trade hatte große Mißstände zur Folge, die erst durch die allgemeine Annahme der Tafeln des Board of Trade, welche eine Vereinigung beider darstellen, beseitigt sind.

#### 5. Die Freibordvorschriften der See-Berufsgenossenschaft.

Im Jahr 1903 hat die See-Berufsgenossenschaft die Einführung einer Tiefladelinie nach den Berechnungen des Germanischen Lloyd für alle seegehenden deutschen Schiffe angeordnet.

Die vom Germanischen Lloyd und der See-Berufsgenossenschaft im Jahre 1903 herausgegebenen Freibordtafeln sind inzwischen neu bearbeitet worden und in ihrer jetzigen, vom 1. Januar 1909 ab gültigen Fassung nachstehend im Auszug abgedruckt.

Nach mehrjährigen Verhandlungen mit Vertretern des englischen Handelsamtes und der drei Klassifikationsgesellschaften: Lloyds Register, British Corporation und Bureau Veritas, hat die deutsche See-Berufsgenossenschaft mit diesen eine Vereinbarung dahin getroffen, daß die deutschen und englischen Freibordmarken gegenseitig anerkannt werden.

Der Germanische Lloyd ist daher von dem englischen Handelsamt ermächtigt worden, für deutsche Schiffe, unter Zugrundelegung der englischen Gesetze und Verordnungen, Freibordzertifikate auszustellen, welche in Großbritannien anerkannt werden.

### C. Freibordvorschriften der See-Berufsgenossenschaft

über den Freibord für Dampfer und Segelschiffe in der langen und atlantischen Fahrt sowie in der großen Küstenfahrt. Ausgabe 1908 (im Auszug).

Diese Vorschriften gelten für alle Schiffe, deren Kiel am oder nach dem 1. Januar 1909 gelegt ist.

#### I. Vorbemerkung.

##### Erläuterungen zu der Benennung der verschiedenen Schiffsarten.

**1. Volldeckschiffe:** Stark gebaute Schiffe mit einem oder mehreren Decks, mit ununterbrochen durchlaufendem Hauptdeck. Über dem letzteren befindet sich kein weiteres durchlaufendes Deck; es können die verschiedensten Aufbauten, Hütte (Poop), Brückenhaus, Deckshäuser, Back usw. darüber angebracht sein.

**2. Spardeckschiffe:** Schiffe von derselben Art wie die vorstehenden, nur im allgemeinen leichter gebaut. Das oberste durchlaufende Deck heißt Spardeck. (Diese Bauart kommt für Neubauten nicht mehr in Betracht.)

**3. Turmdeck- (Turretdeck-) und Koffer- (Trunk-) Schiffe** sowie sog. **Selbsttrimmer:** Schiffe mit einem festen, durchlaufenden Aufbau, der mit dem Haupt- oder Hafendeck einen unmittelbaren Bestandteil der Außenhaut bildet, und dessen Breite bei Turmdeckschiffen

<sup>1)</sup> Board of Trade, Instructions to Surveyors. Load Line, London, by Darling & Son. Auf die älteren Tafeln, die von Sir Digby Murray stammten, von denen des Lloyd aber erheblich abwichen, ist hier nicht weiter eingegangen. Es sei deshalb auf die darüber in der ersten Auflage dieses Bucnes, S. 393, enthaltenen Bemerkungen und die dabei angegebene Quelle verwiesen: Approximate Tables of Freeboard as issued by the Board of Trade etc. S. 15 bis 21. London: Pewtreß & Co. 1883.

<sup>2)</sup> Vgl. darüber: Schiffbau X, S. 741, u. XI, S. 9.

$\frac{6}{10}$  der größten Schiffsbreite nicht übersteigt. In der Regel haben diese Schiffe noch eine Hütte und eine Back. Siehe Abb. 47 u. 48, S. 30).

**4. Sturmdeckschiffe** (Awningdeck): Schiffe, welche sonst wie Volldeckschiffe gebaut sind, aber über dem Hauptdeck einen geschlossenen, durchlaufenden Aufbau haben, der mit dem unteren Schiffskörper ein Ganzes bildet. Sind in den Seitenwänden kleinere Öffnungen vorhanden, so müssen diese wasserdicht geschlossen werden können. Alle Öffnungen auf dem Sturmdeck erhalten regelrechte Luksülle. Auf dem Sturmdeck befinden sich in der Regel nur kleinere Aufbauten. (Diese Bauart entspricht den Schiffen mit **Freibord** des Germ. Lloyd bei Neubauten.) Siehe Abb. 34, S. 28.

**5. Schutzdeckschiffe** (Shelterdeck): Schiffe, ähnlich wie Sturmdeckschiffe, nur mit dem Unterschied, daß das Deck und die Seitenwände an einer oder mehreren Stellen unterbrochen und Teile davon zum Wegnehmen eingerichtet sein können, oder daß eine oder mehrere Öffnungen im Deck vorhanden sind, welche keine dauernden Verschlusvorrichtungen haben. Die Öffnungen in den Seitenwänden müssen durch Pforten oder Klappen verschließbar sein. (Zweite Art: Schiff mit **Freibord** bei Neubauten.)

**6. Schattendeckschiffe** (Shadecock): Schiffe mit Hütte, Brückenhäuser und Back, bei welchen das Deck der Aufbauten zwar von vorn bis hinten durchläuft, aber nicht zu den Verbauanteilen des Schiffskörpers rechnet. Die Seitenwände zwischen den Aufbauten fehlen (veraltet).

**7. Quarterdeckschiffe** (Raised Quarterdeck): Schiffe, bei welchen der hintere Teil des Hauptdecks höher (in der Regel 1,22 m) liegt. Dieses erhöhte Deck erstreckt sich entweder bis zum Heck oder bis zu einer kurzen Hütte. Letztere kann auch auf dem Quarterdeck stehen (siehe Abb. 37, S. 28).

**8. Welldeckschiffe** (Welldeck): Schiffe mit einer langen Hütte, daranschließendem Brückenhäuser und mit einer Back, oder Schiffe mit erhöhtem Quarterdeck, daranschließendem Brückenhäuser und einer Back (siehe Abb. 36, S. 28).

**9. Schiffe mit teilweise Sturmdeck** (Partial Awningdeck): Schiffe mit erhöhtem Quarterdeck und daranschließendem Brückenhäuser, welches in die Back übergeht, oder Schiffe mit einer langen Hütte, daranschließendem Brückenhäuser und mit einer Back, bei welchen zwischen Brückenhäuser und Back ein erhöhtes Deck (erhöhtes Vorderdeck) liegt.

**10. Schiffe mit versenktem Brückenhäuser** (Sunk Bridgehouse): Schiffe mit erhöhtem Quarterdeck, daranschließendem Brückenhäuser und mit einer Back, wobei zwischen Brückenhäuser und Back ein erhöhtes Deck (erhöhtes Vorderdeck) liegt.

**Brückenhäuser** ist ein von Bord zu Bord reichender Aufbau.

**Deckschiff** ist ein nicht von Bord zu Bord reichender Aufbau.

**Versenkter Back** (Sunk Forecastle): Bei einer versenkten Back ist der vorderste Teil des oberen Decks versenkt, und darüber befindet sich die Back.

## 2. Freibord für Dampfer.

### § 1. Freibord und Tiefgang.

**Freibord.** — Der Freibord  $Fb$  ist bei Volldeck- und Sturmdeckschiffen die Höhe der Oberkante des Hauptdecks, bei Spardeckschiffen die Höhe der Oberkante des Spardecks über der Wasserlinie (Tiefadelinie), gemessen in halber Schiffslänge an der Seite des Schiffes.

Hat das Schiff ein eisernes oder stählernes Deck ohne Holzbelag, so wird der Freibord stets von der Oberkante der Stringerplatte an der Bordseite gemessen.

Hat das Schiff ein vollständig durchlaufendes Holzdeck, so wird der Freibord stets von der Oberkante des Holzdecks an der Bordseite gemessen oder, falls ein Wasserlauf vorhanden ist, von dem Schnittpunkt der verlängerten Deckskurve mit der Schiffsseite.

In Schiffen mit einem eisernen oder stählernen Deck, welches nur an den freiliegenden Stellen zwischen geschlossenen Aufbauten ganz oder zum Teil mit Holz beplankt ist, wird die Decksbeplankung als über die ganze Decksfläche verteilt angenommen und der Freibord von einer Linie gemessen, welche der Oberkante einer solchen gleichmäßig verteilten Decksbeplankung entspricht. Ist z. B. bei einem Schiff die ganze Decksfläche 840 qm, die mit Holz bedeckte Fläche zwischen den Aufbauten 540 qm, und ist die Dicke der Beplankung 90 mm, dann ist  $\frac{540}{840} \cdot 90 = 60$  mm als mittlere Dicke der Decksbeplankung über dem Eisen- oder Stahldeck anzunehmen.

Eine teilweise Holzbeplankung auf dem Hauptdeck bei Sturmdeckschiffen wird in gleicher Weise in Betracht gezogen, wenn sie sich über mindestens  $\frac{1}{10}$  der Schiffslänge erstreckt.

Ist dagegen eine Holzbeplankung nur im Innern der Aufbauten vorhanden, und sind die freiliegenden Teile des Decks ohne Holzbelag, so ist der Freibord ohne Rücksicht auf den Holzbelag von der Oberkante der Stringerplatte zu messen.

**Tiefgang.** — Der Tiefgang ist das Maß von Unterkante Kiel bis zur Wasserlinie.

### § 2. Hauptabmessungen.

Maße in Metern.

**Länge.** — Die Länge  $L$  des Schiffes wird gemessen in der Ladelinie von der Vorkante Vorsteven bis zur Hinterkante Rudersteven<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Die Hauptabmessungen bei Segelschiffen sind entsprechend ebenso zu bestimmen; z. B. ist bei hölzernen und Komposit-Schiffen die Seitentiefe unten bis zur Unterkante Kielsponung zu messen. Bei eisernen und stählernen Segelschiffen, welche eine größere Aufkimmung haben

**Breite.** — Die Breite  $B$ , welche zur Bestimmung des Völligkeitsgrades genommen wird, ist die größte Breite, gemessen auf der Außenkante der Beplattung, wie sie im Meßbrief und Register steht<sup>1)</sup>.

**Seitentiefe.** — Die Seitentiefe  $T$  wird gemessen an der Bordseite in halber Schiffslänge von Oberkante Kiel bis hinauf zu dem Punkte, von welchem ab der Freibord gemessen wird<sup>1)</sup> (siehe § 1).

**Raumtiefe.** — Die Raumtiefe  $RT$  ist die Tiefe von Oberkante Doppelboden bzw. Bodenwangen bis zum Hauptdeck bzw. Spardeck, wie sie im Meßbrief und Register angegeben ist. Dieses Maß ist bei Bestimmung des Völligkeitsgrades in gewissen Fällen Änderungen unterworfen (siehe § 3).

§ 3. Völligkeitsgrad.

I. Der Völligkeitsgrad  $\delta$  bei Volldeck- und Sturmdeckschiffen wird gefunden, indem man den Kubikmeter-Raumgehalt unter dem Hauptdeck, der aus dem Meßbrief zu entnehmen ist, durch das Produkt  $L \cdot B \cdot RT$  dividiert. Bei Spardeckschiffen ist der Raumgehalt unter dem Spardeck durch  $L \cdot B \cdot RT$  zu dividieren.

Als Raumgehalt unter dem Haupt- bzw. Spardeck ist der ganze Raumgehalt des Schiffes zu verstehen, begrenzt durch die Bodenwegerung bzw. den Doppelboden, die Seitenwegerung bzw. die innere Fläche der Spanten und durch das Haupt- bzw. Spardeck. Als maßgebend gelten hierbei die Abmessungen der Verbandteile, wie sie aus den Bauvorschriften des Germanischen Lloyd<sup>2)</sup> ersichtlich sind.

Soweit der Raumgehalt nicht aus dem Meßbrief zu ersehen ist, muß er ergänzt werden:

A. Ist der Raumgehalt im Meßbrief unter einem anderen Deck als dem Haupt- bzw. Spardeck angegeben, so ist zu dem vermessenen Raumgehalt noch der Raumgehalt zwischen diesem Deck und dem Haupt- bzw. Spardeck zuzuschlagen.

B. Wenn in den Kubikmeter-Raumgehalt, der aus dem Meßbrief entnommen ist, die Vorder- oder Hinterpiek oder beide zusammen nicht hinein vermessene sind, so ist deren Raumgehalt zu dem vermessenen Kubikmeter-Raumgehalt zuzuschlagen. Der Rauminhalt der Piek kann, wenn das Kollisionsschott in einer Ebene verläuft, angenähert berechnet werden, wie folgt:

$b_0$  Breite des Kollisionsschotts, gemessen in Höhe der Piekdecke auf Innenkante Seitenwegerung;

$b_u$  Breite des Kollisionsschotts, gemessen in Höhe der Bodenwegerung auf Innenkante Seitenwegerung;

$h$  Höhe des Kollisionsschotts, gemessen von Oberkante Bodenwegerung bis Unterkante Piekdecke;

$l$  Länge der Piekdecke von Innenkante Vorsteven bis zum Kollisionsschott;

$b_m$  Breite der Piekdecke in der Mitte der Länge  $l$ , gemessen auf Innenkante Wegerung.

Rauminhalt der Piek, auf die Fluchtlinie der Innenkante Wegerung bezogen:

$$= \frac{l \cdot h}{12} \cdot (b_0 + 3b_u + 3b_m).$$

C. Als normale Dicke der Bodenwegerung ist angenommen:

Bei $Q \cdot L$ <sup>3)</sup> unter	95 . . . . .	46 mm
„ 95 und unter	270 . . . . .	50 „
„ 270 „ „	655 . . . . .	55 „
„ 655 „ „	1575 . . . . .	60 „
„ 1575 „ „	2585 . . . . .	65 „
„ 2585 „ „	4680 . . . . .	70 „
„ 4680 „ „	5835 . . . . .	75 „
„ 5835 „ „	6435 . . . . .	80 „
„ 6435 „ „	6610 . . . . .	85 „
„ 6610 „ „	7400 . . . . .	90 „

als 125 mm auf 1 m, kann die Seitenhöhe zur Benutzung der Tafel vermindert werden, und zwar um den halben Unterschied zwischen der Aufkimmung des Schiffes (gemessen auf größter Schiffsbreite) und obiger normaler Aufkimmung. Eine größere Ansteigung im Boden als 210 mm auf 1 m darf jedoch nicht in Rechnung gebracht werden. Bei Segelschiffen aus weichem Holz wird die Breite  $B$  zur Bestimmung des Völligkeitsgrades um den doppelten Unterschied zwischen der wirklichen Dicke der Außenhautbeplankung und der für hartes Holz vorgeschriebenen vermindert.

<sup>1)</sup> Vgl. Fußnote vorige Seite.

<sup>2)</sup> Ein Auszug aus diesen Bauvorschriften nebst Erläuterungen ist den Freibordvorschriften der See-Berufsgenossenschaft beigegeben. Es gelten für neue Schiffe die Abmessungen der einzelnen Bauteile nach den Bauvorschriften des Germ. Lloyd, die am 1. Juli jedes geraden Jahres neu herausgegeben werden.

<sup>3)</sup>  $Q$  ist die ehemalige Quernummer des Germanischen Lloyd, die bei Ein- und Zweideckschiffen, Sturmdeckschiffen und allen Segelschiffen  $= \frac{U+B}{2}$  (halbe Summe von Spantumfang und Breite), für Dreideckdampfer  $= \frac{U+B}{2} \cdot 0,94$  und für Vierdeckdampfer

$$= \frac{U+B}{2} \cdot 0,92$$

ist.  $Q \cdot L$  ist die Längsnummer.

Als normale Dicke der Seitenwegerung ist die Dicke obiger Bodenwegerung, vermindert um 15 mm, angenommen.

Hat ein Schiff schwächere oder stärkere Wegerung, als vorstehend angegeben, so muß der dem Meßbrief entnommene Unterdeck-Raumgehalt verringert bzw. vergrößert werden, und zwar um den Rauminhalt zwischen der inneren Fluchtlinie der vorhandenen normalen Holzwegerung.

D. Sind die Spanten eines Schiffes höher oder niedriger, als in den Bauvorschriften des Germanischen Lloyd für gewöhnliche Spanten vorgeschrieben ist, so ist zu dem vermessenen Unterdeck-Raumgehalt der Rauminhalt zwischen der inneren Fluchtlinie der vorhandenen Spanten und derjenigen Spanten zuzuschlagen oder abzuziehen, welche die Lloydtafeln vorschreiben.

Z. B. ist der Völligkeitsgrad bei Schiffen mit Hochspanten

$$\delta = \frac{\text{Unterdeck-Raumgehalt} + A}{L \cdot B \cdot RT},$$

wobei  $A$  den Rauminhalt in Kubikmetern im Bereiche der Hochspanten darstellt zwischen der inneren Fluchtlinie der Hochspanten und der inneren Fluchtlinie der gewöhnlichen Spanten, die nach dem Germanischen Lloyd für das Schiff erforderlich sind.

Außerdem sind auch noch die anderen Bestimmungen des § 3 zu berücksichtigen.

In gleicher Weise wird der Völligkeitsgrad bei Schiffen mit durchlaufenden hohen Seitentanks verändert.

E. 1. Ist der Doppelboden eines Schiffes niedriger oder höher, als in den Bauvorschriften des Germanischen Lloyd vorgeschrieben ist, so muß der dem Meßbrief entnommene Unterdeck-Raumgehalt im ersten Falle verringert, im zweiten Falle vergrößert werden, und zwar um den Rauminhalt zwischen der Decke des vorhandenen Doppelbodens und der Decke des Doppelbodens nach Lloyd, und es ist die Raumtiefe bis zur Höhe des letzteren zu messen.

2. Bei Schiffen mit durchlaufendem Doppelboden von normaler Höhe oder entsprechendem hohen Bodenwangen ist der in oben angegebener Weise ermittelte Völligkeitsgrad in der Tafel aufzusuchen und der Freibord  $Fb$  nach der zugehörigen Seitentiefe  $T$  zu bestimmen.

3. Bei Schiffen ohne Doppelboden mit gewöhnlichen Bodenwangen wird der in oben angegebener Weise ermittelte Völligkeitsgrad um ein Maß vergrößert, das sich in jedem einzelnen Falle aus der Berücksichtigung der Höhe und des Verlaufs der Bodenwangen im Vergleich zu einem Doppelboden ergibt. Bei Schiffen von gewöhnlicher Bauart beträgt dieses Maß ungefähr 0,02.

Ist z. B. für ein Schiff mit gewöhnlichen Bodenwangen der Völligkeitsgrad

$$\delta = \frac{\text{Unterdeck-Raumgehalt}}{L \cdot B \cdot RT} = 0,736,$$

dann ist in den Tafeln der Völligkeitsgrad  $0,736 + 0,02 = 0,756$  aufzusuchen und, da dieser nicht ohne Weiteres darin enthalten ist, zwischen 0,74 und 0,76 zu interpolieren.

4. Bei Schiffen mit teilweisem Doppelboden sind folgende Fälle zu unterscheiden:

a) Der Doppelboden ist nur in der Mitte des Schiffes vorhanden, vorn und hinten sind gewöhnliche Bodenwangen:

In diesem Falle ist der Völligkeitsgrad

$$\delta = \frac{\text{Unterdeck-Raumgehalt} - (V + H)}{L \cdot B \cdot RT},$$

wobei  $V + H$  der Rauminhalt in Kubikmetern zwischen der Verlängerungsfläche des Doppelbodens und der Oberkante Bodenwangen vor und hinter dem Doppelboden ist.

b) Der Doppelboden ist nur an den Enden des Schiffes vorhanden, und mittschiffs sind gewöhnliche Bodenwangen:

Der Völligkeitsgrad ist hier

$$\delta = \frac{\text{Unterdeck-Rauminhalt} - M}{L \cdot B \cdot (RT - h)},$$

wobei  $M$  der Rauminhalt in Kubikmetern zwischen Oberkante Bodenwangen und der Doppelbodenfläche und  $h$  die Höhe des Doppelbodens über den gewöhnlichen Bodenwangen ist.

c) Der Doppelboden ist an verschiedenen Stellen vorhanden, und dazwischen sind gewöhnliche Bodenwangen.

Hier sind die Räume zwischen der Oberkante Bodenwangen und der Verlängerungsfläche des Doppelbodens in Kubikmetern von dem Unterdeck-Raumgehalt abzuziehen und die Raumtiefe, falls sie bis auf die gewöhnlichen Bodenwangen gemessen ist, um den Höhenunterschied zwischen Bodenwangenhöhe und Doppelbodenhöhe zu verkleinern.

II. Der Völligkeitsgrad kann auch auf Antrag des Reeders an Hand der Linienzeichnung in folgender Weise rechnerisch ermittelt werden:

Es wird der Rauminhalt des Schiffes bis zum Haupt- bzw. Spardeck einschließlich Sprung, ausschließlich Decksbucht, gemessen auf Außenkante Spanten, dividiert durch das Produkt aus:

Länge zwischen Steven, Breite auf Außenkante Spanten und Seitenhöhe.

Diesem so gefundenen Völligkeitsgrad entspricht ein bestimmter Völligkeitsgrad für die Benutzung der Freibordtafeln  $A$  und  $B$ , der sich aus nachstehender Zusammenstellung ergibt:

Volligkeitsgrade an Hand der Linienzeichnung ermittelt	Entsprechender Volligkeitsgrad zur Benutzung der Tafeln <sup>1)</sup>	Volligkeitsgrad an Hand der Linienzeichnung ermittelt	Entsprechender Volligkeitsgrad zur Benutzung der Tafeln <sup>1)</sup>
0,71 u. darunter	0,700	0,80	0,780
0,72	0,710	0,81	0,785
0,73	0,720	0,82	0,795
0,74	0,730	0,83	0,800
0,75	0,735	0,84	0,810
0,76	0,745	0,85	0,815
0,77	0,755	0,86	0,825
0,78	0,760	0,87	0,830
0,79	0,770	0,88 u. darüber	0,840

III. Ist der zum Gebrauch der Tafeln nach I oder II ermittelte Volligkeitsgrad kleiner als 0,70, so ist der Freibord der Spalte mit der Leitzahl 0,70 zu entnehmen. Ist der ermittelte Volligkeitsgrad größer als 0,84, so ist der Freibord der Spalte mit der Leitzahl 0,84 zu entnehmen.

#### § 4. Bestimmung des Freibords nach den Tafeln A und B.

Zur Bestimmung des Freibords unter Berücksichtigung der Seitentiefe  $T$  und des Volligkeitsgrades dienen die beigefügten Tafeln A und B (S. 619 bis 621).

Die Freibordtafeln sind berechnet für Volldeckschiffe, welche nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd von 1908 für die höchste Klasse 100  $\frac{A}{4}$  mit den Fahrtzeichen  $L$   $A11$  und  $K$  oder diesen Fahrtzeichen entsprechend **gleichwertig** stark gebaut sind.

In der mittelsten Zeile des Kopfes sind die Volligkeitsgrade enthalten; in den Zeilen darunter findet sich der zugehörige Freibord in der Spalte des betreffenden Volligkeitsgrades und auf den Zeilen der zugehörigen Länge und Seitentiefe<sup>2)</sup>. Ist die Seitentiefe oder der Volligkeitsgrad des Schiffes nicht mit den in der Tafel angegebenen übereinstimmend, so ist zu interpolieren.

Für die verschiedenen Schiffsarten ist der Freibord auf Grund der nachstehenden Angaben zu ermitteln.

#### I. Für Volldeckschiffe ohne Aufbauten

ist der Freibord unter Berücksichtigung der Korrektur für Länge (siehe § 7) und Sprung (siehe § 8) nach Tafel A zu ermitteln.

#### II. Für Sturmdeckschiffe (Volldeckschiffe mit durchlaufendem Sturmdeck)

ist der Freibord unter Berücksichtigung der Korrektur für Länge (siehe § 7) und Sprung (siehe § 8) nach Tafel B zu ermitteln.

#### III. Für Volldeckschiffe mit teilweisen Aufbauten

wird der Freibord folgendermaßen ermittelt:

Es wird zunächst der Freibord nach Tafel A bestimmt, dann wird der Unterschied des Freibords nach Tafel A und nach Tafel B gebildet, und ein bestimmter Bruchteil dieses Unterschiedes wird von dem aus Tafel A ermittelten Freibord abgezogen.

Dieser zur Berechnung kommende Bruchteil hängt, unter Berücksichtigung des Nachstehenden, von dem Verhältnis der Länge der Aufbauten zu der Länge des Schiffes ab.

Für die in Rechnung zu ziehende Länge der Aufbauten siehe § 5.

Der Bruchteil ergibt sich:

1. a) Bei Welldeckschiffen, bei denen die in Rechnung zu setzende Länge der Aufbauten mindestens 0,7 der Schiffslänge beträgt,

$$\text{aus dem Verhältnis: } \frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Länge des Schiffes}} \cdot 1,0.$$

b) Bei Welldeckschiffen, bei denen die in Rechnung zu setzende Länge der Aufbauten 0,6 der Schiffslänge beträgt,

$$\text{aus dem Verhältnis: } \frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Länge des Schiffes}} \cdot 0,87.$$

c) Für Zwischenwerte wird zwischen den unter a und b angegebenen Zahlenwerten interpoliert.

Weiteres über Schiffe dieser Art siehe § 6a.

<sup>1)</sup> Für Segelschiffe ist bei Volligkeitsgraden unter 0,64 der Freibord für 0,64; bei Volligkeitsgraden von 0,64 bis 0,69 der für die gleichen Zahlen und bei 0,70 der Freibord für 0,695 zu setzen; bei größeren Volligkeitsgraden bis zu 0,78 sind die obigen Volligkeitsgrade zugrunde zu legen und von da an der Freibord für 0,76.

<sup>2)</sup> Die Anordnung der Tafeln weicht aus Gründen der Platzersparnis von derjenigen in den „Vorschriften“ ab.

2. Bei Schiffen, deren Aufbauten aus einer Hütte und einem mit der Back verbundenen Brückenhaus bestehen, deren in Rechnung zu setzende Gesamtlänge 0,75 der Schiffslänge beträgt und deren vorderer Aufbau sich über mindestens 0,6 der Schiffslänge erstreckt,

$$\text{aus dem Verhältnis: } \frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Länge des Schiffes}} \cdot 0,95 .$$

Bleibt die in Rechnung zu setzende Gesamtlänge der Aufbauten unter 0,75 der Schiffslänge, so ist nach dem Wortlaut des Falles 3 zu verfahren.

3. Bei Schiffen, deren Aufbauten aus einer Hütte, einem davon getrennten Brückenhaus und einer Back bestehen,

$$\text{aus dem Verhältnis: } \frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Länge des Schiffes}} \cdot 0,87 .$$

4. Bei Schiffen, deren Aufbauten aus einem Brückenhaus und einer Back bestehen,

$$\text{aus dem Verhältnis: } \frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Länge des Schiffes}} \cdot 0,81 .$$

5. Bei Schiffen, deren Aufbauten aus einer Hütte oder einem Quarterdeck und einer Back bestehen, deren in Rechnung zu setzende Gesamtlänge 0,4 der Schiffslänge nicht überschreitet,

$$\text{aus dem Verhältnis: } \frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Länge des Schiffes}} \cdot 0,75 .$$

6. Bei Schiffen, deren Aufbauten aus einer Hütte oder einem Quarterdeck (allein oder in Verbindung mit einem Brückenhaus) und aus einer Back bestehen, deren in Rechnung zu setzende Gesamtlänge größer ist als 0,4, jedoch kleiner als 0,6 der Schiffslänge, ergibt sich der Bruchteil durch Interpolation zwischen Fall 1b und Fall 5.

7. Bei Schiffen, die nur ein Brückenhaus haben,

$$\text{aus dem Verhältnis: } \frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Länge des Schiffes}} \cdot 0,60 .$$

8. Bei Schiffen, die nur eine Back haben,

$$\text{aus dem Verhältnis: } \frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Länge des Schiffes}} \cdot 0,55 .$$

9. Bei Schiffen, die nur eine Hütte oder ein Quarterdeck allein, deren Länge 0,2 der Schiffslänge und darüber beträgt, oder eine Hütte oder ein Quarterdeck in Verbindung mit einem Brückenhaus haben, soll zur Berechnung des Bruchteiles angenommen werden, daß das Schiff auch noch eine Back von  $\frac{1}{10}$  der Schiffslänge besitzt. Der sich hiernach ergebende Bruchteil soll jedoch um 0,17 verringert werden.

Bei Schiffen, die nur eine Hütte oder ein Quarterdeck allein haben, deren Länge unter 0,2 der Schiffslänge beträgt, ist die Vergünstigung für die Aufbauten halb so groß wie für eine gleich lange Back.

Der auf diese Weise (III, 1 bis 9) ermittelte Freibord ist noch für Länge (§ 7) und Sprung (§ 8) zu korrigieren.

Bei den in diesem Paragraphen unter III, 1 bis 9 angeführten Schiffarten darf in keinem Falle das Hauptdeck unter Wasser kommen.

#### § 5. Allgemeines über die Bewertung der Aufbauten bei Bestimmung des Freibords.

Bei der Bestimmung des Verhältnisses:  $\frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Länge des Schiffes}}$  ist folgendes zu berücksichtigen:

Es werden nur Aufbauten in Betracht gezogen, die sich von Bord zu Bord erstrecken.

Die Länge der Aufbauten wird nur bis Vorkante Vorsteven und Hinterkante Rudersteven gerechnet, bis zu den Punkten, bis zu welchen die Länge des Schiffes gemessen wird, siehe § 2; ein darüber hinausragender Teil kommt nicht in Anrechnung.

Die Höhe der Aufbauten wird zwischen den Punkten gemessen, von welchen ab der Freibord gemessen würde.

Je nach den Vorrichtungen zum Schließen der Öffnungen in den Aufbauschotten werden die Aufbauten hinsichtlich ihrer Länge voll oder nur zum Teil bewertet.

Es werden folgende drei Klassen von Verschlüßvorrichtungen, welche die ganze Öffnung schließen, unterschieden:

##### Klasse I<sup>1)</sup>.

Vorrichtungen, welche für alle Schotte als vollwertig gelten.

Hierzu gehören: Türen in Angeln oder Platten, welche mit dem Schott durch Schraubbolzen und Muttern im Abstände von höchstens 150 mm wasserdicht verschraubt werden.

##### Klasse II.

Vorrichtungen, welche als vollwertig gelten für alle Schotte mit Ausnahme des Brückenhausfrontschottes bei **Welldeckschiffen**.

<sup>1)</sup> Bei Anwendung der Verschlüßvorrichtungen nach Klasse I kommt ein Abzug der hierdurch abgeschlossenen Räume von der Vermessung nicht in Frage (siehe S. 570).

Hierzu gehören:

a) In C-Eisen eingesetzte Planken.

Die C-Eisen reichen bis zur ganzen Höhe der Öffnung und sind am Schott angenietet (siehe Abb. 513, S. 570).

b) Platten, durch Schraubbolzen und Muttern befestigt.

Die Bolzen gehen durch Platte und Schott und dürfen mehr als 150 mm, jedoch nicht mehr als 300 mm voneinander entfernt sein.

c) Platten, befestigt durch Hakenbolzen.

Die Bolzen gehen durch das Schott und stehen in einem Abstand von höchstens 300 mm.

### Klasse III.

Vorrichtungen, welche als vollwertig nur für die hinteren Abschlußschotte der Aufbauten gelten.

Hierzu gehören:

a) In C-Eisen eingesetzte Planken.

Die C-Eisen reichen bis zur ganzen Höhe der Öffnung und sind nicht am Schott angenietet.

b) Platten, durch lose Bügel oder Vorreiber befestigt.

c) Platten, durch Hakenbolzen befestigt, welche durch die Platte, nicht aber durch das Schott gehen (siehe Abb. 514, S. 570).

d) Platten, durch Schraubbolzen und Muttern oder durch Hakenbolzen befestigt, deren Abstand mehr als 300 mm beträgt.

#### a) Hütte und Quarterdeck.

1. Ist die Hütte ganz offen und an keiner Stelle durch ein von Bord reichendes festes Schott geschlossen, so kommt bei der Bewertung der Aufbauten nur die Hälfte ihrer Länge in Anrechnung.

2. Ist die Hütte durch ein festes Schott abgeschlossen, und können etwaige Öffnungen in dem Schott durch Vorrichtungen der Klassen I oder II geschlossen werden, so wird die volle Länge der Hütte bis zu diesem Schott in Rechnung gesetzt.

Wenn die Öffnungen im Hüttenfrontschott nur durch Vorrichtungen der Klasse III geschlossen werden können, so werden nur drei Viertel der Länge der Hütte bis zu diesem Schott in Rechnung gesetzt.

Befindet sich vor dem Schott noch ein offener Teil, so kommt dieser nur mit der Hälfte seiner Länge in Anrechnung.

#### 3. Als normale Höhe eines Quarterdecks gilt:

bei Schiffen von	30,50 m	Länge eine	Höhe von	0,91 m
„ „ „	76,25 m	„ „ „	„ „ „	1,22 m
„ „ „	122,00 m	„ „ „	„ „ „	1,83 m.

Ist die Höhe eines Quarterdecks geringer, so wird dessen Länge derartig bewertet, daß man seine wirkliche Länge mit der Höhe des Quarterdecks über dem Hauptdeck multipliziert und das Ergebnis durch die normale Höhe dividiert.

4. Eine alleinstehende Hütte und ein nicht mit dem Brückenhaus verbundenes Quarterdeck werden überhaupt nicht berücksichtigt, wenn ihre wirkliche Länge geringer ist als 0,05 der Schiffslänge.

#### b) Brückenhaus.

1. Ist das alleinstehende, nicht mit anderen Aufbauten verbundene Brückenhaus an beiden Enden offen, oder ist es nur hinten geschlossen, aber vorne offen, ohne weiter durch ein von Bord zu Bord reichendes festes Schott unterteilt zu sein, so kommt bei der Bewertung dieses Brückenhauses nur die Hälfte seiner Länge in Betracht.

Ist das alleinstehende Brückenhaus vorne durch ein festes Schott geschlossen und hinten offen, so kommen bei seiner Bewertung drei Viertel seiner Länge in Betracht.

Ist es an beiden Enden geschlossen, so wird seine ganze Länge in Betracht gezogen.

Ein alleinstehendes Brückenhaus gilt vorne als vollständig geschlossen, wenn etwaige Öffnungen in dem Frontschott durch Vorrichtungen der Klasse I oder II geschlossen werden.

Ein alleinstehendes Brückenhaus gilt hinten als vollständig geschlossen, wenn etwaige Öffnungen im hinteren Abschlußschott durch Vorrichtungen der Klasse I, II oder III geschlossen werden.

Befindet sich vor dem Frontschott noch ein offener Teil, so kommt dieser Teil bei Bewertung des Brückenhauses mit der Hälfte seiner Länge in Betracht.

Befindet sich hinter dem hinteren Abschlußschott des Brückenhauses noch ein offener Teil, so kommt dieser bei Bewertung des Brückenhauses mit drei Viertel seiner Länge in Betracht.

Wenn die Öffnungen im Frontschott durch Vorrichtungen der Klasse I oder II geschlossen werden, so wird auch dann die ganze Länge des Brückenhauses in Rechnung gesetzt, wenn die Öffnungen im hinteren Abschlußschott durch Planken oder gleich starke Vorrichtungen nicht bis zur ganzen Höhe, aber mindestens bis zur halben Höhe verschlossen werden.

Dasselbe gilt für Schutzdeckschiffe, wenn die Vermessungsöffnungen im Deck sicher geschlossen werden können.

Wenn dagegen in diesem Falle die Öffnungen im Frontschott nur durch Vorrichtungen der Klasse III geschlossen werden, so werden drei Viertel der Länge des Brückenhauses in Betracht gezogen.

Dasselbe gilt für Schutzdeckschiffe, wenn die Vermessungsöffnungen im Deck nicht sicher geschlossen werden können.

Wenn ferner die Öffnungen im Brückenhausfrontschott durch Vorrichtungen der Klasse III geschlossen werden, während das Brückenhaus hinten offen ist, oder wenn das Brückenhaus vorne und hinten durch Schotte abgeschlossen ist, deren Öffnungen jedoch nicht bis zur vollen Höhe, mindestens aber bis zur halben Höhe, durch Planken oder gleich starke Vorrichtungen verschlossen werden, dürfen nur dann drei Viertel der Länge des Brückenhauses in Rechnung gesetzt werden, wenn die Öffnungen zum Kessel- und Maschinenraum durch starke wasserdichte Schächte ohne Türen oder andere Öffnungen geschützt sind. Liegen die Kessel- und Maschinenschächte nicht im Brückenhaus, so gilt vorstehende Bestimmung nur dann, wenn diese Schächte durch einen anderen vollständig geschlossenen Aufbau geschützt sind.

Haben indessen die innerhalb dieses Brückenhauses liegenden Kessel- und Maschinenschächte Türen oder andere Öffnungen, oder sind die außerhalb des Brückenhauses liegenden Kessel- und Maschinenschächte nicht durch einen anderen Aufbau hinreichend geschützt, so kommt nur die Hälfte der Länge des Brückenhauses in Anrechnung.

2. Ein alleinstehendes Brückenhaus, dessen wirkliche Länge kürzer ist als 0,1 der Schiffslänge, wird überhaupt nicht berücksichtigt.

3. Wenn bei **Welldeckschiffen** Öffnungen in dem Brückenhausfrontschott vorhanden sind, welche durch Vorrichtungen der Klasse II geschlossen werden, dann wird anstatt des Wertes 1,00 der Wert 0,87 bei Bewertung der Aufbauten eingeführt.

Die Länge des Brückenhauses bzw. der mit dem Brückenhaus verbundenen langen Hütte wird voll in Rechnung gesetzt. Befindet sich vor dem Frontschott noch ein offener Teil, so kommt dieser bei Bewertung der Länge des Brückenhauses nur mit der Hälfte seiner Länge in Betracht.

Wenn bei Welldeckschiffen Öffnungen in dem Frontschott vorhanden sind, welche durch Vorrichtungen der Klasse III geschlossen werden, so wird anstatt des Wertes 1,00 der Wert 0,87 bei Bewertung der Aufbauten eingeführt und außerdem nur drei Viertel der Länge des Brückenhauses bzw. der langen Hütte in Rechnung gesetzt.

Ein offener Teil vor dem Frontschott wird wie unter 1 bewertet.

4. Wenn bei Schiffen, deren Freibord nach § 4 III, 2. berechnet wird, Öffnungen im hinteren Abschlussschott des Brückenhauses nur durch Vorrichtungen der Klasse III oder nicht bis zur ganzen Höhe, aber mindestens bis zur halben Höhe, durch Planken oder gleich starke Vorrichtungen geschlossen werden, so wird anstatt des Wertes 0,95 der Wert 0,87 bei Bewertung der Aufbauten eingeführt.

5. Ein versenktes oder niedriges Brückenhaus wird derart bewertet, daß man seine Länge mit der Höhe des Decks des Brückenhauses über dem Haupt- bzw. Spardeck multipliziert und das Ergebnis durch 2,13 dividiert.

#### c) Back.

Ist die Back durch ein festes Schott geschlossen, so wird ihre ganze Länge bis zum Schott in Rechnung gestellt.

Wenn Öffnungen in dem Abschlussschott der Back durch Vorrichtungen der Klasse I, II oder III geschlossen werden, so soll dieses Schott als geschlossen gelten.

Befindet sich hinter dem Schott noch ein weiterer offener Teil, so ist die volle Länge des geschlossenen Teiles, von dem offenen Teil dagegen nur drei Viertel seiner Länge in Rechnung zu ziehen.

Ist die Back nicht durch ein festes Schott geschlossen, so wird nur drei Viertel ihrer Länge in Betracht gezogen.

Eine versenkte oder niedrige Back wird derartig bewertet, daß man ihre Länge mit der Höhe des Decks der Back über dem Hauptdeck bzw. Spardeck multipliziert und das Ergebnis durch 2,13 dividiert.

### § 6. Behandlung einiger Sonderbauarten.

#### a) Welldeckschiffe.

Bei allen Schiffen der Welldeckbauart, deren Freibord nach § 4 III 1 berechnet wird, müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:

1. Es muß bei Schiffen von 45,75 m Länge und darüber, deren Well weniger als 24,5 m lang ist, zwischen Back und Brückenhaus eine Laufbrücke vorhanden sein. Diese Laufbrücke kann aus einem Steg zwischen Treppe und Luke bestehen, wenn dieser stark genug, sachgemäß befestigt, mit Beschlägen an den Enden und in ganzer Länge mit Geländer versehen ist.

Ist keine Laufbrücke vorhanden, so wird bei Schiffen von 55 m Länge und darüber der Freibord um 1 vH der Seitentiefe vergrößert, wenn die Well 21,5 m oder weniger lang ist.

Bei einer Länge des Schiffes zwischen 45,75 m und 55 m bzw. einer Länge der Well zwischen 21,5 und 24,5 m ist der Freibord entsprechend zu vergrößern.

Ausgenommen von der Bestimmung über die Laufbrücke sind Welldecker, bei denen die Mannschaft im Brückenhaus untergebracht ist.

2. Der Wasserportenerquerschnitt muß nachstehender Tafel entsprechen:

Länge des Schanzkleides in der Well in m	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
Wasserportenerquerschnitt an jeder Seite in m <sup>2</sup>	0,68	0,79	0,85	0,91	0,97	1,03	1,10	1,17	1,26	1,35	1,46	1,58	1,71	1,85

Ist der Wasserportenerquerschnitt kleiner als in vorstehender Tafel angegeben, so wird der Freibord um 1 vH der Seitentiefe vergrößert.

3. Das Brückenhausfrontschott muß besonders verstärkt und gegen Beschädigungen durch Seeschlag gesichert sein.

Die besonderen Verstärkungen des Brückenhausfrontschottes bestehen in senkrechten Versteifungen durch Spant und Gegenspant in 710 mm Entfernung oder durch das entsprechende Ersatzprofil.

4. Die Luksüle in der Well müssen mindestens 760 mm hoch sein.

Sind die unter 3 und 4 genannten Bedingungen nicht erfüllt, so wird der Multiplikator für jeden Fall um 0,02 verringert.

b) Schutzdeckschiffe<sup>1)</sup>.

1. Schutzdeckschiffe mit einer Vermessungsöffnung im Deck werden bei Bestimmung des Freibords nach § 4, III 1a und b behandelt.

Schutzdeckschiffe mit einer Vermessungsöffnung im Deck an jedem Ende des Schiffes (siehe Abb. 509) sowie Schutzdeckschiffe mit mehr als zwei Vermessungsöffnungen im Deck werden bei Bestimmung des Freibords nach § 4, III 3 behandelt.

2. Für die Bestimmung der Länge der Aufbauten ist § 5 maßgebend, wobei Back, Brückenhaus und Hütte hinsichtlich der Abschlußschotte, ihrer Verschlussvorrichtungen usw. so behandelt werden sollen, als ob es sich um freistehende, nicht miteinander verbundene Aufbauten handelte.

Für die endgültige Bewertung der Aufbauten wird ihre vorstehend bestimmte Länge noch vermehrt, und zwar um die Hälfte des Unterschiedes zwischen dieser Länge und der Schiffslänge, wenn die Vermessungsöffnungen gegen Seeschlag sicher geschlossen werden können, und um den vierten Teil des Unterschiedes, wenn die Vermessungsöffnungen keine oder nur unzureichende Verschlussvorrichtungen haben.

Im letzten Falle sind dieselben Wasserpforten wie für Welldecker vorgeschrieben.

3. Schutzdeckschiffe mit Vermessungsöffnungen in der Außenhaut, welche gegen Seeschlag sicher geschlossen werden können, werden entsprechend der Anzahl und Lage der Öffnungen wie Schutzdeckschiffe mit Vermessungsöffnungen im Deck behandelt.

Schutzdeckschiffe mit Vermessungsöffnungen in der Außenhaut (siehe Abb. 511, S. 569) ohne oder mit unzureichenden Verschlussvorrichtungen werden so behandelt, als wenn sie im Bereiche der Öffnungen eine offene Well hätten.

4. Als ausreichende Verschlussvorrichtungen gelten für die Öffnungen im Deck Planken von der Stärke, wie sie der Germanische Lloyd für hölzerne Sturmdecks vorschreibt. Diese Planken sind durch fortnehmbare Balken in einem Abstand von nicht mehr als 1,52 m zu unterstützen. Die fortnehmbaren Planken sind mit Augbolzen und Zurrungen oder anderweitigen Vorrichtungen zu versehen, um dieselben hinreichend sichern zu können.

Als hinreichende Verschlussvorrichtungen für die Öffnungen in der Außenhaut gelten nur hinreichend befestigte eiserne Platten von derselben Festigkeit wie die benachbarte Bordwand. Hölzerne Verschlussvorrichtungen gelten als nicht vorhanden.

5. Bei Schutzdeckschiffen darf die größte Tiefladelinie in Salzwasser nie höher liegen als die Decklinie des Hauptdecks (siehe § 16).

c) Schiffe mit teilweisem Sturmdeck und erhöhtem Quarterdeck sowie Schiffe mit versenktem Brückenhaus.

Schiffe mit teilweisem Sturmdeck und erhöhtem Quarterdeck sowie Schiffe mit versenktem Brückenhaus, die den Anforderungen der Bauvorschriften des Germanischen Lloyd von 1908 entsprechen, erhalten noch einen Abzug von dem nach § 4, II bestimmten Freibord nach Maßgabe nebenstehender Tafel.

Längsnummer des Germanischen Lloyd <i>QL</i>	Abzug in mm bei Entfernung der nächsten Bruststelle aus der Mitte des Schiffes		
	$\frac{1}{10} L$	$\frac{2}{10} L$	$\frac{3}{10} L$
unter 1000	60	90	120
1000—1200	70	105	140
1200—1400	80	120	160
1400—1600	90	135	180
1600 und darüber	100	150	200

Als normale Höhe des Quarterdecks ist hier eine Höhe von 1,22 m angenommen. Ist die Höhe geringer, so wird zum Freibord ein Zuschlag in mm gemacht nach Maßgabe folgender Tafel:

Höhe des erhöhten Quarterdecks über Hauptdeck in m	Seitentiefe in m							
	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	5,50	6,00	6,50
1,10	0	4	7	9	11	12	13	15
0,95	9	14	18	23	26	29	33	36
0,75	28	34	38	45	52	60	69	80
0,55	43	50	58	68	79	92	107	122

Der Zuschlag aus vorstehender Tafel bezieht sich auf ein Quarterdeck, das sich über mindestens 0,4 der Schiffslänge erstreckt. Für geringere Länge des Quarterdecks kann der Zuschlag entsprechend kleiner angenommen werden.

<sup>1)</sup> Vgl. hierüber S. 568: Technische Anweisung an die Schiffsvermessungsbehörden usw. (Schutzdeck).

Schiffe mit teilweise Sturmdack und erhöhtem Quarterdeck, welche vorstehende Vergünstigung erhalten sollen, müssen ein stählernes Sturmdack von mindestens 7,5 mm Dicke haben. Sturmdack-Scheergang, Sturmdack-Seitenbeplattung und Sturmdack-Stringerplatte müssen nebenstehender Tafel entsprechen.

Längsnummer: <i>QL</i>	Sturmdack- Scheergang in mm	Sturmdack- Seitenbeplat- tung in mm	Sturmdack- Stringerplatte in mm
Unter 1000	10,5	10	10
1000—1100	11	10	10
1100—1200	11,5	10,5	10,5
1200—1300	12	10,5	11
1300—1400	12,5	11	11,5
1400—1500	13	11	12
1500—1600	13,5	11,5	12,5
1600—1700	14	11,5	13
1700—1800	14,5	11,5	13

Die Vernietung in den Nähen und Stößen dieser Teile muß den Materialstärken entsprechend ausgeführt sein.

d) Turmdeckschiffe  
(siehe Abb. 47, S. 30).

Bei einem Turmdeckschiff wird der Freibord und die Seitentiefe von einer ideellen Decklinie aus gemessen. Diese ideelle Decklinie, die parallel zum Hafendeck verläuft, liegt um eine Strecke über dem

Hafendeck, die sich ergibt, wenn man  $\frac{2}{3}$  des Turminhaltes, gemessen von einer Wagerechten durch den Schnittpunkt einer Senkrechten auf  $\frac{1}{4} B$  mit der Fluchtlinie des Hafendecks, durch die Fläche der Wasserlinie in Höhe des Hafendecks dividiert.

Befindet sich auf dem Hafendeck ein von Bord zu Bord reichendes Brückenhaus, so wird zu dem in Rechnung kommenden Turminhalt noch  $\frac{2}{3}$  des seitwärts vom Turm liegenden Inhalts des Brückenhauses, gemessen vom Hafendeck bis zum Turmdeck, zugeschlagen.

Der Freibord wird nach § 4, I und III bestimmt. Von Aufbauten kommen bei Bestimmung des Freibords nur Hütte und Back in Betracht. Eine größere Länge von Hütte und Back zusammengenommen als 0,15 der Schiffslänge wird jedoch nicht berücksichtigt.

Die Vergünstigung im Freibord für Hütte und Back wird herabgesetzt in dem Verhältnis der Breite der Hütte an ihrem Vorderende oder der Back an ihrem Hinterende zu der Schiffsbreite an den betreffenden Stellen.

#### § 7. Korrektur für die Schiffslänge.

In den Tafeln A und B ist für die Bestimmung des Freibords eine mittlere Schiffslänge angenommen. Stimmt die wirkliche Schiffslänge nicht mit der in den Tafeln angegebenen überein, dann ist der Freibord zu korrigieren (siehe S. 619 bis 622).

Ist das Schiff länger, als in der Tafel unter „Schiffslänge“ angegeben, dann ist für jedes Meter Unterschied der Freibord um die „Korrektur“ zu vergrößern; ist das Schiff kürzer, so wird die „Korrektur“ abgezogen.

Für Schiffe ohne Aufbauten gilt die in Tafel A, für Schiffe mit einem durchlaufenden Aufbau (Sturmdack) die in Tafel B angegebene „Korrektur“ für Länge.

Für Schiffe mit teilweisen Aufbauten wird die „Korrektur“ aus den Tafeln A und B derart ermittelt, daß die „Korrektur“ aus Tafel B mit dem Verhältnis:

$$v = \frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Schiffslänge } L}$$

und die „Korrektur“ aus Tafel A mit  $1 - v$  multipliziert wird. Beide Ergebnisse addiert ergeben die „Korrektur“ für Schiffe mit teilweisen Aufbauten.

#### § 8. Korrektur für den Sprung.

Bei Aufstellung der Freibordregeln ist ein normaler Sprung zugrunde gelegt, der sich aus nachstehender Tafel ergibt. Der Sprung wird gemessen am Vor- und Hintersteven sowie auf  $\frac{1}{4} L$  vom Vor- und Hintersteven entfernt und bezogen auf Oberkante Decksbalken an der Bordseite des Schiffes in der Mitte der Schiffslänge. Weicht der Sprung des Schiffes von dem Sprung nach der Tafel ab, so ist hierfür eine Korrektur zum Freibord zu machen. Es wird der Unterschied zwischen dem Mittel des Sprungs an den bezeichneten Stellen und dem für dieselbe Schiffslänge in der Tafel enthaltenen gebildet. Von diesem Unterschied kommt als Korrektur des Freibords der vierte Teil in Betracht.

Das Ergebnis ist entweder vom Freibord abzuziehen oder ihm zuzuzählen, je nachdem der mittlere Sprung größer oder kleiner ist als der in der Tafel angegebene. Der größte Sprung, für den eine Vergünstigung in Betracht gezogen wird, soll jedoch nicht den anderthalbfachen Sprung nach der Tafel überschreiten.

#### § 9. Freibord für Schiffe mit geringeren Materialstärken.

Bei Spardeckschiffen sowie bei allen Schiffen, die schwächer gebaut sind, als in den Bauvorschriften des Germanischen Lloyd von 1908 für Volldeckschiffe der Klasse 100

mit den Fahrzeichen *L*, *Atl* und *K* vorgeschrieben, ist zunächst festzustellen, um wieviel  $vH$  das Schiff schwächer ist als ein regelrecht gebauter Volldecker von gleichen Abmessungen, dessen Seitenhöhe *H* also bei Spardeckschiffen gleich ist der Seitenhöhe des vorliegenden Schiffes, gemessen bis zum Spardeck. Für die Länge, Breite und Seitenhöhe gelten hier die Bauvorschriften

## Normaler Sprung für Frachtdampfer.

Schiffslänge über Steven in der Wasserlinie in m	Sprung des Decks an den Seiten in mm				Mittel des Sprunges
	am Vorsteven	auf $\frac{1}{4}L$ hinter dem Vorsteven	mittschiffs und auf $\frac{1}{4}L$ vor dem Hintersteven	am Hintersteven	
20	1230	487	0	306	506
30	1350	500	0	361	553
40	1460	514	0	415	597
50	1570	527	0	470	642
60	1680	541	0	525	687
70	1790	554	0	579	731
80	1910	568	0	634	778
90	2020	581	0	689	823
100	2130	594	0	743	867
110	2240	608	0	798	912
120	2350	621	0	853	956
130 <sup>1)</sup>	2470	635	0	907	1003
140	2580	648	0	962	1048
150	2690	662	0	1017	1092
160	2800	675	0	1071	1137
170	2910	689	0	1126	1181
180	3030	702	0	1181	1228
190	3140	716	0	1235	1273
200	3250	729	0	1290	1317
210	3360	743	0	1344	1362
220	3470	756	0	1399	1406
230	3590	770	0	1454	1453
240	3700	783	0	1508	1498
250	3810	797	0	1563	1543

des Germanischen Lloyd. Bei Schiffen, die auf Grund des § 9 behandelt werden, müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:

Alle vorgeschriebenen Schotte müssen wie beim Volldecker bis zum Oberdeck wasserdicht hochgeführt werden.

Alle Öffnungen im Oberdeck erhalten regelrechte Säule und Verschlüsse.

Alle Öffnungen in den Seitenwänden unterhalb des Oberdecks müssen wasserdicht verschließbar sein.

Die Materialstärken der oberen Verbände müssen über die Anforderungen des Germanischen Lloyd für Sturmdeckschiffe hinausgehen, und die Vernietung in den Nähten und Stößen dieser Teile muß den Materialstärken entsprechend ausgeführt sein.

Bei der Berechnung sind Längs- und Querverbände gesondert zu betrachten.

Zum Vergleich der Längsverbände dient das angenäherte Trägheitsmoment, bezogen auf eine Achse, die auf  $\frac{1}{4}$  der Seitenhöhe  $H$  — gemessen bis zum Spardeck bzw. bis zu dem in gleicher Höhe liegenden entsprechenden Hauptdeck des Volldeckschiffes — von Oberkante Kiel entfernt liegt<sup>2)</sup>.

Es wird der Querschnitt eines jeden mindestens in halber Schiffslänge mittschiffs durchlaufenden Längsverbandes: Außenhautplatten, Stringer, Kielschweine, Decksbeplattung, Längsträger, Tankdecke usw. in Quadratcentimetern ausgedrückt. Jeder einzelne dieser Querschnitte wird mit dem Quadrat der Entfernung (gemessen in Zentimetern) des Schwerpunktes seiner Querschnittsfläche von vorgenannter Achse multipliziert. Alle diese Produkte addiert, ergeben das angenäherte Trägheitsmoment. Das aus den Längsverbänden des Schiffes sich ergebende Trägheitsmoment ist durch das Trägheitsmoment des regelrecht gebauten Volldeckers von gleichen Abmessungen zu dividieren. Das Ergebnis, von 1 abgezogen und mit 100 multipliziert, stellt den Prozentsatz  $J$  dar, um welchen das Schiff in seinen Längsverbänden schwächer ist als der entsprechende Volldecker.

Bei Einführung der Querschnitte in die Festigkeitsrechnung ist zu beachten, daß für die Decksbeplattung der Querschnitt neben der breitesten Luke bzw. an der schwächsten Stelle innerhalb der mittleren halben Schiffslänge zu nehmen ist.

Beim Vergleich der Längsfestigkeit eines Spardeckschiffes bzw. eines schwächer gebauten Volldeckschiffes kann im Bereiche von besonders stark konstruierten längeren Aufbauten, bei denen die für ein außergewöhnliches Verhältnis der Länge des Schiffes zur Seitenhöhe geforderten Verstärkungen der Längsverbände nach den Bauvorschriften des Germanischen Lloyd ganz oder zum Teil in dem betreffenden Aufbau liegen, auch für den Vergleichsvolldecker angenommen werden, daß diese Verstärkungen in gleicher Weise im Aufbau liegen, so daß sie in der Festigkeitsrechnung beiderseits nicht oder nur zum Teil zum Ausdruck kommen.

Platten werden von Mitte Nietung bis Mitte Nietung gemessen; für Nietlöcher wird kein Abzug gemacht.

<sup>1)</sup> Bis hierher für Segelschiffe; über „Sprung“ siehe auch S. 39 u. 638 und Liddel: Sprung der Schiffe. Schiffbau Bd. 4, S. 64.

<sup>2)</sup> Vgl. a. Abschnitt Festigkeit der Schiffe.

Interkostale Verbände sowie interkostale Teile von durchlaufenden Verbänden werden nicht in Rechnung gezogen.

Längsträger, Kielschweine und Stringer auf den Bodenwrangen oder Spanten werden nur dann in Betracht gezogen, wenn sie durch längsschiffs gerichtete Platten mit der Außenhaut verbunden sind.

Balkenkiel und Schlingerkiel werden nicht in Rechnung gesetzt.

Eine Dopplungsplatte des Flachkiels wird mit der Hälfte ihres Querschnitts bewertet.

Hölzerne Oberdecks dürfen nur dann in Betracht gezogen werden, wenn die Stöße ordnungsmäßig verschließen, und wenn die Decksbeplankung an keiner Stelle durch eine Schottwand oder sonstwie unterbrochen ist.

Für die Stöße sind 35 vH Verlust zu rechnen, und die Festigkeit des Holzes wird zu der des Stahles ungefähr mit  $\frac{1}{16}$  bewertet, so daß also der Querschnitt der Holzbeplankung vor Einführung in die Rechnung mit 0,04 zu multiplizieren ist.

Zum Vergleiche der Querverbände dient die Summe der Querschnitte der Spanten, Gegenspanten, Rahmenspanten, der Deckstützen, die Summe der halben Querschnitte der Bodenwrangen mittschiffs und der Decksbalken, bezogen auf die Einheit der Entfernung (in Zentimetern), in der die einzelnen Querverbände stehen. Es ist der Querschnitt jedes einzelnen Verbandteiles in Quadratmillimetern durch die Entfernung (in Zentimetern) zu dividieren, in der die einzelnen Querverbände im Schiffe stehen bzw. in den Bauvorschriften verlangt werden.

Der Querschnitt der Gegenspanten ist im Verhältnis der Länge des Gegenspants zu der Länge des Spants in Rechnung zu stellen.

Der Querschnitt der Rahmenspanten ist in derselben Weise zu berechnen.

Bei den mit Mannlöchern versehenen Bodenstücken ist bei deren Einführung in die Berechnung der Querfestigkeit das Mannloch in Abzug zu bringen. Beim Vergleichsvolldecker ist ein Mannloch von derselben Größe wie beim vorliegenden Schiff zu berücksichtigen.

Als Querschnitt der Stützen ist das Mittel aus den Querschnitten der übereinanderstehenden Stützen in Rechnung zu setzen. Es ist der Querschnitt einer jeden einzelnen Stütze mit der Länge der betreffenden Stütze zu multiplizieren und durch die Gesamtlänge der übereinanderstehenden Stützen zu dividieren. Die einzelnen Ergebnisse zusammengezählt, ergeben den in Rechnung zu setzenden Querschnitt für die betreffende Stützenreihe.

Hat ein Schiff runde Stützen mit vollem Querschnitt, so sind in die Berechnung der Querfestigkeit nicht die Querschnitte dieser vollen Stützen, sondern deren Ersatzhohlstützen (siehe Tafel nächste Seite) einzusetzen. Dasselbe gilt dann von dem Vergleichsvolldecker.

Die Gesamtsumme der Ergebnisse bei dem betreffenden Schiff ist durch die Gesamtsumme der Ergebnisse bei dem entsprechenden Volldecker von gleichen Abmessungen zu dividieren. Dieser Quotient, von 1 abgezogen und mit 100 multipliziert, ergibt den Prozentsatz  $Q$ , um den das Schiff in seinen Querverbänden schwächer ist als der entsprechende Volldecker.

Um nun den Gesamtprozentsatz, um welchen das Schiff schwächer ist als ein Volldecker, zu erhalten, ist  $J$  mit 0,6 und  $Q$  mit 0,4 zu multiplizieren. Beide Ergebnisse 0,6  $J$  und 0,4  $Q$  addiert, ergeben den Gesamtprozentsatz, um welchen das Schiff schwächer ist als ein Volldecker.

Es wird für das Schiff nun zunächst der Freibord festgesetzt, den es als regelrecht gebauter Volldecker — bei einem Spardeck mit einer Seitentiefe bis zum Spardeck gemessen — unter Berücksichtigung der Korrektur für Länge und Sprung haben würde.

Der in § 4, III angegebene Abzug für Aufbauten wird jedoch hier nur für stark gebaute Schiffe ganz gestattet. Für schwach gebaute Schiffe wird nur ein Teil dieses Abzuges gewährt, und dieser ergibt sich aus der untersten Zeile der Tabelle auf S. 616.

Zu dem so berechneten Freibord wird für geringere Materialstärken noch ein Zuschlag gemacht. Zu diesem Zwecke wird bei dem entsprechenden Völligkeitsgrad aus der Tafel B, S. 620, der Freibord (korrigiert für die Länge) bestimmt, den das Schiff als Sturmdecker für eine, um die entsprechende Deckshöhe niedrigere Seitentiefe — also bei einem Spardecker für eine Seitentiefe bis zum Hauptdeck gemessen — haben würde.

Wenn die Deckshöhe zwischen Haupt- und Spardeck das Maß von 2,44 m (8 Fuß) überschreitet, so ist, abgesehen von der Festigkeitsberechnung, zur Bestimmung des Zuschlages eine Deckshöhe von 2,44 m anzunehmen.

Hat das Schiff nur ein Deck, so muß ein Maß für die Höhe des Zwischendecks und die daraus sich ergebende zweite Seitentiefe angenommen werden.

Hierfür soll nachstehende Tafel gelten:

Seitentiefe für Freibordtafel A in Metern:

3,55 u. darunt.	3,70	3,85	4,00	4,15	4,30	4,45	4,60	4,75	4,90	5,05	5,20	5,35	5,50	5,65	5,80	5,95	6,10 u. höher
--------------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------------------

Deckshöhe in Metern:

1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,04	2,06	2,08	2,10	2,12	2,13
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Seitentiefe für Freibordtafel B in Metern:

1,75	1,88	2,01	2,14	2,27	2,40	2,53	2,66	2,79	2,92	3,05	3,18	3,31	3,44	3,57	3,70	3,83	3,97
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Der auf diese Weise gefundene Freibord wird nun auf das Spardeck bezogen, also um das Maß der Deckshöhe — Entfernung des Spardecks vom nächsten Deck darunter — vergrößert. Hiervon wird der Freibord — für eine Seitentiefe, gemessen bis zum Spardeck — nach der Tafel A, korrigiert für die Länge, abgezogen.

Deckstützen von gleicher Festigkeit.  
Nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd<sup>1)</sup>.

Volle Stützen	Geschweißte hohle Stützen		Mannesmann-Stahlrohrstützen		Gewichte		
	äußerer Durchm. mm	Wandstärke mm	äußerer Durchm. mm	Wandstärke mm	volle Stützen kg/m	geschweißte hohle Stützen kg/m	Mannesmann-Stahlrohrstützen kg/m
52	70	7	70	5	16,7	10,9	8,0
56	75	7,5	75	5,5	19,3	12,5	9,4
60	80	8	80	5,5	22,2	14,2	10,1
64	85	8,5	85	6	25,2	16,1	11,7
68	90	9	90	6,5	28,5	18,0	13,4
72	95	9,5	95	6,5	32,0	20,0	14,2
76	100	10	100	7	35,6	22,2	16,0
80	105	10	105	7	39,4	23,4	16,9
84	110	10,5	110	7,5	43,5	25,8	19,0
88	115	11	115	8	47,7	28,2	21,1
92	120	11	120	8	52,2	29,6	22,1
96	125	11	125	8	56,8	30,9	23,1
100	130	11,5	130	8	61,6	33,6	24,1
104	135	11,5	135	8	66,7	35,0	25,1
108	140	12	140	8,5	71,9	37,9	27,6
112	145	12	145	8,5	77,3	40,8	28,6
116	150	12,5	150	9	83,0	42,4	31,3
120	155	13	155	9,5	88,8	45,5	34,8
124	160	13,5	160	10	94,8	48,7	37,0
128	165	14	165	10,5	101,0	52,1	40,0
132	170	14,5	170	11	107,4	55,6	43,1
136	170	15	170	11,5	114,0	57,3	44,9
140	175	15,5	175	11,5	120,8	60,9	46,4
144	180	16	180	12	127,8	64,7	49,7
148	185	16,5	185	12,5	135,0	68,6	53,2
152	190	17	190	13	142,4	72,5	56,7
156	195	17,5	195	13,5	150,0	76,6	60,4
160	200	18	200	13,5	157,8	80,8	62,1
164	210	18	210	13,5	165,8	85,2	65,4
168	220	18,5	220	14	174,0	91,9	71,1
172	230	18,5	230	14	182,4	96,5	74,6
176	240	19	240	14,5	191,0	103,5	80,6
180	250	19	250	15	199,7	108,2	84,2

Von dieser so entstandenen Differenz wird ein bestimmter Prozentsatz zum Freibord zugeschlagen. Der Prozentsatz ergibt sich aus der Tafel auf S. 616, die als Leitzahlen in der obersten Zeile den Prozentsatz führt, um den das Schiff schwächer gebaut ist als ein Volldecker von gleichen Abmessungen, und als Leitzahlen an der linken Seite die Längsnummern des Germanischen Lloyd für das betreffende Schiff als Volldecker — mit einer Seitenhöhe, gemessen bis zum Spardeck.

#### § 10. Pforten, Speigaten und ähnliche Öffnungen in der Außenhaut.

Pforten in den Seitenwänden eines Schiffes sind ohne Einfluß auf den Freibord, wenn sie so eingerichtet sind, daß sie nur im Hafen zur Einnahme von Kohlen, Ladung u. dgl. geöffnet werden sollen, und wenn ihre Verschlussvorrichtungen die Mindeststärke der benachbarten Bordwand haben und durch Randschrauben im Abstand von rund 150 mm oder in gleich zuverlässiger Weise vor dem Inseegehen des Schiffes wasserdicht geschlossen werden.

Wenn dagegen ein Schiff von einem Zwischendecksraum aus Speigaten in den Seitenwänden unterhalb des Haupt- oder Spardecks hat, Seitenfenster oder Öffnungen ähnlicher Art, so soll der Freibord vergrößert werden, wenn die Unterkante der Öffnungen nicht genügend hoch über Wasser liegt. Das Maß der Vergrößerung des Freibords ist abhängig von der Art der Öffnungen und deren Verschlussvorrichtungen.

Wenn Seitenfenster der gewöhnlichen Art vorhanden sind mit hinreichend dickem Glas, die durch Schraubbolzen und Muttern gesichert und mit wasserdichten, eisernen Scharnierdeckeln oder inneren Blenden versehen sind, so darf die größte Tiefladelinie für Seewasser nicht weniger als 150 mm unterhalb der Unterkante der niedrigsten Seitenfensteröffnung liegen

<sup>1)</sup> Bruchfestigkeit in der Längsfaser: 55 kg/mm<sup>2</sup>, Dehnung: 15 vH bei 200 mm Versuchslänge. Bei höherer Festigkeit darf die Dehnung abnehmen; jedoch ist Material von weniger als 10 vH Dehnung von der Prüfung auszuschließen.

Umrechnung des Freibords bei Schiffen von schwächerer Bauart.

Das Schiff ist schwächer als ein Volldecker um Hundertstel	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	3 1/2	6 1/2	9 1/2	13	16 1/2	20 1/2	25	29 1/2	34	39	44	49 1/2	55	61	67	73	79 1/2	86	93	100
Unter 1000	4	7	11	15	19 1/2	24	28 1/2	33	38	43 1/2	49 1/2	55 1/2	61 1/2	67 1/2	74	80 1/2	87	93 1/2	100	
1000—1300	4 1/2	8	12	16 1/2	21 1/2	26 1/2	31 1/2	37	42 1/2	48 1/2	54 1/2	60 1/2	67	73 1/2	80	86 1/2	93	100		
1300—1600	4 1/2	8 1/2	13	18	23	28 1/2	34 1/2	40 1/2	46 1/2	53	59 1/2	66	72 1/2	79	86	93	100			
1600—1900	5	9 1/2	14	19 1/2	25	31	37 1/2	44	50 1/2	57	64	71	78	85	92 1/2	100				
1900—2200	5	10	15	20 1/2	26 1/2	33	39 1/2	46 1/2	54	61 1/2	69	76 1/2	84	92	100					
2200—2500	5 1/2	10 1/2	16	22	28	35	42 1/2	50	58	66	74	82	91	100						
2500—2800	5 1/2	11	17	23	30	37 1/2	45 1/2	54	62 1/2	71 1/2	80 1/2	90	100							
2800—3100	6	12	18	24 1/2	32	40	49	58	68	78	89	100								
3100—3400	6	12 1/2	19	26 1/2	35	44	54	65	76	88	100									
3400—3700	6 1/2	13	21	29	38	48	59 1/2	72	85	100										
3700—4000	6 1/2	14	22 1/2	32	43	55	68	83	100											
Über 4000																				

Die Korrektur für die Aufbauten ist zu multiplizieren mit:

1,0

0,25

0,5

0,75

1,0

1,0

1,0

0,75

0,50

0,25

Zuschlag zum Freibord in Hundertstel des Freibordunterschiedes. — Nach Tafel B und A

Längsnummer des Germanischen Lloyd = Q · L

Die Korrektur für die Aufbauten ist zu multiplizieren mit:

Wenn Seitenfenster außerdem noch durch hinreichend starke, äußere, vor dem Fensterahmen eingesetzte oder angebrachte Deckel geschützt werden, so sind sie ohne Einfluß auf den Freibord.

#### § 11. Maschinen- und Kesselschacht, Ladeluken.

Der nach den Tafeln ermittelte Freibord ist nur dann gültig, wenn Maschinen- und Kesselschächte über dem Oberdeck genügend hoch und stark sind und geeignete Vorrichtungen haben, welche ein Schließen aller Öffnungen bei schlechtem Wetter gestatten; ferner, wenn alle Luken auf dem Wetterdeck starke, regelrechte Luksülle und Lukendeckel haben, und diese mit den der Größe der Luke entsprechenden Schiebe- und Längsbalken versehen sind.

Sind diese Bedingungen nicht erfüllt, so ist der Freibord zu vergrößern unter Berücksichtigung der Fahrt, in welcher das Schiff beschäftigt ist.

#### § 12. Zuschlag zum Freibord für Reisen im Winter.

Für die im Winter angetretenen Reisen (nördlich vom 35. Grade nördlicher Breite während der Monate Oktober bis März einschließlich) ist ein Zuschlag zum Freibord zu machen, der sich für Volldeckschiffe ohne Aufbauten aus der Tafel A und für Schiffe mit einem durchlaufenden Aufbau (Sturmdeckschiffe) aus der Tafel B ergibt. Für Schiffe mit teilweisen Aufbauten ist der Zuschlag aus Tafel B mit  $v$  = Verhältnis:  $\frac{\text{Länge der Aufbauten}}{\text{Länge des Schiffes}}$  und der Zuschlag aus Tafel A mit  $1 - v$  zu multiplizieren.

Beide Ergebnisse zusammengezählt ergeben den Zuschlag für Schiffe mit teilweisen Aufbauten.

Für Reisen im Winter innerhalb der großen Küstenfahrt beträgt der Zuschlag zum Freibord nur drei Viertel des vorstehenden Maßes.

Bei Dampfern bis zu einer Länge von 100,5 m einschließlich ist während der Wintermonate Oktober bis März einschließlich der Freibord um 50 mm zu vergrößern für Fahrten in den nordatlantischen Gewässern, von irgendeinem europäischen Hafen aus oder vom Mittelländischen Meer nach der Ostküste Nordamerikas nördlich vom Kap Hatteras und umgekehrt.

#### § 13. Abzug vom Freibord für Reisen im Indischen und Stillen Ozean.

Für Reisen in ostindischen Gewässern und im Stillen Ozean (westlich von Singapore das Gebiet bis Suez und östlich von Singapore alle Fahrten innerhalb der beiden Wendekreise) ist während der guten Jahreszeit ein Abzug vom Freibord gestattet, der gleich ist dem Maße des Zuschlages für Winterreisen (siehe § 12).

#### § 14. Abzug vom Freibord in Frischwasser.

Beim Laden in Frischwasser wird der Freibord um ein Maß  $d$  verkleinert, das sich aus folgender Formel<sup>1)</sup> ergibt:

$$d = \text{Tiefgang ohne Kiel} \cdot (\delta - 0,1) \cdot 0,03,$$

worin  $\delta$  den Völligkeitsgrad des Schiffes (§ 3) bedeutet.

Das Maß  $d$  kann auch an Hand der Linienzeichnung rechnerisch ermittelt oder der Kurvenzeichnung entnommen werden.

#### § 15.

Der Genossenschaftsvorstand ist berechtigt, nach Anhörung des Germanischen Lloyd in besonders gearteten, in den Vorschriften nicht vorgesehenen Fällen Ausnahmen von vorstehenden Vorschriften zu gestatten.

#### § 16. Anbringung der Tiefleademarke.

In der Mitte des Schiffes ist an beiden Bordseiten durch einen 300 mm langen, wagerechten Strich die Stelle zu bezeichnen, von welcher ab der Freibord gemessen wird (siehe § 4). Von der Mitte der Oberkante dieses Striches aus wird senkrecht nach unten hin der Sommerfreibord ( $Fb$ ) für Seewasser abgesetzt. Um diesen Punkt herum wird ein Kreis von 300 mm Durchmesser geschlagen, und 350 mm von dem Punkte nach vorne gemessen wird von der wagerechten Mittellinie des Kreises aus nach oben der Abzug ( $d$ ) für Frischwasser, nach unten der Zuschlag ( $w$ ) für Reisen im Winter abgesetzt und je durch einen wagerechten Strich von 100 mm Länge bezeichnet. Vor die Sommer- und Wintermarken sind die Buchstaben  $S$  bzw.  $W$  zu setzen, ebenso über die Frischwassermarke die Buchstaben  $FW$ . Ist der Freibord für die große Küstenfahrt berechnet, so ist in den Kreis über die Mittellinie der Buchstabe  $K$  zu setzen.

Die Umrisse der ganzen Freibordmarke sowie des oberen wagerechten Striches sind in die Bordwand einzukörnen<sup>2)</sup>. Die Zeichnung ist auf beiden Schiffsseiten so anzubringen, daß die Marken für Sommer- und Wintertiefgang nach vorne zeigen. Die einzelnen Linien sind in einer Breite von 25 mm nebst den Buchstaben nach Maßgabe der Skizze (Abb. 530) bei dunkel gestrichenen Schiffen durch weiße Farbe, bei hell gestrichenen durch schwarze Farbe deutlich erkennbar zu machen.

Bei Schiffen mit vollem oder teilweise Sturmdack kann der für das Hauptdeck berechnete Freibord auch zwecks Eintragung ins Zertifikat und Anmarkung an Bord auf die Deckslinie des

<sup>1)</sup> Für Segelschiffe:  $\delta = \text{Tiefgang ohne Kiel} \cdot (\delta - 0,08) \cdot 0,03$ .

<sup>2)</sup> Bei hölzernen Schiffen einzustemmen.

Sturmdecks bezogen werden. Zu diesem Zwecke ist zu dem ausgerechneten Freibord, unter Berücksichtigung des Vorzeichens, noch die Entfernung der Deckslinie des Sturmdecks von der Deckslinie des Hauptdecks zuzuschlagen.

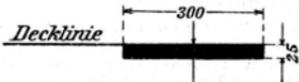


Abb. 530.



Abb. 531.

#### D. Freibord für Segelschiffe und Seeleichter.

Die Freibordvorschriften für Dampfer gelten sinngemäß auch für Segelschiffe.

Soweit nicht schon bei ersteren Abweichungen erwähnt, sind noch folgende Bestimmungen zu beachten (siehe die Anm. auf S. 604, 607 u. 613).

##### § 4. Bestimmung des Freibords nach der Tafel C.

Diese Tafel gilt bei Segelschiffen aus Eisen und Stahl für Volldeckschiffe gleicher Art, wie im § 4 für Dampfer angegeben ist. Für schwächer gebaute Segelschiffe aus Eisen und Stahl ist der Zuschlag zum Freibord derselbe wie nach § 9 für Dampfer von denselben Abmessungen und demselben Festigkeitsverhältnis.

Bei hölzernen und Komposit-Schiffen gilt die Tafel C für Schiffe der Klasse A I des Germanischen Lloyd oder einer gleichwertigen Klasse einer anderen Klassifikations-Gesellschaft.

Schiffe der Klasse A des Germanischen Lloyd erhalten einen Zuschlag von 8 vH zum Freibord, wenn sie aus hartem Holz gebaut sind, und einen Zuschlag von 10 vH, wenn sie aus weichem Holz gebaut sind.

Schiffe der Klasse B I und B erhalten einen Zuschlag zum Freibord von 15 vH, wenn sie aus hartem Holz, und von 20 vH, wenn sie aus weichem Holz gebaut sind.

Nicht klassifizierte Schiffe aus hartem oder weichem Holz müssen zwecks Besichtigung geöffnet werden, und die Größe des Freibords hängt von ihrer Beschaffenheit ab.

Der Zuschlag zum Freibord bei hölzernen Schiffen besteht in Hundertstein des aus der Tafel abgelesenen Freibords, bevor irgendeine Korrektur stattgefunden hat.

##### § 5. Abzug vom Freibord für die Aufbauten.

1. Siehe § 5a, b, c für Dampfer.

2. Beträgt bei Schiffen mit Hütte und Back die unter Berücksichtigung des Vorstehenden ermittelte Gesamtlänge der Aufbauten 0,5 der Schiffslänge  $L$ , so ist als Vergünstigung für die Aufbauten eine Verminderung von 12 vH für den für die Länge korrigierten Freibord in der Tafel zulässig, ferner ist bei:

0,375 der Schiffslänge eine Verminderung von 10 vH

0,250 der Schiffslänge eine Verminderung von 8 vH

0,125 der Schiffslänge eine Verminderung von 6 vH

zulässig. Für dazwischen liegende Größen ist zu interpolieren.

3. Hat das Schiff nur eine Back und weiter keine von Bord zu Bord reichenden Aufbauten, so soll zur Berechnung angenommen werden, daß auch eine Hütte von gleicher Länge wie die Back vorhanden ist. Von der unter dieser Annahme sich ergebenden Vergünstigung wird jedoch nur die Hälfte in Rechnung gesetzt.

4. Hat ein Schiff nur eine Hütte oder ein erhöhtes Quarterdeck, so wird der vierte Teil der Vergünstigung in Rechnung gesetzt, die das Schiff in dem Falle haben würde, wenn außer der Hütte oder dem erhöhten Quarterdeck auch noch eine Back von gleicher Länge vorhanden wäre.

5. Befindet sich unter den Aufbauten ein Brückenhäus, so kann dafür derselbe Abzug vom Freibord gemacht werden, wie er sich nach dem für Dampfer festgelegten Verfahren ergibt.

[Forts. S. 623.]

Freibordtafeln der See-Berufsgenossenschaft.

Freibordtafel A für Frachtdampfer.

Volldeckschiffe der ersten Klasse ohne Aufbauten (Seewasser; Sommer).

Länge des Schiffes m	Seitentiefe von Oberk. Kiel bis Oberk. Hauptdeck m	Volligkeitsgrad								Korrektur für 1 m Länge mm	Zuschlag für Reisen im Winter mm
		0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84		
		Freibord in Millimetern									
21,0	1,75	331	338	345	352	359	366	374	382	6	25
22,8	1,90	348	355	362	369	377	385	393	401	6	25
24,6	2,05	365	372	380	388	396	404	412	420	6	25
26,4	2,20	382	390	398	406	414	422	430	439	6	25
28,2	2,35	400	408	416	424	432	441	450	459	7	25
30,0	2,50	419	427	435	443	452	461	470	479	7	25
31,8	2,65	439	447	455	464	473	482	491	500	7	25
33,6	2,80	459	467	476	485	494	503	512	521	7	25
35,4	2,95	479	488	497	506	515	524	533	542	7	25
37,2	3,10	500	509	518	527	536	545	554	564	7	25
39,0	3,25	522	531	540	549	558	567	577	587	7	26
40,8	3,40	545	554	563	572	581	590	600	610	7	27
42,6	3,55	569	578	587	596	605	614	624	634	7	28
44,4	3,70	594	603	612	621	630	639	649	659	8	29
46,2	3,85	619	628	637	646	655	665	675	685	8	30
48,0	4,00	645	654	663	672	682	692	702	712	8	31
49,8	4,15	671	680	690	700	710	720	730	740	8	32
51,6	4,30	698	708	718	728	738	748	758	768	8	33
53,4	4,45	726	736	746	756	766	776	787	798	8	34
55,2	4,60	754	764	774	785	796	807	818	829	8	36
57,0	4,75	782	793	804	815	826	837	848	860	8	38
58,8	4,90	812	823	834	845	857	869	881	893	8	40
60,6	5,05	842	854	866	878	890	902	914	926	9	42
62,4	5,20	874	886	898	910	922	935	948	961	9	44
64,2	5,35	906	919	932	945	958	971	984	997	9	46
66,0	5,50	940	953	966	979	992	1006	1020	1034	9	48
67,8	5,65	975	988	1002	1016	1030	1044	1058	1072	9	50
69,6	5,80	1011	1025	1039	1053	1067	1081	1095	1110	9	52
71,4	5,95	1048	1062	1076	1090	1105	1120	1135	1150	10	54
73,2	6,10	1085	1100	1115	1130	1145	1160	1175	1190	10	56
75,0	6,25	1124	1139	1154	1169	1184	1200	1216	1232	10	58
76,8	6,40	1163	1179	1195	1211	1227	1243	1259	1275	10	60
78,6	6,55	1204	1220	1236	1252	1268	1284	1301	1318	10	63
80,4	6,70	1246	1262	1278	1295	1312	1329	1346	1363	10	66
82,2	6,85	1288	1305	1322	1339	1356	1373	1390	1408	11	69
84,0	7,00	1332	1349	1366	1383	1401	1419	1437	1455	11	72
85,8	7,15	1376	1394	1412	1430	1448	1466	1484	1502	11	75
87,6	7,30	1422	1440	1458	1476	1494	1513	1532	1551	11	78
89,4	7,45	1468	1487	1506	1525	1544	1563	1582	1601	11	81
91,2	7,60	1517	1536	1555	1574	1593	1612	1631	1651	11	84
93,0	7,75	1567	1586	1605	1624	1643	1663	1683	1703	11	87
94,8	7,90	1618	1637	1656	1676	1696	1716	1736	1756	12	90
96,6	8,05	1669	1689	1709	1729	1749	1769	1789	1809	12	93
98,4	8,20	1722	1742	1762	1782	1802	1822	1843	1864	12	96
100,2	8,35	1776	1796	1816	1836	1857	1878	1899	1920	12	99
102,0	8,50	1830	1851	1872	1893	1914	1935	1956	1977	12	102
103,8	8,65	1886	1907	1928	1949	1970	1991	2012	2034	12	105
105,6	8,80	1943	1964	1985	2006	2027	2049	2071	2093	12	108
107,4	8,95	2001	2022	2043	2064	2086	2108	2130	2152	12	111
109,2	9,10	2058	2079	2101	2123	2145	2167	2189	2211	13	114
111,0	9,25	2116	2138	2160	2182	2204	2226	2248	2271	13	117
112,8	9,40	2174	2196	2218	2240	2263	2286	2309	2332	13	120
114,6	9,55	2233	2255	2278	2301	2324	2347	2370	2393	13	124
116,4	9,70	2292	2315	2338	2361	2384	2407	2430	2454	13	128
118,2	9,85	2351	2374	2397	2420	2443	2467	2491	2515	13	132
120,0	10,00	2411	2434	2457	2481	2505	2529	2553	2577	13	136
121,8	10,15	2470	2494	2518	2542	2566	2590	2614	2639	13	140
123,6	10,30	2529	2553	2577	2601	2626	2651	2676	2701	14	144
125,4	10,45	2588	2613	2638	2663	2688	2713	2738	2763	14	148

Länge des Schiffes m	Seitentiefe von Oberk. Kiel bis Oberk. Hauptdeck m	Völligkeitsgrad								Korrektur für 1 m Länge mm	Zuschlag für Reisen im Winter mm
		0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84		
		Freibord in Millimetern									
127,2	10,60	2646	2671	2696	2721	2747	2773	2799	2825	14	152
129,0	10,75	2704	2730	2756	2782	2808	2834	2860	2887	14	156
130,8	10,90	2762	2788	2814	2840	2867	2894	2921	2948	14	159
132,6	11,05	2818	2845	2872	2899	2926	2953	2981	3009	14	162
134,4	11,20	2874	2901	2929	2957	2985	3013	3041	3069	14	165
136,2	11,35	2929	2957	2985	3013	3041	3070	3099	3128	14	168
138,0	11,50	2984	3013	3042	3071	3100	3129	3158	3187	14	171
139,8	11,65	3039	3068	3097	3126	3155	3185	3215	3245	14	174
141,6	11,80	3092	3122	3152	3182	3212	3242	3272	3302	14	177
143,4	11,95	3145	3175	3205	3235	3266	3297	3328	3359	14	180
145,2	12,10	3196	3227	3258	3289	3320	3351	3382	3414	14	183
147,0	12,25	3247	3278	3309	3341	3373	3405	3437	3469	14	186
148,8	12,40	3296	3328	3360	3392	3424	3457	3490	3523	14	189
150,6	12,55	3345	3378	3411	3444	3477	3510	3543	3576	14	192
152,4	12,70	3394	3427	3460	3493	3526	3560	3594	3628	14	195
154,2	12,85	3442	3476	3510	3544	3578	3612	3646	3680	14	198
156,0	13,00	3490	3524	3558	3592	3626	3660	3695	3730	14	201
157,8	13,15	3537	3571	3605	3640	3675	3710	3745	3780	14	204
159,6	13,30	3583	3618	3653	3688	3723	3758	3793	3828	14	207
161,4	13,45	3629	3664	3699	3734	3769	3804	3840	3876	14	210
163,2	13,60	3674	3709	3744	3779	3815	3851	3887	3923	14	213
165,0	13,75	3719	3754	3789	3825	3861	3897	3933	3969	14	216
166,8	13,90	3763	3798	3834	3870	3906	3942	3978	4014	14	219
168,8	14,05	3806	3842	3878	3914	3950	3986	4022	4059	14	222
170,4	14,20	3849	3885	3921	3957	3993	4030	4067	4104	14	225
172,2	14,35	3892	3928	3964	4000	4037	4074	4111	4148	14	228
174,0	14,50	3934	3970	4007	4044	4081	4118	4155	4192	14	231
175,8	14,65	3976	4013	4050	4087	4124	4161	4198	4235	14	234
177,6	14,80	4017	4054	4091	4128	4165	4202	4240	4278	14	237
179,4	14,95	4058	4095	4132	4169	4206	4244	4282	4320	14	240
181,2	15,10	4099	4136	4173	4210	4248	4286	4324	4362	14	243
183,0	15,25	4140	4177	4214	4252	4290	4328	4366	4404	14	246
184,8	15,40	4179	4217	4255	4293	4331	4369	4407	4445	14	249
186,6	15,55	4219	4257	4295	4333	4371	4409	4448	4487	15	252
188,4	15,70	4259	4297	4335	4373	4411	4450	4489	4528	15	255
190,2	15,85	4298	4336	4374	4412	4451	4490	4529	4568	15	258
192,0	16,00	4336	4374	4413	4452	4491	4530	4569	4608	15	261
193,8	16,15	4374	4413	4452	4491	4530	4569	4608	4647	15	264
195,6	16,30	4412	4451	4490	4529	4568	4607	4646	4686	15	267
197,4	16,45	4450	4489	4528	4567	4606	4645	4684	4724	15	270
199,2	16,60	4488	4527	4566	4605	4644	4683	4722	4762	15	273
201,0	16,75	4526	4565	4604	4643	4682	4721	4760	4800	15	276
202,8	16,90	4564	4603	4642	4681	4720	4759	4798	4838	15	279
204,6	17,05	4601	4640	4679	4718	4757	4796	4835	4875	15	282
206,4	17,20	4638	4677	4716	4755	4794	4833	4872	4912	15	285
208,2	17,35	4675	4714	4753	4792	4831	4870	4909	4949	15	288
210,0	17,50	4712	4751	4790	4829	4868	4907	4946	4985	15	291
211,8	17,65	4749	4787	4826	4865	4904	4943	4982	5021	15	294

Freibordtafel B für Frachtdampfer.

Sturmdeckschiffe (Volldeckschiffe mit durchlaufendem Sturmdeck) der ersten Klasse. (Seewasser; Sommer.)

21,0	1,75	-179	-179	-178	-177	-176	-175	-174	-173	4	35
22,8	1,90	-178	-177	-176	-175	-174	-173	-170	-168	4	35
24,6	2,05	-177	-175	-173	-171	-169	-167	-165	-163	4	35
26,4	2,20	-176	-174	-172	-170	-167	-164	-161	-158	4	36
28,2	2,35	-175	-172	-169	-166	-163	-160	-157	-153	4	37
30,0	2,50	-173	-170	-167	-164	-160	-156	-152	-148	4	38
31,8	2,65	-170	-166	-162	-158	-154	-150	-146	-142	4	39
33,6	2,80	-166	-162	-158	-154	-149	-144	-139	-134	4	40
35,4	2,95	-161	-156	-151	-146	-141	-136	-131	-125	4	41
37,2	3,10	-155	-150	-144	-138	-132	-126	-120	-114	4	42

Länge des Schiffes m	Seitentiefe von Oberk. Kiel bis Oberk. Hauptdeck m	Völligkeitsgrad								Korrektur für 1 m Länge mm	Zuschlag für Reisen im Winter mm
		0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84		
		Freibord in Millimetern									
39,0	3,25	-148	-142	-136	-130	-123	-116	-109	-102	4	43
40,8	3,40	-140	-133	-126	-119	-112	-105	-97	-89	4	44
42,6	3,55	-131	-124	-116	-108	-110	-92	-84	-76	5	46
44,4	3,70	-121	-113	-105	-97	-89	-80	-71	-62	5	48
46,2	3,85	-110	-102	-93	-84	-75	-66	-57	-48	5	50
48,0	4,00	-98	-89	-80	-71	-62	-53	-44	-34	5	52
49,8	4,15	-86	-77	-68	-59	-49	-39	-29	-19	5	54
51,6	4,30	-73	-64	-54	-44	-34	-24	-14	-4	5	56
53,4	4,45	-60	-50	-40	-30	-20	-10	+	+	5	58
55,2	4,60	-46	-36	-26	-16	-6	+	15	26	5	60
57,0	4,75	-31	-21	-11	-1	+	9	20	31	5	62
58,8	4,90	-14	-4	+	6	+	16	26	37	5	64
60,6	5,05	+	5	+	15	25	35	45	56	5	66
62,4	5,20	26	36	46	56	66	77	88	99	5	68
64,2	5,35	49	59	69	79	89	100	111	122	5	70
66,0	5,50	74	84	94	104	115	126	137	148	5	72
67,8	5,65	101	111	121	131	142	153	164	175	5	74
69,6	5,80	130	140	150	160	171	182	193	204	5	76
71,4	5,95	161	171	181	191	202	213	224	235	5	79
73,2	6,10	194	204	214	224	235	246	257	268	5	82
75,0	6,25	229	239	249	260	271	282	293	304	5	85
76,8	6,40	265	275	286	297	308	319	330	341	5	88
78,6	6,55	302	313	324	335	346	357	368	379	5	91
80,4	6,70	340	351	362	373	384	395	406	418	5	94
82,2	6,85	379	390	401	412	423	434	446	458	5	97
84,0	7,00	420	431	442	453	464	476	488	500	5	100
85,8	7,15	463	474	485	496	508	520	532	544	5	103
87,6	7,30	508	519	530	542	554	566	578	590	5	106
89,4	7,45	555	566	578	590	602	614	626	638	6	109
91,2	7,60	604	616	628	640	652	664	676	688	6	112
93,0	7,75	654	666	678	690	702	714	727	740	6	115
94,8	7,90	705	717	729	742	755	768	781	794	6	118
96,6	8,05	757	770	783	796	809	822	836	850	6	121
98,4	8,20	809	823	837	851	865	879	893	907	6	124
100,2	8,35	862	876	890	904	919	934	949	964	6	127
102,0	8,50	915	930	945	960	975	990	1005	1021	6	130
103,8	8,65	969	984	999	1015	1031	1047	1063	1079	6	133
105,6	8,80	1024	1040	1056	1072	1088	1104	1121	1138	6	136
107,4	8,95	1080	1096	1113	1130	1147	1164	1181	1198	6	139
109,2	9,10	1137	1154	1171	1188	1205	1223	1241	1259	6	142
111,0	9,25	1195	1212	1230	1248	1266	1284	1302	1320	6	145
112,8	9,40	1254	1272	1290	1308	1326	1344	1363	1382	6	148
114,6	9,55	1313	1332	1351	1370	1389	1408	1427	1446	6	151
116,4	9,70	1372	1391	1411	1431	1451	1471	1491	1511	7	154
118,2	9,85	1432	1452	1472	1492	1512	1533	1554	1575	7	157
120,0	10,00	1492	1513	1534	1555	1576	1597	1618	1639	7	160
121,8	10,15	1552	1573	1594	1615	1636	1658	1680	1702	7	163
123,6	10,30	1612	1633	1655	1677	1699	1721	1743	1765	7	166
125,4	10,45	1672	1694	1716	1738	1760	1782	1805	1828	7	169
127,2	10,60	1732	1754	1776	1798	1821	1844	1867	1890	7	172
129,0	10,75	1792	1814	1837	1860	1883	1906	1929	1952	7	175
130,8	10,90	1852	1875	1898	1921	1944	1967	1990	2014	7	178
132,6	11,05	1911	1934	1957	1980	2004	2028	2052	2076	7	181
134,4	11,20	1969	1993	2017	2041	2065	2089	2113	2138	7	184
136,2	11,35	2026	2050	2075	2100	2125	2150	2175	2200	7	187
138,0	11,50	2082	2107	2132	2157	2183	2209	2235	2261	7	190
139,8	11,65	2137	2163	2189	2215	2241	2268	2295	2322	7	193
141,6	11,80	2191	2218	2245	2272	2299	2326	2353	2381	7	196
143,4	11,95	2244	2271	2299	2327	2355	2383	2411	2439	7	199
145,2	12,10	2296	2324	2352	2380	2409	2438	2467	2496	7	201
147,0	12,25	2347	2376	2405	2434	2463	2492	2522	2552	7	203
148,8	12,40	2397	2427	2457	2487	2517	2547	2577	2607	8	205
150,6	12,55	2446	2476	2506	2537	2568	2599	2630	2661	8	207
152,4	12,70	2494	2525	2556	2587	2628	2659	2682	2714	8	209

Länge des Schiffes m	Seitentiefe von Oberk. Kiel bis Oberk. Hauptdeck m	Völligkeitsgrad							Korrektur für 1 m Länge mm	Zuschlag für Reisen im Winter mm	
		0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82			0,84
		Freibord in Millimetern									
154,2	12,85	2542	2574	2606	2638	2670	2702	2734	2766	8	211
156,0	13,00	2589	2621	2653	2685	2717	2750	2783	2816	8	213
157,8	13,15	2635	2667	2700	2733	2766	2799	2832	2865	8	215
159,6	13,30	2681	2714	2747	2780	2813	2846	2879	2912	8	217
161,4	13,45	2726	2759	2792	2825	2858	2891	2924	2957	8	219
163,2	13,60	2770	2803	2836	2869	2902	2935	2968	3002	8	221
165,0	13,75	2813	2846	2879	2912	2945	2978	3012	3046	8	223
166,8	13,90	2855	2888	2921	2954	2987	3021	3055	3089	8	225
168,6	14,05	2896	2929	2962	2996	3030	3064	3098	3132	8	227
170,4	14,20	2936	2970	3004	3038	3072	3106	3140	3175	8	229
172,2	14,35	2975	3009	3043	3077	3112	3147	3182	3217	8	231
174,0	14,50	3013	3048	3083	3118	3153	3188	3223	3259	8	233
175,8	14,65	3050	3085	3121	3157	3193	3229	3265	3301	8	235
177,6	14,80	3086	3122	3158	3194	3231	3268	3305	3342	8	237
179,4	14,95	3121	3158	3195	3232	3269	3307	3345	3383	8	239
181,2	15,10	3156	3194	3232	3270	3308	3346	3385	3424	8	241
183,0	15,25	3190	3229	3268	3307	3346	3385	3424	3464	8	243
184,8	15,40	3224	3264	3304	3344	3384	3424	3464	3504	8	245
186,6	15,55	3257	3298	3339	3380	3421	3462	3503	3544	9	247
188,4	15,70	3290	3332	3374	3416	3458	3500	3542	3584	9	249
190,2	15,85	3323	3365	3408	3451	3494	3537	3580	3623	9	251
192,0	16,00	3355	3398	3442	3486	3530	3574	3618	3662	9	253
193,8	16,15	3387	3431	3476	3521	3566	3611	3656	3701	9	255
195,6	16,30	3419	3464	3510	3556	3602	3648	3694	3740	9	257
197,4	16,45	3451	3497	3543	3590	3637	3684	3731	3778	9	259
199,2	16,60	3482	3529	3576	3624	3672	3720	3768	3816	9	261
201,0	16,75	3513	3561	3609	3658	3707	3756	3805	3854	9	263
202,8	16,90	3544	3593	3642	3692	3742	3792	3842	3892	9	265
204,6	17,05	3575	3625	3675	3726	3777	3828	3879	3930	9	267
206,4	17,20	3606	3657	3708	3759	3811	3863	3915	3967	9	269
208,2	17,35	3636	3688	3740	3792	3845	3898	3951	4004	9	271
210,0	17,50	3666	3719	3772	3825	3879	3933	3987	4041	9	273
211,8	17,65	3696	3750	3804	3858	3913	3968	4023	4078	9	275

## Freibordtafel C für Segelschiffe.

Volldeckschiffe der ersten Klasse ohne Aufbauten (Seewasser; Sommer und Winter).

Länge des Schiffes m	Seitentiefe von Oberk. Kiel bis Oberk. Hauptdeck m	Völligkeitsgrad <sup>1)</sup>							Korrektur für 1 m Länge mm
		0,64	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	
		Freibord in Millimetern							
16,0	1,60	150	156	162	168	175	182	189	6
17,5	1,75	169	175	181	187	194	201	208	6
19,0	1,90	189	195	201	207	214	221	228	6
20,5	2,05	210	216	222	228	235	242	249	6
22,0	2,20	232	238	244	250	257	264	271	6
23,5	2,35	255	261	267	273	280	287	294	6
25,0	2,50	279	285	291	297	304	311	318	6
26,5	2,65	304	310	316	323	330	337	344	7
28,0	2,80	330	336	343	350	357	364	371	7
29,5	2,95	357	364	371	378	385	392	399	7
31,0	3,10	385	392	399	406	413	421	429	7

<sup>1)</sup> Diesen Völligkeitsgraden entsprechen für Kompositenschiffe die Völligkeitsgrade . . . . . 0,62, 0,64, 0,66, 0,68, 0,70, 0,72, 0,74, Holzschiffe die Völligkeitsgrade . . . . . 0,58, 0,60, 0,62, 0,64, 0,66, 0,68, 0,70.

Länge des Schiffes m	Seitentiefe von Oberk. Kiel bis Oberk. Hauptdeck m	Völligkeitsgrad							Korrektur für 1 m Länge mm
		0,64	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	
		Freibord in Millimetern							
32,5	3,25	414	421	428	436	444	452	460	7
34,0	3,40	444	452	460	468	476	484	492	7
35,5	3,55	475	483	491	499	507	516	525	8
37,0	3,70	507	515	523	532	541	550	559	8
38,5	3,85	539	548	557	566	575	584	594	8
40,0	4,00	572	581	590	599	609	619	629	8
41,5	4,15	605	615	625	635	645	655	665	8
43,0	4,30	639	649	659	669	679	690	701	8
44,5	4,45	673	683	694	705	716	727	738	9
46,0	4,60	708	719	730	741	752	763	775	9
47,5	4,75	743	754	765	777	789	801	813	9
49,0	4,90	779	791	803	815	827	839	851	9
50,5	5,05	815	827	839	851	863	876	889	9
52,0	5,20	851	863	876	889	902	915	928	9
53,5	5,35	888	901	914	927	940	953	967	9
55,0	5,50	925	938	951	964	978	992	1006	9
56,5	5,65	962	976	990	1004	1018	1032	1046	9
58,0	5,80	999	1013	1027	1041	1056	1071	1086	10
59,5	5,95	1036	1051	1066	1081	1096	1111	1126	10
61,0	6,10	1073	1088	1103	1118	1134	1150	1166	10
62,5	6,25	1110	1126	1142	1158	1174	1190	1206	10
64,0	6,40	1150	1166	1182	1198	1214	1231	1248	10
65,5	6,55	1191	1207	1223	1239	1256	1273	1290	10
67,0	6,70	1231	1248	1265	1282	1299	1316	1333	10
68,5	6,85	1272	1289	1306	1323	1341	1359	1377	10
70,0	7,00	1312	1329	1346	1364	1382	1400	1418	11
71,5	7,15	1353	1370	1387	1405	1423	1441	1459	11
73,0	7,30	1393	1411	1429	1447	1465	1483	1501	11
74,5	7,45	1433	1451	1469	1488	1507	1526	1545	11
76,0	7,60	1475	1494	1513	1532	1551	1570	1589	11
77,5	7,75	1518	1537	1556	1575	1594	1614	1634	11
79,0	7,90	1561	1580	1600	1620	1640	1660	1680	11
80,5	8,05	1604	1624	1644	1665	1686	1707	1728	11
82,0	8,20	1647	1667	1688	1709	1730	1751	1772	12
83,5	8,35	1691	1711	1732	1753	1774	1795	1816	12
85,0	8,50	1740	1761	1782	1803	1824	1845	1866	12
86,5	8,65	1783	1804	1825	1846	1868	1890	1912	12
88,0	8,80	1828	1850	1872	1894	1916	1939	1962	12
89,5	8,95	1875	1897	1919	1942	1965	1988	2011	12
91,0	9,10	1920	1943	1966	1989	2013	2037	2061	12
92,5	9,25	1966	1990	2014	2038	2062	2086	2110	12
94,0	9,40	2013	2037	2061	2086	2111	2136	2161	12
95,5	9,55	2061	2086	2111	2136	2161	2186	2211	12
97,0	9,70	2111	2136	2161	2186	2212	2238	2264	12
98,5	9,85	2162	2187	2213	2239	2265	2291	2317	13
100,0	10,00	2214	2240	2266	2292	2318	2344	2370	13
101,5	10,15	2264	2291	2318	2345	2373	2401	2429	13
103,0	10,30	2316	2344	2372	2400	2428	2457	2486	13
104,5	10,45	2368	2397	2426	2455	2485	2515	2545	13
106,0	10,60	2420	2450	2481	2512	2543	2574	2605	13
107,5	10,75	2473	2505	2537	2569	2601	2634	2667	13
109,0	10,90	2527	2560	2593	2626	2660	2694	2728	13
110,5	11,05	2585	2619	2653	2687	2721	2755	2789	13

§ 9.

Segelschiffe mit einem Bruttoreumgehalt von weniger als 100 Register-Tons dürfen auf Fahrten, welche die Grenzen der kleinen Küstenfahrt nicht erheblich überschreiten, im Sommer während der Monate April bis September einschließlich etwas tiefer beladen werden, als sich nach den vorstehenden Regeln ergibt. Das Maß der Tieferladung soll jedoch nicht größer sein als das Maß  $d$  (§ 8) des Abzuges vom Freibord in Frischwasser.

§ 10.

Bei Segelschiffen ist während der Wintermonate Oktober bis März einschließlich der Freibord um 75 mm zu vergrößern für Fahrten in den nordatlantischen Gewässern

von irgendeinem europäischen Hafen aus oder vom Mittelländischen Meer nach der Ostküste Nordamerikas nördlich vom Kap Hatteras und umgekehrt.

#### § 11. Öffnungen im Deck und in der Außenhaut.

Der nach den Tafeln ermittelte Freibord ist nur dann gültig, wenn alle Luken auf dem Wetterdeck starke, regelrechte Luksülle und Lukendeckel haben, und diese mit den der Größe der Luke entsprechenden Schiebe- und Längsbalken versehen sind.

Sind diese Bedingungen nicht erfüllt, so ist der Freibord zu vergrößern unter Berücksichtigung der Fahrt, in welcher das Schiff beschäftigt ist. Bezüglich der Pforten, Speigaten und ähnlichen Öffnungen in der Außenhaut gelten die Bestimmungen des § 10 der Vorschriften über den Freibord für Dampfer.

Die Tieflademarke für Segelschiffe hat nebenstehende Form (Anbringung, wie bei Dampfern — siehe Abb. 531 S. 618).

### E. Die Freibordvorschriften des Board of Trade.

Die Grundlage der zur Zeit gültigen Freibordvorschriften des Board of Trade sind die im Mai 1909 in Kraft gesetzten revidierten „Tables of Freeboard“, welche bis jetzt lediglich Neudrucke, aber keine Änderungen erfahren haben.

Freibord in den Tabellen ist die Höhe der Schiffsseite mittschiffs über Wasser, gemessen bis zur Oberkante Deck an der Seite, oder in Fällen, wo ein Wassergang angebracht ist, bis zum Schnittpunkt der verlängerten oberen Begrenzungslinie des Decks mit der Schiffsseite.

Der genaue Freibord für Volldeckdampfer und Volldecksegelschiffe kann durch Absetzen des für die einzelnen Seitenhöhen angegebenen erforderlichen Reserve-deplacements von einer Skala, welche das Displacement bis einschließlich Oberdeck angibt, bestimmt werden (die See-Berufsgenossenschaft kennt die Bestimmung des Freibords nach dem Reservedisplacement nicht).

Die eigentlichen Freibordvorschriften geben nur eine angenäherte Methode, um den Freibord von fertigen Schiffen annähernd genau zu bestimmen, werden aber heutzutage fast ausschließlich angewendet. Zur Zeit sind nur noch die Freibordtabellen A, C und D für Volldeck- und Sturmdeckdampfer und für Segelschiffe in Anwendung. Die Freibordtabellen sind nach der Seitenhöhe und der Völligkeit des Schiffsrumpfes aufgestellt.

Die Seitenhöhe rechnet von Oberkante Kiel bis Oberkante Deckbalken des obersten durchlaufenden Decks mit Ausnahme der Schiffe mit durchlaufenden Aufbaudecks (Shelterdeck und Sturmdeckschiffe), bei welchen die Seitenhöhe nur bis zum zweiten Deck gemessen wird.

Die Völligkeit wird errechnet, indem man den Unterdecktonnagegehalt in Registertonnen mit 100 multipliziert und durch das Produkt aus Länge über Steven, Vermessungsbreite  $\times$  Vermessungstiefe dividiert;  $\frac{100 R t}{L \cdot B \cdot RT} =$  Völlig-

keitsgrad. Sind die Vermessungsdaten durch Abweichungen, wie z. B. durchlaufenden Doppelboden, besondere Dicke der Wegerung, ungewöhnlichen Sprung u. dgl. beeinflusst, so ist der Völligkeitskoeffizient entsprechend zu ändern, da die Tabellen auf Schiffe ohne Doppelboden zugeschnitten sind. Für Zwischenwerte in den Tabellen wird interpoliert, dagegen darf nicht extrapoliert werden.

Als Länge ist die 12fache Seitenhöhe angenommen. Die Zuschläge zum Freibord bei größerer und die Abzüge bei geringerer Länge sind für jede Seitenhöhe für 10' Längenunterschied angegeben. Bei Schiffen mit Aufbauten über 0,6 L ist die Längenkorrektur nur halb so groß.

Der den englischen Freibordtabellen zugrundegelegte Normalsprung ist im allgemeinen erheblich kleiner als bei den Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft. Als Norm für den mittleren Sprung bei Schiffen ohne Aufbauten (Mitte aus Sprung am Vor- und Hintersteven) gilt 1" für je 10' Schiffslänge + 10", also für Schiffe von 100' Länge 20", für solche von 400' Länge 50". Der Sprung am Vorsteven ist doppelt so groß wie der Sprung am Hintersteven. Sprung auf  $\frac{1}{8}$  von den Enden 0,55, auf  $\frac{1}{4}$  L 0,26 und auf  $\frac{3}{8}$  L von den Enden 0,07 des Sprungs an den Enden. Diese Sprungtabelle gilt für alle Schiffe mit Ausnahme derjenigen, welche nur eine Back und eine kurze Poop haben, bei diesen wird der Sprung auf  $\frac{1}{8}$  L von den Enden gemessen und soll 0,06 L + 6" betragen und bei Schiffen mit

nur einer kurzen Back, bei welcher der Sprung hinten am Hintersteven und vorne auf  $\frac{1}{8} L$  vom Vorsteven gemessen wird und  $0,07 L + 7''$  beträgt. Ein Viertel des Unterschiedes zwischen dem so ermittelten und dem wirklichen Sprung wird, wenn er größer, vom Freibord abgezogen oder, wenn kleiner, hinzugezählt. Doch werden nicht mehr als 50 vH des normalen Sprunges für die Vergünstigung gerechnet. Bei Sturmdeck- und Shelterdeckschiffen ergibt sich für größeren Sprung keine Freibordverringering. Liegt der tiefste Punkt des Sprunges niedriger als die Seitenhöhe mittschiffs, so wird der halbe Unterschied zum Freibord zugeschlagen.

Die normale Balkenbucht ist gleich  $\frac{1}{48}$  Schiffsbreite. Bei abweichender Bucht wird die Hälfte des Unterschieds zugezählt oder abgezogen unter Berücksichtigung des freiliegenden Teiles des Decks. Für Schiffe mit durchlaufenden Aufbauten kommt die Balkenbucht nicht in Betracht.

Schiffe mit Aufbauten. Es werden unterschieden:

1. Dampfer mit Back, langer Poop oder Quarterdeck in Verbindung mit einem Brückendeck, welches Maschinen- und Kesselraumschächte umschließt (Welldecker). Die Verringerung des Freibords beträgt bei 95 vH Gesamtlänge der Aufbauten 90 vH der Differenz zwischen den Freiborden für das Schiff als Volldecker (nach Korrektur für den Sprung) und als Sturmdecker. Bei 60 vH Gesamtlänge der Aufbauten beträgt die Verringerung nur noch 40 vH dieser Differenz.
2. Dampfer, bei welchen Poop, Brücke und Back getrennt sind. Verringerung des Freibords bei 95 vH Gesamtlänge der Aufbauten 75 vH des obigen Unterschiedes zwischen Volldeck- und Sturmdeckfreibord und bei 40 vH Gesamtlänge nur 25 vH. Bei 50 vH Gesamtaufbautenlänge wird bei beiden nur noch für die Länge korrigiert.
3. Dampfer, welche nur Brücke und Back haben, bei  $\frac{5}{10}$  Gesamtlänge der Aufbauten 30 vH der Differenz und bei 30 vH Gesamtlänge der Aufbauten 19 vH der Freiborddifferenz nach Korrektur für Sprung und Länge bzw. Länge allein.
4. Dampfer, welche nur ein erhöhtes Quarterdeck oder eine kurze Poop und eine Back haben bei 50 vH Gesamtlänge der Aufbauten 32 vH des Unterschiedes der beiden Freiborde nach Korrektur für die Länge, bei 12,5 vH Gesamtlänge der Aufbauten 8 vH des Unterschiedes.

Voraussetzung bei 1 bis 4 ist, daß die Frontschotte der Aufbauten stark genug sind, daß die Back volle Deckshöhe hat und daß Maschinen- und Kesselschacht von eisernen Aufbauten umschlossen sind. Ist letzteres nicht der Fall, so wird bei den Dampfern unter 4 nur  $\frac{6}{10}$  der Freibordverringering gewährt.

Segelschiffe mit Poop und Back erhalten bei  $\frac{5}{10}$  Gesamtlänge der Aufbauten eine Verringerung von 10 vH des Reservedisplacements oder 12 vH des Freibords nach Korrektur für die Länge; bei 0,125 Gesamtlänge beträgt der Abzug vom Reservedisplacement 4 vH oder 6 vH vom Freibord.

Die Shelterdeckschiffe werden ähnlich wie nach der See-Berufsgenossenschaft behandelt, nur mit dem Unterschied, daß die Vergünstigung für den Sprung vorher vom Volldeckerfreibord abgezogen werden muß, so daß also eine Verringerung des Freibords auf Grund eines größeren Sprunges nach B.o.T.-Vorschriften nicht in Frage kommt.

Freibord im Zertifikat. Im Zertifikat wird zu dem von Oberkante Deckbalken berechneten Freibord ein Zuschlag gemacht, um ihn von der im Gesetz festgelegten und stets am Schiff angemerkten Deckslinie (Statutory Deckline) abzusetzen. Im Gesetz war eine Holzbeplankung mit Wassergang auf dem Freiborddeck angenommen. Die „Statutory Deckline“ liegt also bei Schiffen mit Holzbeplankung und einem Wassergang von normaler Breite im Schnittpunkt der Verlängerung der Oberkante Holzdeck mit der Schiffsseite. Wo das Holzdeck bis zur Außenhaut geht, wird ein ideeller Wassergang von bestimmter Breite angenommen. Die „Statutory Deckline“ liegt in diesem Falle in dem Schnittpunkt der durch die Innenkante des ideellen Wasserganges gezogenen Horizontalen mit der Außenhaut. Wo kein Holzdeck vorhanden, wird der Freibord von dem Schnittpunkt einer Horizontalen durch einen Punkt auf dem Eisendeck im Abstand eines vorgeschriebenen Wasserlaufes mit der Schiffsseite abgesetzt, nachdem bei der Freibord-

berechnung selbst das Holzdeck in Abzug gebracht worden ist, und zwar je nachdem, wieviel von dem Deck freiliegt, also von Aufbauten nicht überdeckt ist.

Der nach den Tabellen errechnete Freibord ist der Winterfreibord, für Sommer werden bestimmte Abzüge gemacht, welche bei Volldeckschiffen und Sturmdeckschiffen verschieden sind, und bei Schiffen mit teilweisen Aufbauten entsprechend zwischen beiden liegen. Für Fahrten während der guten Jahreszeit im Indischen Ozean zwischen Suez und Singopore wird dieser Abzug doppelt genommen. Für Schiffe bis zu 330' Länge einschließlich wird für Winterfahrten im Nord-Atlantik ein Zuschlag von 2'' zum Winterfreibord gemacht.

Aus nachstehenden zwei Musterberechnungen sind die Einzelheiten der Freibordberechnung, die von der deutschen in manchen Punkten wesentlich abweicht, ersichtlich.

Freibordberechnung eines Shelterdeckschiffes mit einer Vermessungsöffnung im Hinterschiff.

Vermessungslänge 442,6'; Vermessungsbreite 58,2'; Vermessungstiefe 27,6'. Unterdeck-Raumgehalt 5437 Reg.-Tons; Länge über Steven 441'; Breite auf Spanten 58,0'; Seitenhöhe bis zweites Deck 30' 6''.

$$\text{Völligkeitskoeffizient } \frac{5437 \cdot 100}{441 \cdot 58,2 \cdot 27,6} = 0,7675.$$

Korrektur der Vermessungstiefe für Doppelboden 0,3'. RT. = 27,9'. Korrigierter Völligkeitskoeffizient 0,76.

$$\begin{array}{l} \text{Sprung am Vorsteven} \quad 80'' \\ \text{,, ,, Hintersteven} \quad 40'' \end{array}$$

$$120'' : 2 = 60'' = \text{mittlerer Sprung}$$

Sprung laut Tabelle

$$\text{Differenz } \frac{6''}{54''} : 4 = 1,5'' = \text{Sprungkorrektur.}$$

Freibord Tabelle A

$$7' 8,5''$$

Sprungkorrektur

$$1,5''$$

Freibord Tabelle A korrigiert für Sprung

$$7' 7,0''$$

Freibord Tabelle C

$$4' 7,0''$$

$$\text{Differenz A-C } 3' 0'' = 36''.$$

Länge der Decksaufbauten (Shelterdeck-Vermessungsöffnung) 0,98 L. Entsprechender Prozentsatz 93 vH.

$$\text{Differenz A - C} = 36'' \cdot 0,93 = 33,48'' = 2' 9,48'' = \text{Aufbautenkorrektur.}$$

Freibord Tabelle A korrigiert für Sprung

$$7' 7''$$

- Aufbautenkorrektur

$$- 2' 9,48''$$

$$4' 9,52''$$

$$\text{Längenkorrektur } (441' - 366') \cdot \frac{75 \cdot 1,5}{10 \cdot 2} =$$

$$+ 5,63''$$

$$5' 3,15''$$

Korrektur für Holzdeck

$$- 4,0''$$

Winterfreibord von Oberkante Deckbalken

$$4' 11,15''$$

Abzug für Sommer

$$6,0''$$

Sommerfreibord von Oberkante Deckbalken

$$4' 5,15''$$

Seitenhöhe

$$30' 6,0''$$

Tiefgang exkl. Kiel

$$26' 0,85''$$

Flachkiel und Kielgang (0,84 + 0,66'')

$$1,50''$$

Tiefgang inkl. Kiel

$$26' 2,35''$$

Statutory Deckline über Oberkante Deckbalken

$$2,25''$$

Winterfreibord von Oberkante Deckbalken

$$4' 11,15''$$

Winterfreibord von Statutory Deckline

$$5' 1,40''$$

Sommerfreibord von Statutory Deckline

$$4' 7,40''$$

Freibordberechnung für einen Volldeckdampfer mit Poop, Brücke und Back.

Vermessungslänge 400,4'; Vermessungsbreite 51,4'; Vermessungstiefe 30,4'.  
Unterdeck-Raumgehalt 4678 Reg.-Tons.

Länge in der Ladelinie 400,0'; Seitenhöhe 32' 11".

Unterdeck-Tonnengehalt • 100

$$\frac{\text{Länge in der Ladelinie} \times \text{Vermessungsbreite} \times \text{Vermessungstiefe}}{4678 \cdot 100} = \frac{400 \cdot 51,4 \cdot 30,4}{4678 \cdot 100} = 0,7477 = \text{Völligkeitsgrad.}$$

Das Schiff hat durchlaufenden Doppelboden, daher Korrektur für Vermessungstiefe + 1,17'.

$$\text{Völligkeitsgrad für die Freibordtabellen} = \frac{4678 \cdot 100}{400 \cdot 51,4 \cdot 31,57} = 0,72.$$

Sprung am Vorsteven 80"

„ „ Hintersteven 40"

$$120'' : 2 = 60''. \text{ Mittlerer Sprung laut Vorschrift } 50''. \text{ Differenz } 10''.$$

Sprung auf  $\frac{1}{8}L$  vom Vorsteven 44"

„ „  $\frac{1}{8}L$  vom Hintersteven 22"

$$\frac{66''}{2} = 33''. \text{ Gleichmäßiger Sprung } 0,55 \cdot 60'' = 33''.$$

Abzug vom Freibord für Sprung  $\frac{10''}{4} = 2,5''$ .

Länge der Aufbauten: Poop 42'

Brücke 155'

Back 42'

Gesamtlänge der Aufbauten  $239' : 400 = 0,5975 L$ . Prozentsatz für Abzug 39,8 vH.

Freibord Tabelle C =

+ Längenkorrektur

Freibord Tabelle C korrigiert für Länge

Freibord Tabelle A

Sprungkorrektur

Längenkorrektur

Freibord Tabelle A korrigiert für Sprung und Länge

Freibord Tabelle C

Differenz Freibord A — C

Korrektur für Aufbauten

Freibord Tabelle A korrigiert für Sprung und Länge

Korrektur für Aufbauten

Abzug für Holzdeck  $0,5975 \cdot 3,5''$

Winterfreibord von Oberkante Deckbalken

Abzug für Sommer

Sommerfreibord von Oberkante Deckbalken

Statutory Deckline über Seitenhöhe ( $0,55'' + 1,85''$ ) =

Sommerfreibord von Statutory Deckline

Seitenhöhe

Sommerfreibord von Oberkante Deckbalken

Tiefgang exkl. Kiel

Flachkiel und Kielgang

Tiefgang inkl. Kiel

	5' 5,58''
+	0,43''
Freibord Tabelle C korrigiert für Länge	5' 6,01''
Freibord Tabelle A	8' 6,08''
Sprungkorrektur	- 2,5''
Längenkorrektur	8' 3,58''
Freibord Tabelle A korrigiert für Sprung und Länge	0,9''
Freibord Tabelle C	8' 4,48''
Differenz Freibord A — C	5' 6,01''
Korrektur für Aufbauten	2' 10,47'' = 34,47''
Freibord Tabelle A korrigiert für Sprung und Länge	• 0,398
Korrektur für Aufbauten	13,72''
Abzug für Holzdeck $0,5975 \cdot 3,5''$	8' 4,48''
Winterfreibord von Oberkante Deckbalken	- 1' 1,72''
Abzug für Sommer	7' 2,76''
Sommerfreibord von Oberkante Deckbalken	- 2,1''
Statutory Deckline über Seitenhöhe ( $0,55'' + 1,85''$ ) =	7' 0,66''
Sommerfreibord von Statutory Deckline	7' 0,66''
Seitenhöhe	6,1''
Sommerfreibord von Oberkante Deckbalken	6' 6,56''
Tiefgang exkl. Kiel	2,4''
Flachkiel und Kielgang	6' 8,96''
Tiefgang inkl. Kiel	32' 11''
Tiefgang exkl. Kiel	- 6' 6,56''
Flachkiel und Kielgang	26' 4,44''
Tiefgang inkl. Kiel	+ 1,46''
	26' 5,9''



Aufbauten.		Höhe	in Rechnung gesetzt
Hütte	geschlossen	offen	m
Quardeck	.....	.....	.....
Brüchenhaus	.....	.....	.....
Back	.....	.....	.....
Gesamtlänge $l =$			m
$\frac{l}{L} =$			$\times$
Länge des Schiffes $L$			
Freib.-Unterschied $A - B$			
Zur Berechnung kommander Bruchteil			
Freibord $A -$ Bruchteil			
Länge			
Länge des Schiffes (über Steven)			
Länge in Tabelle			
Unterschied			
Tab. A Tab. B			
Korrektur f. d. Unterschied von 1 m			
Korrektur für die Länge			
Sprung <sup>2)</sup> .			
Am	V.-St.	.....	.....
Am	H.-St.	.....	.....
$\frac{1}{4}$ hint.	V.-St.	.....	.....
$\frac{1}{4}$ vor	H.-St.	.....	.....
Sprung in Tabelle			
Unterschied			
Korrektur = $\frac{1}{4}$ Differenz			
Seitentiefe bis Spardeck bzw. Oberdeck			
Freib. Tab. A bezogen auf Spardeck (T bis Spardeck)			
Korrektur f. d. Länge (Tab. A, T bis Spardeck)			
Freib. Tab. A korrigiert für Länge und bezogen auf Spardeck			
Unterschied: Freib. Tab. I B. Bezogen auf Spardeck und Freib. Tab. I A. Bezogen auf Spardeck (Freib. $B_k - A_k$ )			
Zuschlag zum Freibord			
Freibord Tab. A und B			
Korrektur für Länge			
Korrektur für Sprung			
Korrektur für Materialstärken			
Besondere Korrekturen			
Freibord für Sommer			
Tab. A Tab. B			
Zuschlag für Winter			
Zuschlag für Nord-Atlantik-Winter <sup>1)</sup>			
Abzug im Indischen und Stillen Ozean während der guten Jahreszeit			
Abzug für Frischwasser			
Höhe des Kiels			
Tiefgang			
Die Decklinie liegt des			
der Oberk. Stringerplatte des Decks.			

<sup>1)</sup> Nach den Freibordvorschriften. <sup>2)</sup> Der Höchstsprung, für den eine Vergünstigung in Betracht gezogen wird, darf den anderthalbfachen Betrag des Sprungs in der Tabelle nicht überschreiten. <sup>3)</sup> Bzw. Zwischendeck. <sup>4)</sup> Bei Schiffen bis zu einer Länge von 100,5 m.

### III. Wasserdichte Abteilungen.

#### Allgemeines.

Der durch die Außenhaut mit Kiel, Vor- und Hintersteven, Quer- und Längsspannen gebildete Schiffsraum wird im Innern durch wasserdichte Wandungen (Doppelboden, Innenboden, Quer- und Längsschotte, Decks) in wasserdichte Abteilungen und Zellen unterteilt, damit im Falle von Verletzungen der Außenhaut nur eine begrenzte Wassermenge in das Schiff eindringen kann und dadurch dessen Schwimmfähigkeit erhalten bleibt. Ferner dienen diese Wandungen mit zur Erzielung der erforderlichen Quer- und Längsfestigkeit des Schiffskörpers bei Beanspruchungen des Schiffes im Seegang, durch den äußeren Wasserdruck, beim Docken sowie bei örtlichen Beanspruchungen.

Auf Handelsschiffen, bei denen die Größe der Laderäume und ein geringes Schiffseigengewicht für die wirtschaftliche Ausnutzung des Schiffes eine wesentliche Rolle spielen, wird die Zahl der wasserdichten Wandungen unter Beachtung besonderer Grundsätze und Vorschriften auf das geringste Maß beschränkt.

Für Kriegsschiffe bestehen keine bestimmten Vorschriften; jedoch wird hier die wasserdichte Unterteilung des Schiffsraumes viel weitgehender durchgeführt, da die im Unterschiff untergebrachten Gefechtswerte (Maschinen- und Kesselanlagen, Hilfsmaschinen, Munition usw.) gegen Wassereintrich geschützt werden müssen, wenn das Schiff auch bei Außenhautverletzungen noch gefechtsfähig bleiben soll.

#### A. Handelsschiffe.

##### 1. Grundsätze für die Unterteilung des Schiffsraumes.

Die Einteilung des Schiffsinnern in einzelne Abteilungen wird ganz allgemein bedingt:

1. durch Forderungen für die Ausnutzung des Schiffsraumes,
2. durch solche für die Festigkeit des Schiffskörpers und
3. durch solche für die Erhaltung der Schwimmfähigkeit.

Die Unterbringung von Ladung und Betriebsstoffen verschiedener Beschaffenheit, sowie der Einbau einer Treibkraftanlage erfordern Räume besonderer Gestaltung und Einrichtung.

Räume für flüssige Ladung, wie Wasser und Öl, sind mit Rücksicht auf die Art des Löschens und Ladens und ihren Einfluß auf Trimm und Stabilität des Schiffes anders zu bemessen und anzuordnen als solche für feste Ladung; Schüttladung erfordert gegebenenfalls andere Räume als Stückgut, für welches letztere zum festen Stau und zur Vermeidung von Druckbeschädigung eine engere Raunteilung auch der Höhe nach bisweilen notwendig ist. Ferner bedingen Feuchtigkeits- und Geruchseinflüsse der Ladung (Kampfer, Häute), sowie das Löschen und Laden in Zwischenhäfen häufig eine besondere Trennung der Räume.

Auf Grund solcher Forderungen der Raumaussnutzung haben sich für einzelne Fahrgebiete und deren hauptsächlichste Ladegüter besondere Schiffstypen in bezug auf die Raumeinteilung entwickelt.

Ihre besondere Bedeutung hat die Unterteilung des Schiffsraumes in wasserdicht abgetrennte Räume und Zellen für die Erhaltung der Schwimmfähigkeit des Fahrzeuges bei Beschädigungen der Außenhaut. Die durch die Schiffsraumunterteilung angestrebte Sicherung der Schwimmfähigkeit erstreckt sich jedoch nicht in gleichem Maße auf alle in See gehenden Fahrzeuge, sondern vornehmlich auf solche, die durch Maschinenkraft fortbewegt werden, und die über eine bestimmte Mindestzahl von Fahrgästen<sup>1)</sup> an Bord haben; auch für

<sup>1)</sup> Mehr als 12 Fahrgästen nach den in den wichtigsten schiffahrttreibenden Ländern bestehenden Vorschriften über den Bau von Fahrgastschiffen.

diese wird der zu schaffende Grad von Sicherheit noch abhängig gemacht von der Größe (Länge) des Schiffes und von dem Dienst, den es versieht.

Die für die Sicherung der Schwimmfähigkeit vorgesehenen Maßnahmen<sup>1)</sup> betreffen die Anordnung eines wasserdichten Doppelbodens (Zellenbodens) von bestimmter Höhe und Ausdehnung, den Einbau von Ramm- (Kollisions-) und sonstigen Querschotten in gewissen Höchstabständen, sowie bedingungsweise die Hochführung der Schotte bis zu Decks oberhalb des eigentlichen Schotten-decks.

## 2. Vorschriften des Germanischen Lloyd (Auszug).

Mit Rücksicht auf die Schwimmfähigkeit und Querfestigkeit der Schiffe gibt der Germanische Lloyd<sup>2)</sup> folgende Vorschriften über die Anzahl der Schotte.

1. Auf allen Schiffen ist in einer Entfernung von nicht weniger als 0,05 *L* (bei Segelschiffen 0,12) vom Vorsteven in der Tiefadelinie gemessen, ein wasserdichtes Querschott, Kollisionsschott, anzubringen.

2. Dampf- und Motorschiffe sind außerdem an jedem Ende des Maschinen- und Kesselraumes mit einem bis zum Haupt- oder Freiborddeck reichenden Querschott zu versehen.

3. Schraubenschiffe erhalten ferner in angemessener Entfernung vom Hintersteven ein Querschott, Stopfbüchenschott.

4. In Dampf- und Motorschiffen soll der Abstand der wasserdichten Schotte nicht mehr als 28 m oder 0,5 der Schiffslänge betragen.

5. In Dampf- und Motorschiffen von 65 und unter 85 m Länge müssen mindestens 4 wasserdichte Querschotte vorhanden sein und bei einer Schiffslänge von 85 m und darüber für je 20 m ein Schott mehr.

6. Größere Dampf- und Motorschiffe, namentlich Fahrgastschiffe, sollten mit soviel wasserdichten Querschotten versehen sein, daß sie noch schwimmfähig bleiben, wenn sich eine der wasserdichten Abteilungen bei einem eintretenden Leck mit Wasser füllt.

7. Es empfiehlt sich, bei Segelschiffen von mehr als 60 m Länge außer dem Kollisionsschott noch ein Schott im Hinterschiff anzubringen.

Über die Bauausführung der Schotte siehe die jeweils gültigen Vorschriften des Germanischen Lloyd.

Für die Anbringung eines wasserdichten Zellenbodens (Doppelbodens) ist zu beachten Artikel XXI des internationalen Vertrages usw.

## 3. Schottenstellung mit Rücksicht auf die Schwimmfähigkeit der Schiffe.

Auf deutschen Werften, namentlich bei Entwurfarbeiten für deutsche Schiffe, sind die von der See-Berufsgenossenschaft herausgegebenen, und heute noch gültigen Vorschriften über wasserdichte Schotte viel im Gebrauch. Sie geben ein für die Beurteilung der Schottenstellung recht brauchbares Verfahren, das bei aller Einfachheit und schneller Ausführbarkeit im Ergebnis einwandfrei ist und meist auf der sicheren Seite liegt.

Über das Verfahren siehe die „Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft über wasserdichte Schotte für Passagierdampfer in außereuropäischer Fahrt“, Ausgabe 1907.

Für die theoretische Betrachtung gilt bei der Bestimmung der Schottabstände als Grundsatz, daß ein leck gewordenes Schiff nur soweit eintauchen darf, daß sein Schottendeck (d. h. dasjenige Deck, bis zu welchem die wasserdichten Schotten reichen) in seiner ganzen Ausdehnung über Wasser bleibt, damit das in die lecke Abteilung eingetretene Wasser nicht über ein Begrenzungsschott hinweg in die benachbarte Abteilung eindringen kann. Als Decklinie oder „Tauchgrenze“ muß hierbei die Oberkante des Schottendecks an der Bordwand gelten; die hierauf bezüglichen Vorschriften<sup>3)</sup> sehen jedoch einen Sicherheitsrand von 76 mm (3 Zoll engl.) vor.

<sup>1)</sup> Der internationale Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens auf See, welcher auf der im Jahre 1913 in London einberufenen Konferenz von Bevollmächtigten der Seefahrt treibenden Staaten abgeschlossen wurde, bildet die Grundlage für die Sicherungsvorschriften der internationalen Personenschiffahrt.

<sup>2)</sup> Vorschriften für Klassifikation und Bau von flußeisernen Seeschiffen.

<sup>3)</sup> Nach den Abmachungen des Internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See, veröffentlicht im Deutschen Reichsanzeiger vom 13. März 1914.



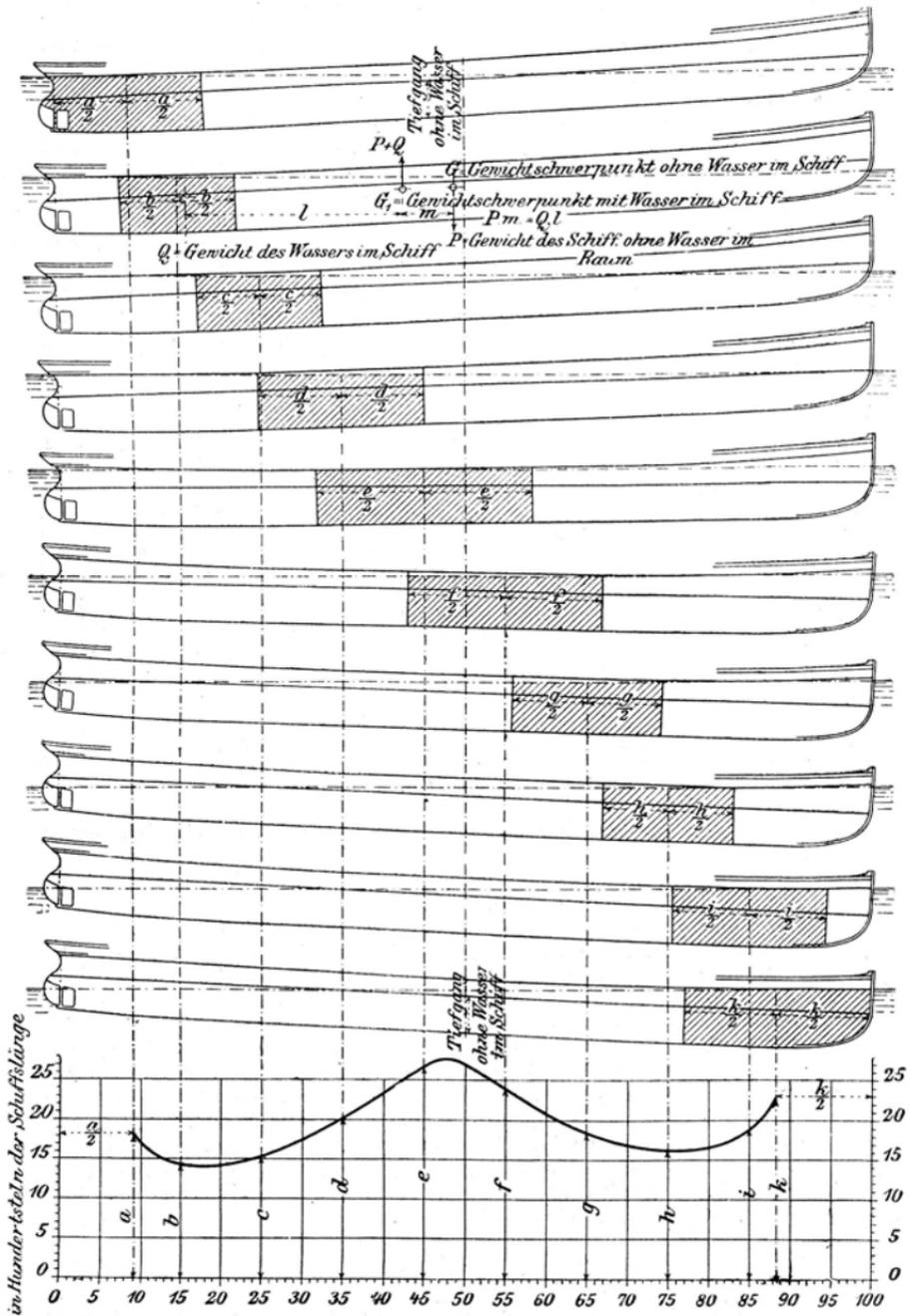


Abb. 533.

eingeschlossene Raum (in Abb. 532 schraffiert) den Inhalt  $Q$  (in Kubikmetern) hat und sein Schwerpunkt mit dem von  $Q$  zusammenfällt<sup>1)</sup>.

Die Werte  $Q$  und  $m$  (Abstand des ursprünglichen vom neuen Gewichtschwerpunkt) findet man mit Hilfe der Spantinhaltkurven (s. S. 99) des Schiffes wie folgt.

Zeichne mittels der Ordinaten dieser Kurven die Spantenskala für die Schwimmebene  $W_1 L_1$ , berechne (nach Simpsons Regel) deren Flächeninhalt  $P_1$ <sup>2)</sup> und Schwerpunktabstand  $n$  vom hinteren Lot (Spant  $o$ ), dann ist  $P_1 - P = Q$  m<sup>3</sup>, und  $o - n$  ( $o = \odot$ -Abstand von  $P$  vom hinteren Lot) =  $m$ , wodurch aus der Gleichung auf S. 632 auch der Schwerpunktabstand  $l$  gefunden ist.

Um die Länge des Raumes für  $Q$  festzustellen, nehme man zuerst an, er habe überall den gleichen Querschnitt wie die in seiner Schwerpunktebene liegende Spantfläche. Hierdurch erhält man eine angenäherte Länge, die man in 4 Teile teilt; man berechnet dann mittels der den Teilpunkten entsprechenden Spantflächen die wirkliche Länge und mittels ihrer Momente, bezogen auf die beiden

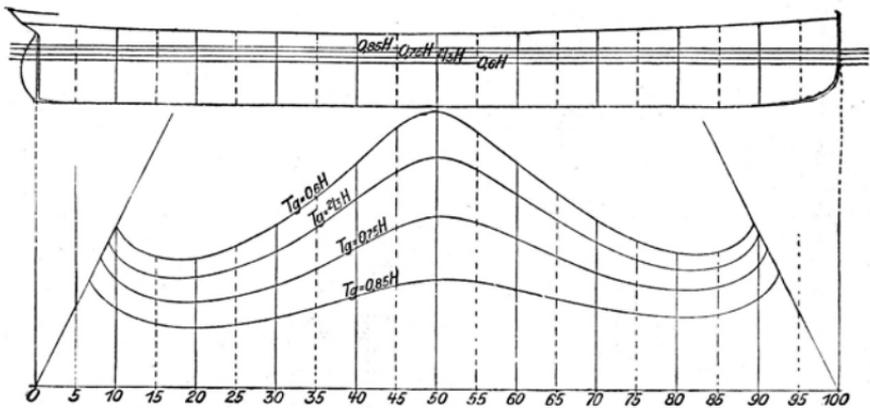


Abb. 534.

Endschotte, die Abstände der letzteren vom Schwerpunkt des eingeschlossenen Raumes.

An den Enden muß diese Rechnung einige Male wiederholt werden, bis sie ein zutreffendes Ergebnis liefert<sup>3)</sup>.

Hat man für eine Anzahl von Schwimmebenen die Längen  $\gamma$  (Abb. 532) der Räume vom Inhalt  $Q$  ermittelt und trägt sie über einer Grundlinie gleich der Schiffslänge, als Ordinaten, jedesmal in der Mitte der Abteilungen, also  $\frac{1}{2} \gamma$  von den Schotten entfernt, senkrecht ab, so erhält man in den Endpunkten  $p$  die Punkte einer Kurve, mit deren Hilfe man für jede beliebige Stelle im Schiff die jeweils größte Entfernung zweier Querschotte leicht ermitteln kann, und die deshalb Schottkurve genannt wird. Die Form der Schottkurve für alle die Tauchgrenze berührenden Schwimmebenen und einen bestimmten Tiefgang des unverletzten Schiffes zeigt Abb. 533, S. 633, unten.

Für jeden Tiefgang ergibt sich eine andere Schottkurve. Die Endpunkte aller dieser Schottkurven liegen auf zwei Geraden, welche die Endpunkte der Abszissenachse =  $L$  mit dem Endpunkt des ebenfalls =  $L$  gemachten, auf ihrer Mitte stehenden Lotes verbinden (Abb. 534).

<sup>1)</sup> Man kann hierbei mit Kubikmetern rechnen, da das umgebende und das eindringende Wasser gleiches spezifisches Gewicht haben.

<sup>2)</sup>  $P_1$  = Verdrängung bis zur Schwimmebene  $W_1 L_1$  in Kubikmetern.

<sup>3)</sup> Rechnungsbeispiele siehe Z. V. d. I. 1897, S. 609; Middendorf: Die Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft über wasserdichte Schotte usw.

Berechnet man für mehrere Tiefgänge die Schottkurven, setzt dann auf waagerechten Linien, die in Teilen der Seitenhöhe  $H$  die Tiefgänge (z. B.  $T = 0,8H$ ) bezeichnen, die Ordinaten der einzelnen Schottkurven ab und verbindet die zu den gleichen Spanten gehörigen Punkte, so erhält man eine Schar von Schott-Querkurven, mit deren Hilfe man für jeden beliebigen Tiefgang die zugehörige Schottkurve ermitteln kann (Abb. 535).

Aus der Abbildung ist ersichtlich, daß mit zunehmendem Tiefgang die Ordinaten der zugehörigen Schottkurve, somit auch die zulässigen Längen der wasserdichten Abteilungen abnehmen, daß also durch die Anordnung der Schotte im Schiff nach Schottkurven eine gewisse Freibordhöhe gesichert und einer Überladung des Schiffes vorgebeugt ist.

Im engen Zusammenhange mit dem Einfluß der Schottenstellung auf die Schwimmfähigkeit steht der Einfluß auf die Stabilität während des Vollaufens und nach dem Vollaufen einer oder mehrerer Abteilungen im Leckfalle. Das eingedrungene Wasser kann die Querstabilität unter Umständen in solchem Maße vermindern, daß ein Kentern des Schiffes eintritt,

bevor die Endlage des Einsinkens erreicht ist. Eine Stabilitätsuntersuchung für ungünstige Leckfälle ist im Zusammenhang mit dem Schwimmfähigkeitsnachweis deshalb unerlässlich.

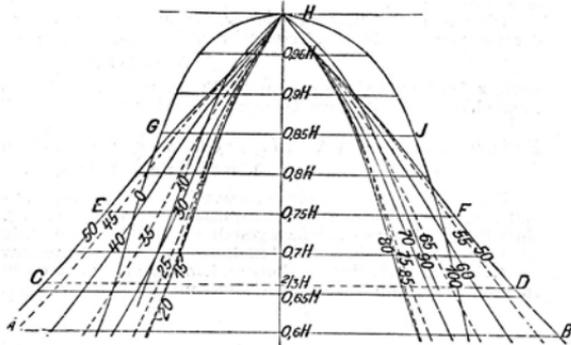


Abb. 535.

#### Berücksichtigung der Flutbarkeit.

Bei dem vorstehenden Verfahren sind die in den Schiffsräumen vorhandenen Gegenstände (Maschine, Kessel, Kohlen, Ladung) nicht berücksichtigt, sondern die Räume sind leer angenommen, ihre Flutbarkeit ist außer acht gelassen worden. Die in den einzelnen Abteilungen untergebrachten Gegenstände verursachen, daß nur ein Raumteil der überfluteten Abteilung von eindringendem Wasser ausgefüllt werden kann; falls also die gleiche Menge Wasser in das Schiff eindringen darf, die bei leerem Raum erforderlich war, um das Schiff bis zur Tauchgrenze zum Einsinken zu bringen, so muß der Gesamtraum der überfluteten Abteilung und daher der Abstand ihrer Begrenzungsschotte größer werden (bei 80 vH Flutbarkeit beträgt der Gesamtraum der lecken Abteilung bei der Leckwassermenge  $Q$  z. B.  $\frac{Q}{0,80} = 1,25Q$ ).

Bei der Bestimmung der flutbaren Längen wird<sup>1)</sup> eine Durchschnittsflutbarkeit für die ganze Länge jedes der drei folgenden Teile des Schiffes berechnet: für den Maschinenraum, für den Teil vor dem Maschinenraum und für den Teil hinter dem Maschinenraum.

Der Maschinenraum erstreckt sich zwischen den äußersten wasserdichten Hauptquer- schotten, welche die für die Hauptmaschinen und Hilfsantriebsmaschinen sowie etwa vorhandene Kessel vorgesehene Räume begrenzen. Für diesen Teil des Schiffes, einschließlich der in diesem Bereiche etwa vorhandenen Kohlenbunker, Doppelboden, Wohnräume usw. ist bei Dampfschiffen die Flutbarkeit zu 80 vH zu nehmen. Für Schiffe mit Verbrennungsmotoren ist die Flutbarkeit des Maschinenraumes zu 85 vH zu nehmen, es sei denn, daß durch eine besondere Rechnung nachgewiesen wird, daß eine kleinere Zahl genommen werden kann, die jedoch in keinem Fall kleiner als 80 vH sein darf.

<sup>1)</sup> Nach Artikel VII des Internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See.

Für die vor und hinter dem Maschinenraum liegenden Teile des Schiffes ist die durchschnittliche Flutbarkeit aus derjenigen für die einzelnen Räume dieser Bereiche abzuleiten. Die Flutbarkeiten für die Einzelräume sind wie folgt zu setzen:

a) 60 vH für Laderäume, Kohlenbunker (auch Ölbunker oberhalb des Doppelbodens), einschließlich Reservebunker, Räume für Vorräte, Gepäck- und Posträume, wasserdichte Wellen- und Rohrtunnel, Frischwassertanks oberhalb des Doppelbodens. Wenn eine Tunnelwand weiter aus der Schiffsmittle entfernt liegt als ein Viertel der Mittschiffsbreite, so sollen für den Tunnel anstatt 60 vH für die Flutbarkeit 95 vH in Rechnung gesetzt werden.

b) 95 vH für Räume der Fahrgäste und Mannschaftsräume, Pieks, Tanks, die ausschließlich als Trimm tanks benutzt werden, Doppelböden und alle anderen Schiffsräume, die nicht einem der im vorigen Absatz (a) aufgeführten Zwecke dienen.

Wenn ein Zwischendeckraum, der durch stählerne Querschotte dauernd eingeschlossen ist, teilweise zur Beförderung von Fahrgästen bestimmt ist, so soll der gesamte Raum als Fahrgastraum angesehen werden; in gleicher Weise sollen Zwischendeckräume, die wahlweise zur Beförderung von Fahrgästen oder von Ladung verwendet werden können, als Fahrgasträume angesehen werden.

Die durchschnittliche Flutbarkeit für die vor oder hinter dem Maschinenraum unterhalb der Tauchgrenze gelegenen Teile des Schiffes kann bestimmt werden nach der Formel:

$$95 - 35r,$$

worin  $r$  das Verhältnis des Rauminhalts der im Absatz a) erwähnten Räume zu dem Gesamtrauminhalt des in Betracht zu ziehenden Schiffsteils bedeutet<sup>1)</sup>.

### Zeichnerisches Verfahren zur Ermittlung der Kurven der flutbaren Längen.

Zur Bestimmung der „Kurven der flutbaren Längen“ bei verschiedenen Flutbarkeiten und Tiefgängen kann auch das nachstehende Verfahren dienen<sup>2)</sup>, das sich insbesondere mit Hilfe eines Integralkurven recht einfach gestaltet und genaue, eindeutige Werte ergibt.

Dazu sind nacheinander folgende zeichnerische und rechnerische Arbeiten auszuführen:

1. Man zeichnet einen verkürzten Längsschnitt (Längenmaßstab  $LWZ = 1,0$  m, Höhenmaßstab etwa 1:25) mit den Lagen der Berechnungs- (Entwurf-)Spanten und den zugehörigen Spant-

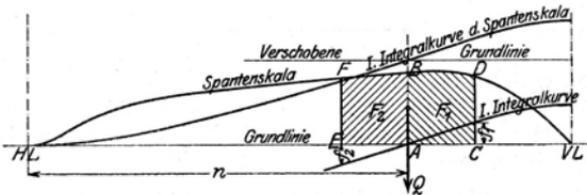


Abb. 536.

integriert werden und trägt, nachdem der Decksprung gewählt, die Tauchgrenze (76 mm unter Oberkante Deck an der Bordseite) ein.

2. Man zieht eine Anzahl Tangenten (Schwimmbenen) an die Tauchgrenze, nimmt die zugehörigen Tiefgänge an den Stevenaußenkanten vorn und hinten und trägt sie als Ordinaten auf den Spantlagen in den Berührungspunkten auf. Man erhält alsdann zwei Kurven, welche für jeden Punkt der Tauchgrenze als Berührungspunkte einer Schwimmbene die entsprechenden Tiefgänge vorn und hinten geben.

3. Man entnimmt den Spantintegriertkurven die Ordinaten für die zu den einzelnen Tangenten (Tauchungen) gehörigen Spantenskalen und zeichnet diese selbst auf.

4. Man berechnet nach Simpsons Regel von den einzelnen Spantenskalen die Größe der Verdrängung ( $P$ , Abb. 532) und die Lage ihres Schwerpunktes vom hinteren Lot ( $n$ ); man erhält dann, da die Verdrängung ( $P$ ) des unverletzten Schiffes bei dem betrachteten Tiefgang und ihr Schwerpunktsabstand vom hinteren Lot ( $o$ ) bekannt sind, auch die Leckgröße  $P_1 - P = Q$

und den Weg des Verdrängungsschwerpunktes ( $o - n$ ) =  $m$ . Nachdem  $l = \frac{P}{Q} \cdot m$  ermittelt,

ergibt sich der Schwerpunkt der Leckmenge  $Q$  vom hinteren Lot gleich  $n - l$ . Gleichzeitig mit  $Q$  werden die Raumgrößen für  $Q$  bei den Flutbarkeiten 90, 80, 70 und 60 vH ( $= \frac{Q}{0,90}, \frac{Q}{0,80}, \frac{Q}{0,70}$  und  $\frac{Q}{0,60}$ ) bestimmt. Zur Auffindung geeigneter Zwischenwerte und zur Nachprüfung der Rechnungsergebnisse kann man die für eine Reihe von Tangenten berechneten Verdrängungen und Schwerpunktsabstände als Ordinaten auf den Spantlagen durch die entsprechenden Berührungspunkte der Tangenten auftragen und zu Kurven vereinigen.

5. Um die Lage der Begrenzungsschotte  $CD$  und  $EF$  (Abb. 536) für die Raumgröße  $Q$ , deren Schwerpunkt auf  $AB$  liegt, zu finden, bestimmt man mit dem Planimeter oder Inte-

<sup>1)</sup> Auszug aus Artikel VII des Internationalen Vertrags zum Schutze des menschlichen Lebens auf See.

<sup>2)</sup> Vgl. Zeitschr. Schiffbau, XX. Jahrg. 1919, S. 325; Kliemchen: Graphisches Verfahren zur exakten Bestimmung der Schottkurven eines Schiffes bei verschiedenen Beflutungsgraden.

graph für jeden der durch  $AB$  getrennten Teile der Spantenskala, von  $A$  aus beginnend, die erste Integralkurve (die eine oberhalb, die andere unterhalb der Grundlinie liegend). Ist die I. Integralkurve für die ganze Spantenskala zur Ermittlung von  $P_1$  und  $n$  bereits aufgezeichnet worden, so verschiebt man die Grundlinie in den Schnittpunkt von  $AB$  mit der Integralkurve. In Abb. 536 ist die Fläche  $F_1 = f_1$  und  $F_2 = f_2$ .

$$f_1 + f_2 = Q.$$

Jedem Punkt  $C_x$  (Abb. 537) mit der Ordinate  $f_1$  der Integralkurve auf der einen Seite von  $AB$  entspricht ein Punkt  $E_x$  mit der Ordinate  $(Q - f_1)$  auf der anderen Seite. Trägt man zu jeder Strecke  $AC_x$  als Abszisse die zugehörige Strecke  $AE_x$  als Ordinate in  $C_x$  auf, so erhält man die „Kurve der Schottabstände bei der Leckgröße  $Q$ “.

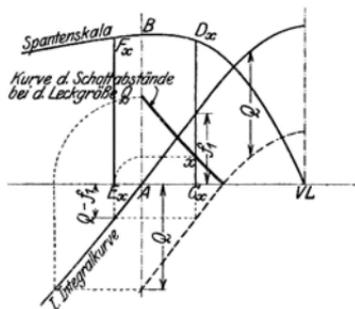


Abb. 537.

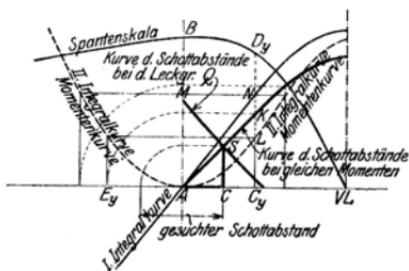


Abb. 538.

Die Ermittlung der Kurve geht aus der Abb. 537 hervor. Papierstreifen und Zirkel vereinfachen die zeichnerische Arbeit.

6. Um die zweite Bedingung zu erfüllen, nämlich, daß der Schwerpunkt der zwischen  $C_x D_x$  und  $E_x F_x$  liegenden Fläche auf  $AB$  liegt, oder, was gleichbedeutend ist, daß die Momente der vor und hinter  $AB$  liegenden Teilflächen ( $F_1$  und  $F_2$  in Abb. 536), bezogen auf  $A B$ , gleich sind, ermittelt man, von  $A$  aus beginnend, aus der I. Integralkurve mittels Planimeter oder Integrapp für jede Seite die II. Integralkurve, welche die Momente der vor bzw. hinter  $AB$  liegenden Flächen der Spantenskala darstellt. Es ist z. B. (in Abb. 536) Inhalt der Fläche  $AMN = C_y L$  gleich dem Moment der Fläche  $ABD_y C_y$  bezogen auf  $A B$ . Beide Zweige der II. Integralkurve sind oberhalb der Grundlinie zu zeichnen. Parallele zur Grundlinie schneiden die II. Integralkurve in Punkten,

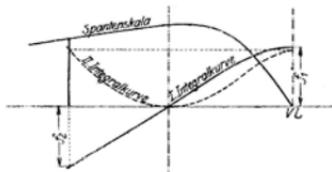


Abb. 539

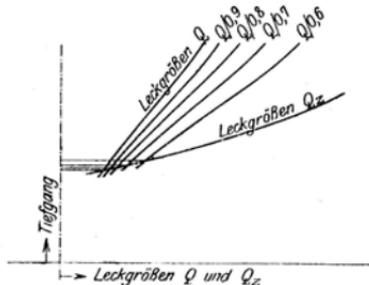


Abb. 540.

welche die Schottabstände mit gleichen Momenten für die in der Spantenskala beiderseits von  $AB$  dadurch bemessenen Flächenstücke angeben. Trägt man zu jeder Strecke  $AC_y$  als Abszisse die entsprechende Strecke  $AE_y$  als Ordinate in  $C_y$  gleich  $C_y K$  auf, so erhält man die

„Kurve der Schottabstände bei gleichen Momenten“.

Die Koordinaten des Schnittpunktes  $S$  dieser Kurve mit der vorher ermittelten Kurve der Schottabstände bei der Leckgröße  $Q$  geben die Schottabstände vor und hinter  $AB$  an, für welche beide Bedingungen erfüllt sind.

7. Zur Auffindung der dem Endpunkt der Schottkurve entsprechenden Grenztauchung bestimmt man für eine Anzahl bereits durchgerechneter Tauchungen mit Hilfe der I. und II. Integralkurve diejenige Leckraumgröße  $Q_z$ , welche bis zum Steven reicht und deren Schwerpunkt mit demjenigen der jeweiligen Leckgröße  $Q$  zusammenfällt. Man erhält  $Q_z$ , indem man zu dem Höchstwert der II. Integralkurve am Schiffsende den entsprechenden Wert jenseits von  $AB$  sucht und aus der I. Integralkurve dann  $Q_z$  abgreift.  $f_1 + f_2 = Q_z$  in Abb. 539. Die für mehrere Tauchungen erhaltenen  $Q_z$  trägt man als Funktion des Tiefgangs am Hintersieven für das Vorschiff, am Vorstev für das Hinterschief auf, ebenso die entsprechenden Leckgrößen  $Q$  und erhält zwei Kurven, deren Schnittpunkt den Tiefgang für die Tauchung (Tangente) im Grenzfall angibt (Abb. 540).

8. Zur Berücksichtigung der Flutbarkeit zeichnet man in Abb. 538 außer für die Leckgröße  $Q$  die Kurven der Schottabstände bei den Leckgrößen  $\frac{Q}{0,9}$ ,  $\frac{Q}{0,8}$ ,  $\frac{Q}{0,7}$  und  $\frac{Q}{0,6}$  und erhält aus den Schnittpunkten dieser Kurven mit der Kurve der Schottabstände bei gleichen Momenten die Lage der Schotten und die Raumlängen bei den einzelnen Flutbarkeiten. Desgleichen findet man aus Abb. 540 die Tiefgänge für die Grenztauchungen bei den verschiedenen Flutbarkeiten, indem man außer der Kurve für die Größen  $Q$  noch Parallelkurven für  $\frac{Q}{0,9}$ ,  $\frac{Q}{0,8}$ ,  $\frac{Q}{0,7}$  und  $\frac{Q}{0,6}$

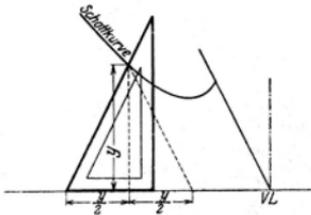


Abb. 541.

zeichnet, die in den Ordinaten der Schnittpunkte mit der  $Q_2$ -Kurve die gesuchten Tiefgänge ergeben.

9. Aus den für die einzelnen Tauchungen und Flutbarkeiten ermittelten Schottabständen zeichnet man die Schottkurve mit Hilfe des Schottendreiecks (Abb. 541) oder, indem man auf der Senkrechten in der Mitte des berechneten Schottabstandes diesen aufträgt.

10. Man führt die ganze Berechnung für mehrere Tiefgänge aus und vereinigt die Ergebnisse nach  $T/H$  zu Querkurven bei gleicher Flutbarkeit; aus den Querkurven wird die Kurve der flutbaren Länge für einen beliebigen Tiefgang und für die berechneten Flutbarkeiten gefunden. Ist der Tiefgang festgesetzt, so sind für diesen aus den Querkurven bei den berechneten Flutbarkeiten die Kurve der flutbaren Länge entnommen werden kann<sup>1)</sup>.

Grundzüge der nach den Abmachungen des internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See aufgestellten Schottvorschriften.

Bezeichnungen.

(Zu Art. V des intern. Vertrages.)

1. Die Tiefadellinie ist die Wasserlinie, welche bei der Bestimmung der Schottenteilung zugrunde gelegt wird.
2. Die Länge des Schiffes ist die äußerste Länge, gemessen in Höhe der Tiefadellinie.
3. Die Breite des Schiffes ist die äußerste Breite über Außenkante Spanten, gemessen in Höhe oder unterhalb der Tiefadellinie.
4. Das Schottendeck ist das oberste durchlaufende Deck, bis zu dem alle wasserdichten Querschotte hinaufgeführt sind.
5. Die Tauchgrenze ist eine Linie, die im Abstand von 76 mm unterhalb der verlängerten Oberkante des Schottendecks an der Bordwand parallel zum Schottendeck gedacht ist.
6. Der Tiefgang ist der senkrechte Abstand von der Oberkante des Kiels bis zur Tiefadellinie, gemessen in der Mitte der Schiffslänge.
7. Der Freibord ist der senkrechte Abstand von der Tiefadellinie bis zur Tauchgrenze, gemessen in der Mitte der Schiffslänge.
8. Die Seitenhöhe ist die Summe aus Tiefgang und Freibord.
9. Der Sprung des Schottendecks in irgend einem Punkte ist der an dieser Stelle gemessene senkrechte Abstand zwischen der Unterkante des Decks an der Seite und einer Linie, die in der Höhe der Unterkante des Schottendecks an der Schiffsseite in der Mitte der Schiffslänge parallel zur Tiefadellinie gezogen ist.
10. Der Völligkeitsgrad soll, wenn er zur Anwendung kommt, wie folgt festgesetzt werden: Verdrängung auf Außenkante Spanten bis zur Tiefadellinie, geteilt durch das Produkt aus: Länge  $\times$  Breite  $\times$  Tiefgang.

Flutbare Länge.

(Zu Art. VI.)

Da Kurven zur Ermittlung der flutbaren Längen bisher nur vom britischen Board of Trade veröffentlicht sind, und diese nur Gültigkeit haben für Schiffe, die der Besichtigung durch diese Behörde unterliegen, so empfiehlt sich für deutsche Schiffe, die in bezug auf die Schottenstellung nach den Abmachungen des internationalen Vertrages usw. behandelt werden sollen, die flutbaren Längen nach einem der vorbeschriebenen Verfahren rechnerisch zu ermitteln.

Abteilungsfaktor und zulässige Länge<sup>2)</sup>.

(Zu Art. VIII.)

Wie auf S. 632 erwähnt, stellt die flutbare Länge noch nicht die endgültige Länge der Abteilungen dar; sie wird zur Erzielung eines gewissen Sicherheitsgrades durch Multiplikation

<sup>1)</sup> Ein weiteres Verfahren zur Ermittlung der Kurven der flutbaren Länge siehe Zeitschr. Schiffbau, Jahrg. 1915/16, S. 119; Abel: Schottkurven.

<sup>2)</sup> In Großbritannien ist trotz Ratifikation des internationalen Vertrages vom Board of Trade in bezug auf die Schottenteilung eine nicht unwesentliche Erleichterung zugelassen worden, die durch einen besonderen Schottenausschuß in den Jahren 1922/1924 festgelegt wurde. (Report on „Bulkheads and Watertight Subdivision of Passenger Steamships, 1922/24“, London 1925, zu beziehen durch: His Majesty's Stationary Office, London WC 2, Kingsway, Adastral-House.) Auch die Bestimmungen dieses Berichtes sind auf Abteilungsfaktoren und „Kennzeichen des Verwendungszweckes“ begründet. Die für extremste Fahrgast-Schiffe geforderte Kurve entspricht etwa der Kurve C, der Abb. 542, die für gemischte Fracht-Fahrgastsschiffe gültigen Kurven liegen wesentlich höher als die Kurve B.

mit einem Verkürzungsfaktor, dem Abteilungsfaktor, verkleinert; die dadurch erhaltene zulässige Länge ist der endgültige Schottabstand.

Der Londoner Konferenz wurde auf der Londoner Konferenz durch folgende Zahlentabelle festgelegt.

Diese Zahlenwerte geben die Koordinaten zweier Kurven *B* und *C* (Abb. 542) wieder, und zwar gibt die Spalte *A* als Ordinaten dieser Kurven die höchsten zulässigen Werte des Abteilungsfaktors für die in den Spalten *B* und *C* als Abszissen angegebenen Schiffslängen in m. Spalte *B* gilt für Schiffe der in gemischter Fracht- und Fahrgastfahrt beschäftigten Gattung, Spalte *C* gilt für Schiffe, die vorwiegend der Beförderung von Fahrgästen dienen. Die beiden in diesen Kurven festgelegten Gattungen stellen Grenzen dar, zwischen denen nach einem besonderen „Kennzeichen des Verwendungszwecks“ zu interpolieren ist.

A	B	C
	m	m
1,00	90	79
0,90	114	87
0,84	123	93
0,65	149	116
0,50	174	149
0,39	213	209
0,34	274	274

Als Kennzeichen des Verwendungszwecks hat die mit der Ausarbeitung der Vorschriften betraute deutsche Kommission die mittlere Flutbarkeit der Räume unter dem Schottendeck gewählt mit der Begründung, daß in der Flutbarkeit, die ohnehin zur Bestimmung der flutbaren Länge benötigt wird, die verhältnismäßige Größe der Räume für die Fahrgäste und damit die Anzahl dieser selbst zum Ausdruck kommt.

Die Kurve *B* erhält zur Bestimmung des Abteilungsfaktors nach dem Kennzeichen die Bedeutung 0,70 (70 vH Flutbarkeit und darunter), die Kurve *C* die Bedeutung 0,80 (80 vH Flutbarkeit und darüber). Zur Erleichterung der Interpolation sind zwischen den Grenzkurven neun

Zwischenkurven (Abb. 542) eingefügt, welche für jedes Hundertstel der Flutbarkeit zwischen 0,70 und 0,80 den Abteilungsfaktor abzugreifen gestatten.

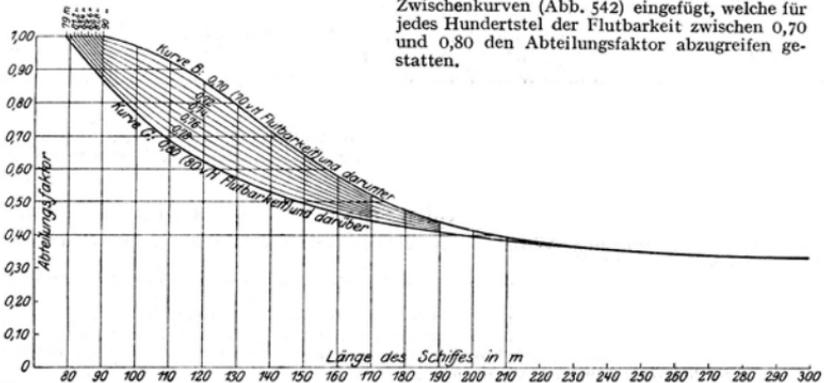


Abb. 542.

Um bei der Kennzeichnung der Schiffsgattung auch die oberhalb des Schottendecks in Aufbauten mitgeführten Personen zu berücksichtigen, ist von der deutschen Kommission bestimmt worden:

Sind über dem Schottendeck Schlafplätze für mehr als 100 Personen eingerichtet, so wird das Zeichen nach folgender Tabelle erhöht:

Bei mehr als	100	aber weniger als	200 Pers.	um	0,01	} und zwar höchstens bis zu der in der Kurve C gegebenen Grenze.
„	200	„	300	„	0,02	
„	300	„	400	„	0,03	
„	400	„	500	„	0,04	
„	500	„	600	„	0,05	
„	600	„	700	„	0,06	
„	700	„	800	„	0,07	
„	800	„	900	„	0,08	
„	900	„	1000	„	0,09	
„	1000				0,10	

Die hierauf bezüglichen Vorschriften des britischen Board of Trade (Instructions relating to the construction of passenger steamships) bestimmen, daß für alle in gemischter Fracht- und Fahrgastfahrt beschäftigten Schiffe der Abteilungsfaktor nach der Kurve *B* gewählt werden darf.

Für die drei vordersten Abteilungen gibt das Board of Trade eine zusätzliche Kurve *B*<sub>2</sub> (Abb. 542) für die Ermittlung des Abteilungsfaktors.

Zu Artikel IX. Wenn der Abteilungsfaktor gleich oder kleiner ist als 0,50, so kann er verdoppelt werden, um für irgendeinen Punkt des Schiffes die Gesamtlänge von zwei benachbarten Abteilungen zu ergeben; in diesem Falle darf jedoch die Länge der kürzeren Abteilung irgendeines Paares von Abteilungen nicht kleiner sein, als ein Viertel der so erhaltenen Gesamtlänge. Wenn die eine der benachbarten Abteilungen innerhalb des Maschinenraumes liegt, und

wenn der Teil des Schiffes, in dem der zweite Raum liegt, eine von 80 vH verschiedene Flutbarkeit aufweist, so soll die richtige Gesamtlänge der beiden Abteilungen durch Anwendung einer angemessenen Verbesserung gefunden werden<sup>1)</sup>.

In keinem Falle darf die Länge einer Abteilung 28 m überschreiten. Als kleinste zulässige Länge wird eine solche von 3 m festgesetzt.

Wenn der Abteilungsfaktor zwischen 0,84 und 0,50 liegt, so soll die Gesamtlänge der beiden vordersten Abteilungen nicht größer sein als die flutbare Länge für das Vorderende des Schiffes, und die Länge der zweiten dieser Abteilungen darf höchstens gleich ihrer in vorschriftsmäßiger Weise ermittelten zulässigen Länge und nicht kleiner als 3 m sein.

Wenn die Länge eines Schiffes zwischen 213 und 251 m liegt, so muß die flutbare Länge für das Vorderende mindestens 20 vH der Schiffslänge betragen, und das Schiff muß in diesem Bereiche mindestens drei wasserdichte Abteilungen aufweisen.

Wenn die Länge eines Schiffes 251 m oder mehr beträgt, so findet die vorstehende Vorschrift gleichfalls Anwendung, jedoch sind alsdann statt drei vier Abteilungen und statt 20 vH 28 vH zu nehmen.

#### Nischen und Schottversetzungen.

Zu Artikel IX, 6. Nischen in Querschotten sind zulässig, wenn ihre Seitenwände nicht mehr als ein Viertel der Schiffsbreite, gemessen in der Tiefadelinie an der betreffenden Stelle, von der Schiffsmittle entfernt sind. An keiner Stelle darf die Entfernung der Seitenwände von der Außenhaut des Schiffes kleiner als 1 m sein.

Wenn der Abteilungsfaktor größer als 0,5 ist, so sind Schottversetzungen (Knickschotte) für die Hauptquerschotte bei denjenigen Schiffen unzulässig, deren Schottabstände in normaler Weise (nach Art. VIII) festgelegt sind, wenn nicht eine zusätzliche Unterteilung angeordnet wird, durch welche die gleiche Sicherheit wie bei Schotten ohne Versetzung erzielt wird. In keinem Falle darf die Gesamtlänge der Versetzungen eines Schottes größer sein als 2 vH der Schiffslänge zuzüglich 3 m.

#### Ausgänge aus den wasserdichten Abteilungen.

(Artikel XIII.)

In den für Fahrgäste und Mannschaften bestimmten Teilen des Schiffes muß jede wasserdichte Abteilung mit einem Ausgang versehen sein, der es den Personen ermöglicht, aus den Abteilungen zu entkommen.

Jeder Maschinenraum, jeder Heizraum und jeder Wellentunnel muß in jedem Falle mit einer Einrichtung versehen sein, die es der Mannschaft ohne Benutzung der wasserdichten Türen ermöglicht, zu entkommen.

### 4. Bauausführung der wasserdichten Schotte und Öffnungen in denselben.

Artikel XV des internat. Vertrages behandelt allgemein die Bauart der wasserdichten Schotte und die erstmalige Prüfung derselben.

Für die Stärke der Schotte sind die jeweilig geltenden Vorschriften des Germanischen Lloyd maßgebend.

Über die Öffnungen in den wasserdichten Schotten bestimmt Artikel XV:

Die Zahl der Öffnungen muß soweit beschränkt werden, als es die Anordnung der Räume und der ordnungsmäßige Betrieb des Schiffes irgend zuläßt. Diese Öffnungen müssen mit ausreichenden Verschlussvorrichtungen versehen sein.

Türen, Schleusenschieber, Mannlöcher und Zugangsöffnungen dürfen nicht angebracht sein:

- a) in dem Kollisionschott unterhalb der Tauchgrenze,
- b) in den wasserdichten Querschotten, die einen Laderaum von einem benachbarten Laderaum oder von einem Reservebunker trennen, abgesehen von den im nachstehenden Absatz aufgeführten Ausnahmen.

In dem Maschinenraum darf, abgesehen von den Kohlenbunker- und Wellentunneltüren, nicht mehr als eine Verbindungstür in jedem Hauptquerschott vorhanden sein, wenn jedoch mehrere getrennte Wellentunnel vorhanden sind, kann jeder von ihnen mit einer Zugangstür versehen werden.

Wenn im Vorschiff ein Tunnel zum Personenverkehr oder für Rohrleitungen vorhanden ist, so muß er mit einer wasserdichten Tür versehen sein.

Statthaft sind nur Türen in Scharnieren und Schiebetüren oder alle anderen Türen von mindestens gleichwertiger Gattung mit Ausschluß der nur auf Bolzen gesetzten.

Die Türen in Scharnieren müssen mit Vorrißern versehen sein, die mittels Hebel von beiden Seiten des Schottes bedient werden können.

Die Schiebetüren können für Bewegung in senkrechter oder wagerechter Richtung eingerichtet sein. Werden sie nur von Hand in Gang gesetzt, so muß dies an der Tür selbst und außerdem von einer zugänglichen Stelle oberhalb der Tauchgrenze geschehen können. Können sie auch mechanisch in Gang gesetzt werden, so müssen sie gehandhabt werden können:

- a) mechanisch vom Ruderhause,
- b) von Hand an der Tür selbst und von einer zugänglichen Stelle über der Tauchgrenze.

<sup>1)</sup> Die engl. Vorschriften bestimmen hierüber: Bezeichnen  $\mu_1$  und  $\mu_2$  die Flutbarkeiten der beiden benachbarten Räume,  $l_1$  die Länge des einen der Räume und  $l$  die Gesamtlänge der beiden Räume bei gleicher Flutbarkeit  $\mu_1$ , so ist die für den anderen Raum zulässige Länge

$$\text{gleich } \frac{\mu_1}{\mu_2} (l - l_1).$$

Als Tür mit mechanischem Antrieb gilt auch jede Tür, die mit einer Kataraktbremse oder irgendeiner gleichwertigen Vorrichtung versehen ist, von einer Stelle in der Nähe des Steuerhauses gelöst werden kann und, sobald gelöst, sich durch ihr eigenes Gewicht schließt.

Die wasserdichten Türen der Kohlenbunker müssen mit Schutzschirmen oder anderen geeigneten Vorrichtungen versehen sein, die verhindern, daß die Kohlen das Schließen der Tür erschweren.

Wasserdichte Türen in Scharnieren können in Fahrgast-, Mannschafts- und Arbeitsräumen zugelassen werden, wenn sie über einem Deck angeordnet sind, dessen Unterseite, gemessen an der tiefsten Stelle des Decks an der Seite, sich mindestens 2,13 m über der Tiefadelinie befindet; sie sind nicht zugelassen in den Teilen und Räumen des Schiffes unterhalb eines solchen Decks.

Wasserdichte Türen in Scharnieren in besonders starker Konstruktion können in Zwischendeckschotten zugelassen werden, die zwei Laderäume voneinander trennen, vorausgesetzt, daß die Türen sich über der Tiefadelinie befinden. Sie müssen mit Hilfe einer wirksamen mechanischen Vorrichtung vor Antritt der Reise geschlossen werden und dürfen während der Fahrt nicht geöffnet werden.

Alle anderen wasserdichten Türen müssen Schiebetüren sein.

Die wasserdichten Türen unterhalb der Tiefadelinie müssen von einer einzigen im Steuerhaus oder in dessen unmittelbarer Nähe gelegenen Stelle aus sämtlich zu gleicher Zeit geschlossen und überwacht werden können; bevor die Türen auf diese Weise geschlossen werden, muß ein warnendes Schallsignal abgegeben werden. Diese Verpflichtung gilt indessen nur für solche Schiffe, in denen die Hauptmaschinenraumquerschotte in Höhe des Heizerstandes mit mehr als 5 wasserdichten Türen versehen sind; die wasserdichten Zugangstüren zu den Tunneln werden hierbei nicht gezählt.

Wenn zwischen den Bunkern des Zwischendecks unter dem Schottendeck wasserdichte Türen vorhanden sind, die zum Trimmen der Kohlen auf See gelegentlich geöffnet werden müssen, so ist für diese eine mechanische Schließvorrichtung erforderlich.

Mechanische Schließvorrichtungen sind gleichfalls für die Türen erforderlich, die am Durchtritt von Kanälen für die Kühlanlagen der Laderäume angebracht sind, wenn diese Kanäle mehr als ein wasserdichtes Hauptquerschott durchschneiden, und wenn die Sülle dieser Türen nicht mehr als 2,13 m über der Tiefadelinie liegen.

Die Anwendung von wegnehmbaren Platten ist nur im Maschinenraum erlaubt. Diese Platten müssen stets vor Antritt der Reise festgemacht sein; sie dürfen während der Fahrt nur im Falle dringender Notwendigkeit entfernt werden.

Alle wasserdichten Türen müssen während der Fahrt geschlossen sein; von dieser Regel darf nur abgewichen werden, wenn die Anforderungen des Dienstes dies notwendig machen; jede offene Tür muß unverzüglich geschlossen werden können.

Wenn Kanäle für künstlichen Zug oder Verkehrsgänge für die Mannschaft, namentlich zwischen dem Logis und den Kesselräumen, oder andere ähnliche Durchgänge durch Hauptquerschotte durchgeführt werden, so müssen diese Kanäle, Verkehrsgänge oder Durchgänge mit wasserdichten Türen oder anderen gleichwertigen Vorrichtungen versehen sein, die erforderlich sind, um die Wasserdichtigkeit der Schotte unversehrt zu erhalten.

#### Anlagen zum Schließen der Krafttüren.

Die Vorschriften besagen hierüber:

##### Allgemeines.

Für das Inangsetzen der Krafttüren kommen elektrische, hydraulische oder gleichwertige Vorrichtungen in Frage.

Die Kraftquelle für Krafttüren muß stets leicht zugänglich und von solcher Größe sein, daß sie für das zweimalige gleichzeitige Schließen und Öffnen aller Türen ausreicht.

Auf der Brücke muß eine zuverlässige Anzeigevorrichtung über den Zustand der Kraftquelle, sowie eine Vorrichtung vorhanden sein, die anzeigt, welche Türen offen oder geschlossen sind.

Das Schließen der Krafttüren muß von einer auf der Brücke gelegenen Stelle aus gleichzeitig erfolgen. Außerdem muß jede einzelne Krafttür, wenn von oben geschlossen, nach dem Schließen mit einer an jeder Seite des Schottes befindlichen Handhabe derart zu öffnen sein, daß die Tür nach Loslassen der Handhabe sich von selbst schließt.

Ist die Hauptstelle auf der Brücke nicht in Tätigkeit, so muß jede Krafttür durch Kraftantrieb von jeder Seite des Schottes aus geschlossen und geöffnet werden können. Die Anordnung muß derartig sein, daß, falls der Kraftantrieb nicht arbeitet, der Handantrieb nicht behindert wird.

Eine Fallvorrichtung an der Tür selbst gilt als Handvorrichtung, wenn bei ihrem Versagen die Benutzung des oberen Handantriebes gewährleistet ist.

Die zulässige Anordnung von Schwimmern zur Inbetriebsetzung von Schottverschlüssen kann nur zugelassen werden, wenn dadurch der Betrieb der vorgeschriebenen Schließvorrichtungen nicht behindert wird.

##### Hydraulische Anlagen.

Bei größeren Anlagen, bei denen als Hauptantrieb hydraulischer Druck vorgesehen ist, und bei denen die Wellenleitung und deren Zubehör nur mit großen Schwierigkeiten untergebracht und von Hand nicht zuverlässig betrieben werden können, ist es zulässig, Handpumpen als mechanische Vorrichtung (Handhydraulik, siehe S. 647) für den Handantrieb oberhalb des Schottendecks zu verwenden. Zu jeder Pumpe gehört eine Tür oder eine bestimmte Gruppe von Türen. Diese müssen sowohl gleichzeitig als auch einzeln geschlossen werden können.

Bei hydraulischen Anlagen muß das Druckmittel einen den Verhältnissen des Betriebes entsprechenden niedrigen Gefrierpunkt haben.

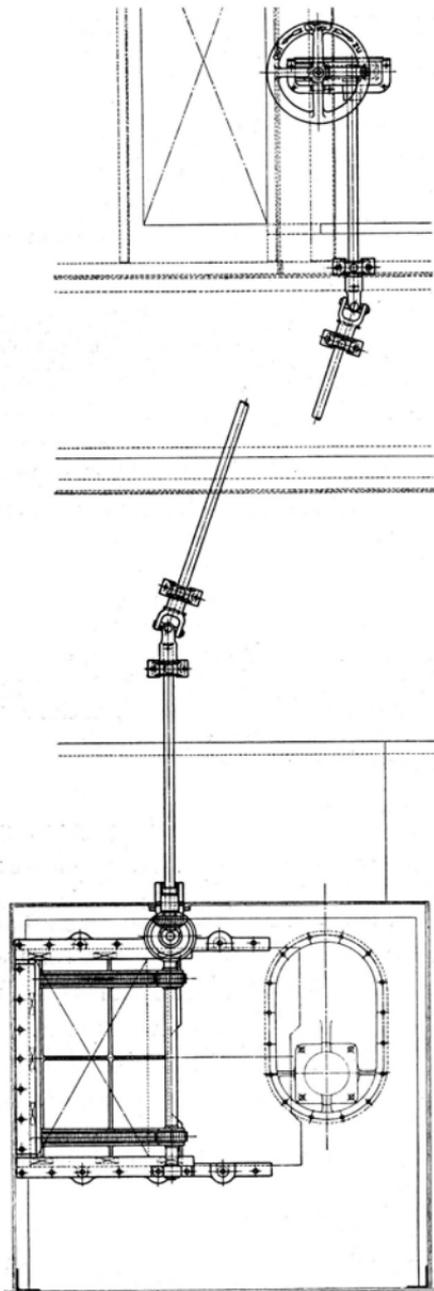


Abb. 543 a. Handschließvorrichtung für Schottüren.

### 5. Schottürschließvorrichtungen.

Die nach Voraufgehendem in Frage kommenden Schließvorrichtungen sind einzuteilen in:

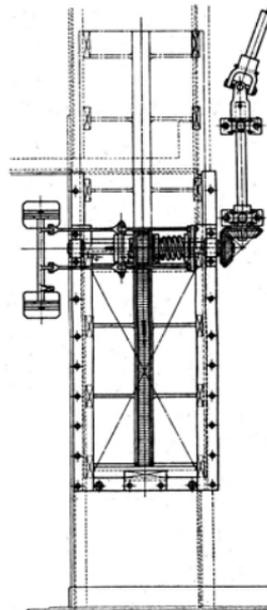
A. Handschließvorrichtung,  
B. Kraft- (mechanische)  
Schließvorrichtungen.

Nach den Betriebsmitteln unterscheidet man bei den letzteren:

1. Elektrisch betriebene,
2. Hydraulisch betriebene,
3. Hydraulisch-pneumatisch betriebene Schließvorrichtungen.

A. Schottüren mit Handschließvorrichtung (Abb. 543 a u. b).

Die Betätigung zum Schließen der Schottür erfolgt hierbei an der Tür selbst und von einem über der Tauchgrenze gelegenen Deck aus; in letzterem Falle geschieht die Kraftübertragung durch eine Wellenleitung mit



Schneckentrieb, Kegelrädern, Kreuzgelenken, Ritzel und Zahnstange. Auf der Ritzelwelle an der Tür ist eine durch Feder belastete Ausrückkupplung vorgesehen, die ein Schließen an der Tür selbst gestattet, und die ein selbsttätiges Wiedereintrücken der Kupplung gewährleistet, wenn nach voraufgehendem Schließen die Tür von oben wieder geöffnet werden soll. Senkrecht verschiebbare Türen erhalten eine, wagrecht verschiebbare zwei Zahnstangen mit Ritzeln.

### B. Schotttüren mit Kraftschließe- vorrichtung.

#### 1. Elektrisch betriebene Schließe- vorrichtung (Abb. 544).

Die unter dem Namen „Long-Arm-System“ hergestellte elektrisch betriebene Anlage besteht aus einer Hauptbedienungsstelle, nachstehend Notstation genannt, dem Schaltapparat und den Elektromotoren an den einzelnen Türen.

Zu der im Navigationsraum untergebrachten Notstation gehören: der Kontrollapparat der Stromkreise zum Schließen der Türen, die Lampentafel, die das beendete Schließen der Türen erkennen läßt, und der Sicherungskasten mit den Bleisicherungen für jede Tür. Der Schaltapparat jeder Tür kann von der Brücke aus und von beiden Schottseiten durch einen Handgriff betätigt werden. Er ist so ausgebildet, daß er den Stromkreis des Motors ausschaltet, sobald infolge eines Hindernisses beim Schließen der Tür eine bestimmte Kraft überschritten wird;

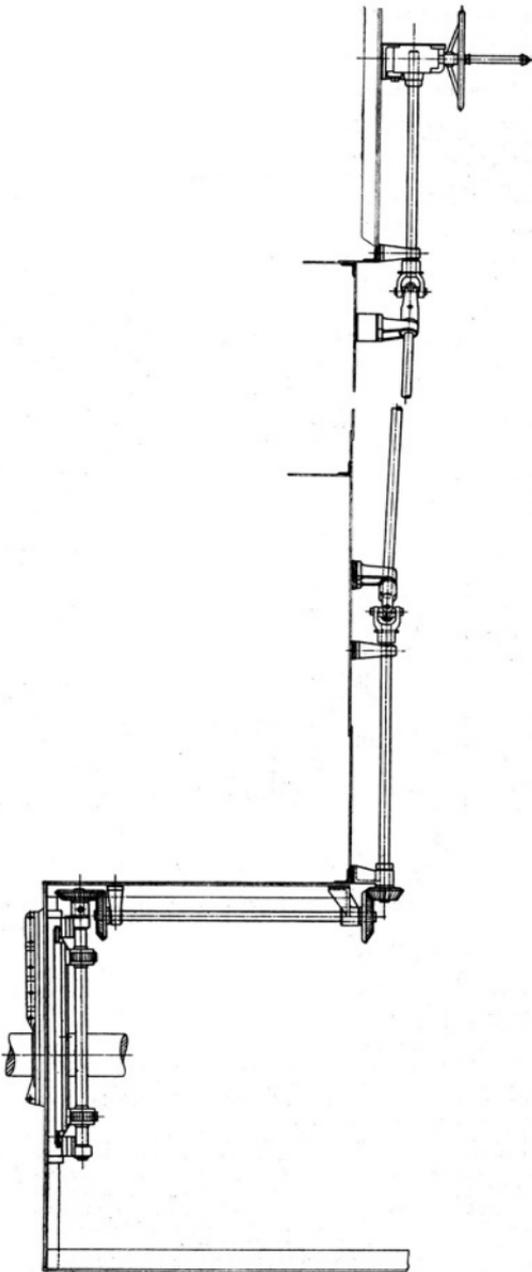


Abb. 543 b. Handschließe-  
vorrichtung für Schotttüren.

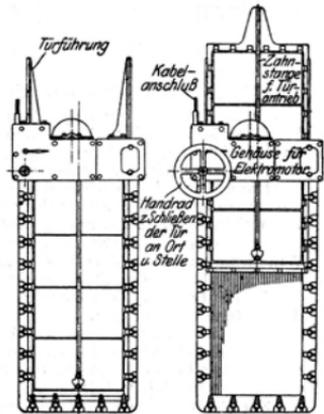


Abb. 544.

hierdurch wird das Ausbrennen der Sicherung und ein unbemerktes Ausschalten des Betriebes einer Tür verhindert. Sobald das Hindernis durch die Mannschaft oder den Strom von hereinbrechendem Wasser (z. B. bei Bunkertüren) beseitigt ist, schließt der Schaltapparat den Stromkreis wieder, und die Tür wird durch den Motor weiter bewegt. Der an jeder Tür befindliche Elektromotor wirkt mittels Schnecken- und Ritzelbetrieb auf die Zahnstange der Tür; er kann nach beiden Drehrichtungen laufen.

Da bei Betätigung aller Türen auf einmal bei ausgedehnten Anlagen eine plötzliche, große Inanspruchnahme des Stromerzeugers eintreten würde, ist die Schaltung so getroffen, daß ein Motor nach dem andern in Zeitabschnitten von etwa drei Sekunden in Betrieb gesetzt wird, so daß gleichzeitig nicht mehr als vier Motoren in Bewegung sind. Demnach kann bei einer Anlage von 25 Türen die gesamte Schließung in einer Minute und 15 Sekunden beendet sein.

Als Reserve beim Versagen der Anlage ist Handbetrieb vorgesehen, der von beiden Schottseiten betätigt werden kann. Der Kraftbetrieb wird bei gleichzeitiger, versehentlicher Benutzung des Handbetriebes nicht gestört.

Bei Versagen der im Unterschiß liegenden Kraftquelle zur Betätigung der Türen kann die Anlage an die oberhalb der Tauchgrenze aufgestellte Notdynamo angeschlossen werden.

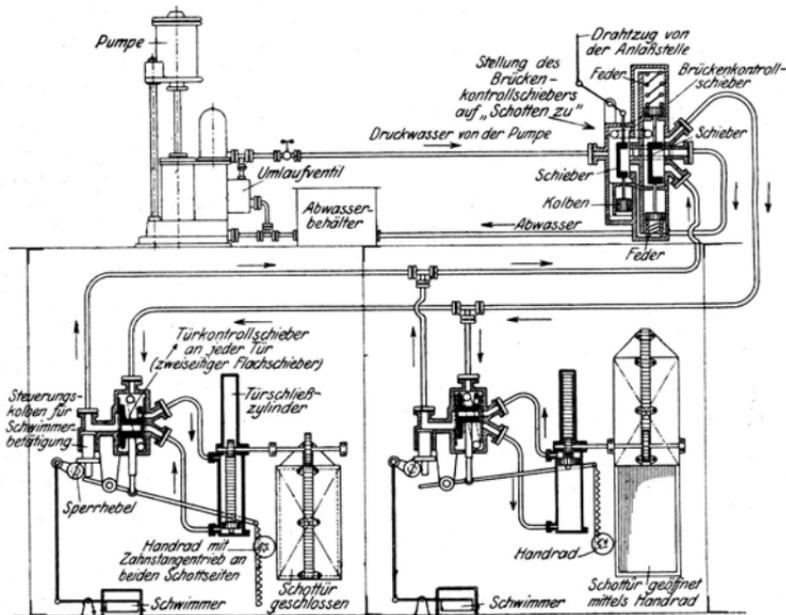


Abb. 545. Hydraulisch betriebene Schließvorrichtung (Stone-System).

## 2. Hydraulisch betriebene Schließvorrichtung (Abb. 545).

In England ist die unter dem Namen „Stone-System“ hergestellte Anlage gebräuchlich. Bei dieser können die wasserdichten Schotttüren von der Brücke aus und von beiden Schottseiten an der Tür selbst geschlossen und geöffnet sowie außerdem bei steigendem Flutwasser in den Räumen durch einen Schwimmer selbsttätig geschlossen werden.

Die Anlage wird durch zwei besonders vorgesehene Druckwasserpumpen gespeist. Das Druckwasser wirkt auf die Kolben der an jeder Tür angebrachten hydraulischen Türschließzylinder, wodurch mittels Ritzel und Zahnstange die Tür geschlossen wird.

Die beiden Druckwasserpumpen saugen aus einem Abwasserbehälter, drücken in einen Windkessel und von dort in den Brückenkontrollschieber.

Die Anlaßstellen an geeigneten Plätzen bei der Hauptbefehlsstelle auf der Brücke können durch Drahtzug mit dem Hebel am Brückenkontrollschieber verbunden werden und diesen dadurch steuern. An das Gehäuse dieses Schiebers schließen vier Rohrleitungen an: eine Druckleitung von den Pumpen, zwei Ringleitungen, die je nach der Stellung des Brückenkontrollschiebers Druckwasser oder Abwasser enthalten, und eine Abwasserringleitung nach dem Saugebehälter der Pumpen. Starke Federn an jeder Kolbenseite des Brückenkontrollschiebers führen diesen in seine Mittelstellung zurück, wenn die Anlaßstellen auf Mittellage stehen.

Zur Betätigung der Anlage vom Raum aus sitzt an jeder Tür ein Türkontrollschieber, der mittels eines an jeder Schottseite befindlichen Handrades unmittelbar gesteuert werden kann.

Der Türkontrollschieber, der das Druckwasser den beiden Kolbenseiten im Türschließzylinder übermittelt, besteht aus einem Gehäuse, durch welches das vom Brückenkontrollschieber

zufließende Druckwasser geht; für die Betätigung vom Raum aus ist in das Gehäuse ein zweiteiliger Flachschieber so eingebaut, daß er mittels eines Hebels von den Handrädern auf beiden Schottseiten durch Zahnstangentrieb und außerdem durch die kurze Kolbenstange eines in dem Gehäuse besonders angeordneten Steuerungskolbens bewegt werden kann. Der Hub dieses Kolbens wird nach unten durch einen Sperrhebel begrenzt, den ein Schwimmer betätigt; diese Sperrung wird ausgelöst, sobald der Schwimmer durch das Steigen des in den lecken Raum eindringenden Wassers gehoben wird.

Durch diese Anordnung ergeben sich folgende Betriebsmöglichkeiten:

1. Sämtliche Türen können von der Brücke aus geschlossen werden.
2. Jede Tür kann an Ort und Stelle von jeder Schottseite geschlossen und geöffnet werden.
3. Jede Tür kann, nach erfolgtem Schließen von der Brücke aus, an Ort und Stelle von eingeschlossnen Mannschaften wieder geöffnet werden und schließt sich nach Loslassen des Öffnungshebels selbsttätig wieder.

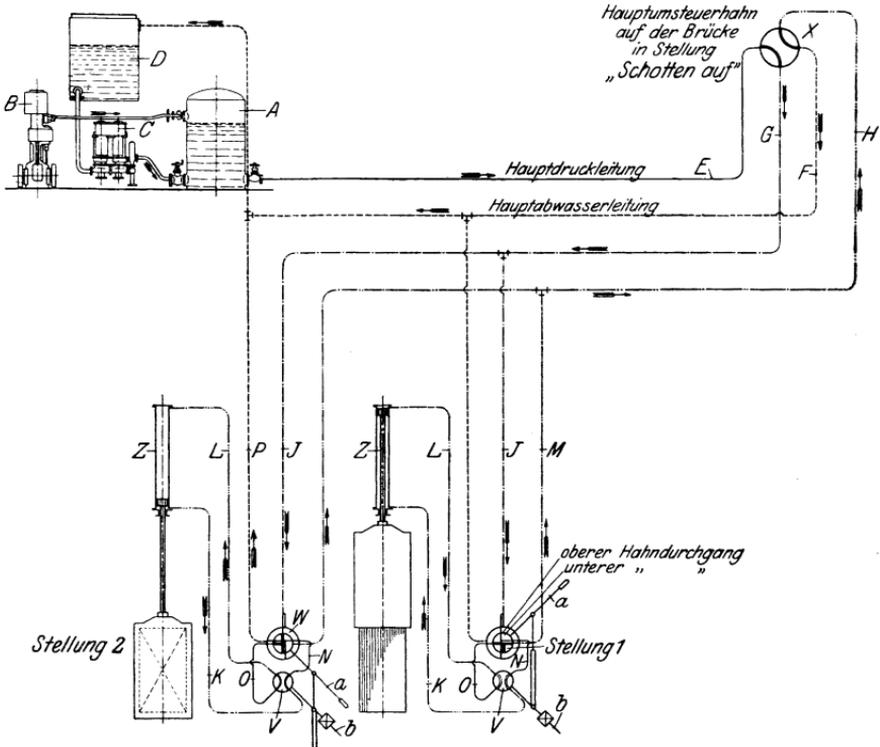


Abb. 546 a. Hydraulisch-pneumatisch betriebene Schließvorrichtung (System Atlas-Werke).

4. Jede Tür kann an Ort und Stelle in beliebiger, schließender Stellung festgehalten werden.
5. Jede Tür kann durch Eindringen von Flutwasser mittels Schwimmer geschlossen werden.
6. Jede Tür kann, wenn sie vorher durch Flutwasser geschlossen wurde, dennoch an Ort und Stelle geöffnet werden und schließt sich nach Loslassen des Öffnungshebels wieder.
7. Sämtliche Türen können von der Brücke aus geöffnet werden.

Vorteile des Stone-Systems sind, daß alle bewegten Teile kleine Abmessungen haben, also wenig Druckwasser verlorengeht, daß wenige bewegte Teile, keine Federn und Ventile im Türkontrollschieber vorhanden sind, und die gesamte Anlage leicht in Ordnung zu halten ist.

Als Reserve ist die übliche Handschließvorrichtung mit Kegelradübertragung vorgesehen; ferner ist die vorgeschriebene Schottentafel angebracht, die durch Glühlampen das erfolgte Schließen der Türen anzeigt.

Die auch viel im Gebrauch befindliche hydraulische Schottürschließvorrichtung von Brunton unterscheidet sich von der vorausgehenden hauptsächlich in den Steuerungsorganen.

### 3. Hydraulisch-pneumatisch betriebene Schließvorrichtung (Abb. 546 a und b).

Die vorausgehend besprochenen Vorrichtungen haben in der beschriebenen Ausführung den Nachteil des Fehlens jeglicher Kraftreserve für den Fall, daß aus irgendeinem Grunde der elektrische Strom zum Antriebe der Elektromotoren oder Pumpen nicht zur Verfügung steht.

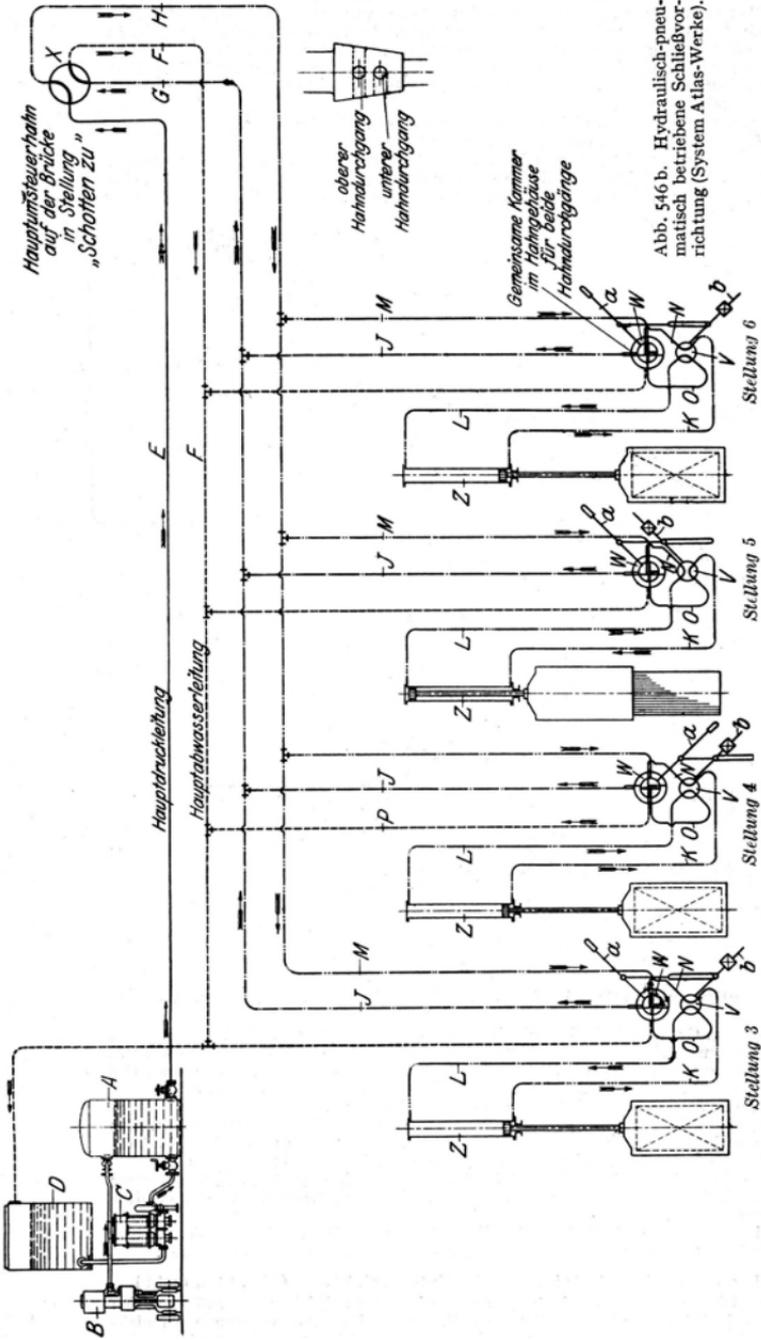


Abb. 546 b. Hydraulisch-pneumatisch betriebene Schließvorrichtung (System Atlas-Werke).

I. Hauptsteuerhahn X auf „Schotten auf“ (Abb. 546 a). Druckwasser nach der oberen Kolbenseite im Zylinder Z vom Druckbehälter A durch Rohr E, Hahn X, Röhren G und J, Hahn W, Rohr N, Hahn V, Rohr O, Hahn Y, Rohr P, Hahn W, Röhren M und H, Hahn X, Rohr F zum Abwasserbehälter D, Stellung 2. Hebel a des Hahns W ist bei der Tür zum Schließen um 90° nach unten geleert. Druckwasser n. d. ob. Kolbenseite vom Behälter A durch Rohr E, Hahn X, Röhren G und J, Hahn W, Rohr L, Abwasser v. d. unt. Kolbenseite durch Rohr K, Hahn V, Rohr N, Hahn W, Rohr P zum Behälter D.

II. Hauptsteuerhahn X auf „Schotten zu“ (Abb. 546 b). Druckwasser n. d. ob. Kolbenseite vom Behälter A durch Rohr E, Hahn X, Röhren H und M, Hahn W, Rohr O, Hahn Y, zum Schließen nach unten geleert. Die Tür bleibt geschlossen, denn beide Kolbenseiten stehen mit der Abwasserleitung in Verbindung. Stellung 3. Die Tür ist durch ein geschlossenes Leitz zum Entkommen mittels Hebel b, der Hebel a mitnimmt, geöffnet worden (und wird nach Loslassen von b durch dessen Belastungsgewicht wieder geschlossen). Druckwasser n. d. unt. Kolbenseite vom Behälter A durch Rohr E, Hahn X, Röhren H und M, Hahn W, Rohr O, Hahn Y, Rohr K, Rohr P zum Behälter D.



mandobrücke, den vereinigten Doppeldreiweg- und Vierweghähnen an den einzelnen Türen und den hydraulischen Zylindern *Z* zum Bewegen der Türen.

Der Druckbehälter wird von der Druckwasserpumpe und dem Luftverdichter  $\frac{2}{3}$  mit Wasser und  $\frac{1}{3}$  mit Luft von 30 at Spannung gefüllt und ist so groß bemessen, daß die Türen dreimal geschlossen und geöffnet werden können. Die Leitung *E* enthält stets Druckwasser, die Leitung *F* stets Abwasser; Leitung *G* enthält Druckwasser, wenn der Hauptsteuerhahn auf „Schotten auf“, Abwasser, wenn er auf „Schotten zu“ steht; Leitung *H* enthält Abwasser, wenn der Hauptsteuerhahn auf „Schotten auf“, Druckwasser, wenn er auf „Schotten zu“ steht.

Der Hauptsteuerhahn wird an einem bequem zugänglichen, möglichst frostfreien, aber nicht zu warmen Platz im vorderen Kesselraum angebracht und durch ein Gestänge von der Brücke aus bewegt. Das Handrad auf der Brücke zum Bewegen des Hauptsteuerhahns ist durch einen Blockapparat gesperrt. Dieser Apparat ist mit einer Kurbel versehen, die bei beabsichtigter Inbetriebsetzung der Anlage solange gedreht werden muß, bis ein in das Handrad hineinragender Stift herausgezogen und das Handrad zum Drehen freigegeben ist. Während des Drehens der Kurbel wird ein elektrischer Kontakt eingeschaltet, wodurch den in den Heiz- und Maschinenräumen angebrachten Alarmglocken Strom zugeführt wird. Die Zeit bis zur Freigabe des Handrades ist auf etwa 30 Sekunden bemessen, so daß den in den Kohlenbunkern usw. beschäftigten Personen Zeit bleibt, sich in Sicherheit zu bringen. Nach dem Umstellen des Haupthahns wird das Handrad wieder blockiert. Bei größeren Anlagen, bei denen die Wellenleitung zu lang ist und zu viele Übersetzungen erfordern würde, kann der Hauptsteuerhahn durch einen hydraulischen Zylinder bewegt werden, dem durch einen kleinen auf der Kommandobrücke befindlichen Vierweghahn Druckwasser zugeführt wird.

Demgemäß ergeben sich folgende Verwendungsmöglichkeiten:

1. Sämtliche Türen können gleichzeitig von der Brücke aus geschlossen oder geöffnet werden.
2. Jede Tür kann an Ort und Stelle geschlossen oder geöffnet werden.
3. Wird eine Tür an Ort und Stelle geöffnet, wenn sie von der Brücke aus geschlossen war, so schließt sie sich selbsttätig wieder, wenn der Handbetrieb zum Öffnen losgelassen wird.

Bei dem zur Reserve vorgesehenen Handbetrieb können die Türen durch Wellenleitungen, Schneckentriebe und Kegelräder sowohl an Ort und Stelle als auch von einer Stelle oberhalb der Tauchgrenze bewegt werden. Das Kuppeln der Türen für Handbetrieb geschieht durch Kupplungshebel.

Besondere Vorteile der hydraulisch-pneumatischen Türschließvorrichtung:

1. Es ist eine große Reserve zum mehrmaligen Öffnen und Schließen aller Türen schnell hintereinander mit Sicherheit vorhanden.

2. Der hohe zur Verfügung stehende Druck schließt die Türen sicher.

3. In den Schließorganen an den Türen sind keine Kolben, Schieber, Ventile und Federn verwendet, die mit der Zeit Betriebsstörungen hervorrufen können.

An Stelle der üblichen Handschließvorrichtung wird bei großen wertvollen Schiffen, bei denen eine Unterbringung der langen Übersetzungsleitungen und ein Betätigen der Vorrichtung von Hand sehr schwierig, wenn nicht unmöglich wird, die in Abb. 547 dargestellte Handhydraulik eingebaut.

## B. Kriegsschiffe.

### 1. Grundsätze für die Anordnung wasserdichter Wandungen.

Auf allen Kriegsschiffen, neuerdings auch auf kleinen Fahrzeugen (Torpedoboote, Sonderschiffe) wird zum Schutz gegen Grundberührungen und Beschädigungen von der Seite her ein Innenboden vorgesehen, welcher längsschiffs so weit nach den Schiffsenden hingeführt wird, bis die an den Schiffsenden vorhandenen wasserdichten Plattformdecks an die Stelle des Innenbodens treten können. Querschiffs kann der Innenboden bis zu den in der Nähe der Schiffsaufrimmung liegenden seitlichen Längsschotten (Wallgangsschotten) oder als Doppelwand bis zum Panzerdeck geführt werden. Der Abstand des Innenbodens von der Außenhaut (Doppelbodenhöhe) muß so groß sein, daß der Innenboden bei Grundberührung unbeschädigt und die Doppelbodenzellen zugänglich bleiben. Bestimmend für die Doppelbodenhöhe ist auch die Schiffsfestigkeit. Durch wasserdichte Quer- und Längsspannten wird der Doppelboden weitergehend unterteilt, um die eindringenden Wassermengen möglichst klein zu halten, den Einfluß der freien Wasseroberfläche auf die Stabilität bei den wasser- und ölführenden Doppelbodenzellen einzuschränken. Neuerdings werden die Zellen fast ausschließlich zur Aufnahme von Wasser und Öl benutzt. Es ist zweckmäßig, die einzelnen wasserdichten Zellen nicht kleiner zu machen als unbedingt erforderlich und lange, schmale Zellen zu schaffen, da Grundberührung in Fahrt vorkommt.

Die Zahl und Anordnung der wasserdichten Decks richtet sich nach der Größe des Schiffes, der Raumverteilung im Unter- und Oberschiff und nach der

Anordnung des Panzerschutzes. Allgemein bildet das Oberdeck den wasserdichten Abschluß des Schiffskörpers nach oben hin. Bei größeren Schiffen, die Panzerschutz erhalten, trennt das wasserdichte Panzerdeck das Unterschiff vom Oberschiff. Die Raumhöhe zwischen Panzerdeck und Innenboden wird, sofern sie nicht voll ausgenutzt werden kann, durch Plattformdecks unterteilt, die im allgemeinen wasserdicht ausgeführt werden müssen, um die Gefechtswerte der einzelnen Räume vor Wassereintrich zu schützen. Auch die Decks des Oberschiffes, das Zwischendeck und Batteriedeck, erhalten wasserdichte Nienung.

Die Zahl und Anordnung der wasserdichten Hauptquer- und Längsschotte hängt von der Größe des Schiffes, von dessen Stabilitäts- und Festigkeitsverhältnissen sowie von der Raumverteilung ab. Kleinere Schiffe und Schiffe mit geringer Stabilität müssen weitergehend unterteilt werden als größere. Bei größeren Schiffen, bei denen die Hauptquer- und Längsschotte für die Festigkeit des Schiffskörpers erhöhte Bedeutung haben (Längsfestigkeit im Seegang, Aufnahme der Gewichte der Panzerung und Rückstoßkraft der Geschütze, Dockbeanspruchung) sowie teilweise als senkrechter Innenschutz (Torpedoschotte) ausgebildet werden, sind diese Fragen vielfach der Ausgangspunkt für die Anordnung der wasserdichten Hauptschotte, die sodann mit der Raumverteilung in Einklang gebracht werden muß. Die Größe der einzelnen wasserdichten Abteilungen, die durch die Hauptquerschotte gebildet werden, ist an den Schiffsenden geringer zu bemessen als im Mittelschiff. Die Abteilungsschotte sollen von Bordwand zu Bordwand durchlaufen. Bei der Anordnung von wasserdichten Längsschotten — bei kleineren Schiffen die Wallgangsschotte und Kohlenbunkerschotte, bei größeren außerdem Torpedoschotte, Seitenlängs- und Mittellängsschotte —, durch welche die wasserdichten Abteilungen des Schiffes in einzelne wasserdichte Räume zerlegt werden, ist die Stabilität des Schiffes zu berücksichtigen, damit beim Vollaufen mehrerer Räume einer Schiffseite die Krängung des Schiffes nicht zu groß wird. Die wasserdichten Räume an den Schiffseiten (Wallgangszellen) werden daher innerhalb einer Abteilung durch wasserdichte Querschotte noch unterteilt. Wasserdichte Mittellängsschotte sind bei Schiffen mit geringer Stabilität möglichst zu vermeiden. Im Bereiche der Wasserlinie ist die wasserdichte Unterteilung besonders sorgfältig durchzuführen, um die Stabilitätsverringerng bei Außenbordverletzungen im Bereich der Schwimmbene durch Verringerung des Trägheitsmomentes derselben möglichst einzuschränken. Nach oben hin ist die Wasserdichtigkeit der Schotte soweit aus-zudehnen, daß bei Wassereintrich und bei dem entsprechenden Tiefertauchen des Schiffes der Wasserübertritt in benachbarte Abteilungen vermieden wird. Bei kleineren Schiffen sind daher die Schotte allgemein etwa bis Oberdeck wasser-dicht zu nieten, bei größeren nur an den Schiffsenden, während es im Mittelschiff genügt, die Wasserdichtigkeit bis unterhalb der Kasemattpforten durchzuführen. Die Wasserdichtigkeit der großen Schächte, die die wasserdichten Decks ohne wasserdichten Abschluß durchbrechen, wie die Luftschächte der Maschinen- und Kesselräume, die Schornstein- und Munitionsschächte, ist in gleicher Weise wie die der wasserdichten Schotte im Oberschiff durchzuführen. Über die wasser-dichte Ausführung der Luftkanäle für die Schiffslüftung siehe S. 694. Für die Niedergänge zu den Räumen des Unterschiffes sind wasserdichte Niedergangsschächte vorzusehen, um die Zugänglichkeit zu den einzelnen Räumen und ein Entkommen aus denselben bei Wassereintrich möglichst weitgehend sicher-zustellen.

Nach dem Entwurf der gesamten wasserdichten Unterteilung ist durch eingehende Leckrechnungen festzustellen, welcher Tiefgang und welche Neigungen querschiffs und längsschiffs das Schiff beim Vollaufen von einzelnen Abteilungen bzw. großen wasserdichten Räumen annimmt, und bis zu welchem Grade die Gefechtsfähigkeit des Schiffes noch sichergestellt ist.

## 2. Einzelheiten für den Bau der wasserdichten Wandungen und Verschlüsse.

Die Materialdicken der wasserdichten Wandungen und deren Versteifungen sind durch Festigkeitsrechnungen im einzelnen festzulegen. Hierbei sind neben der Beanspruchung durch inneren und äußeren Wasserdruck bei der ungünstigsten Schwimmlage die Beanspruchungen des Schiffskörpers im Seegang, beim Docken und Schießen zu berücksichtigen. Bei der Anordnung der Versteifungen ist darauf zu achten, daß Stöße auf die Außenhaut durch die Versteifungsstahle nicht auf benachbarte wasserdichte Wandungen übertragen werden können.

Die einzelnen wasserdichten Abteilungen dürfen im Unterschiff nicht durch wasserdichte Türen in den Abteilungsschotten miteinander in Verbindung stehen. Es ist zweckmäßig, diesen Grundsatz auch im Oberschiff im Bereiche der Schwimmbene durchzuführen. In den höhergelegenen Decks können allgemein wasserdichte Verkehrstüren in den Schotten vorgesehen werden. Die Durchbrechung der Hauptlängsschotte im Unterschiff ist mit Rücksicht auf die Zugänglichkeit der Räume nicht zu umgehen. Hierbei werden für Öffnungen, die häufig benutzt werden, senkrechte Schiebetüren vorgesehen, die im Falle der Gefahr an Ort und Stelle oder von einem höhergelegenen Deck aus geschlossen werden können. Außerdem können zur Aufrechterhaltung der Wasserdichtigkeit während des Verkehrs für große und wichtige Räume im Unterschiff Schleusenammern, deren wasserdichte Verschlüsse verblockt werden, mit Vorteil Verwendung finden. Die sonstigen wasserdichten Schotte innerhalb der wasserdichten Abteilungen erhalten für die Zugänglichkeit der Räume Öffnungen, die durch wasserdichte Türen geschlossen werden.

Die wasserdichten Decks erhalten Luken mit wasserdicht schließenden Lukendeckeln. Die Größe dieser Öffnungen ist so gering als möglich zu bemessen, bei ihrer Verteilung ist die Schiffsfestigkeit zu berücksichtigen.

Neben den Zugängen müssen alle im Gefecht besetzten Räume Notausgänge erhalten, die zum Entkommen bei Wassergefahr oben, bei Dampfgefahr so tief wie möglich in den Räumen anzuordnen sind.

Die wasserdichten Verschlüsse sind nach Möglichkeit so anzuordnen, daß sie bei Wassereintrich von außen durch den Wasserdruck gegen ihre Auflage an der Beplattung gedrückt werden. Öffnungen zum Befahren von Räumen und Zellen erhalten wasserdichte Mannlochdeckel.

Im allgemeinen werden folgende Anzugsvorrichtungen für wasserdichte Türen, Lukendeckel und Mannlochdeckel verwendet:

a) Nur Schraubenverschlüsse (Korbmuttern) erhalten die Verschlüsse solcher Räume, welche sowohl im Klarschiffzustande als auch außerhalb desselben nur vorübergehend betreten werden, z. B. leere Räume, Trimmzellen, Vorratsräume usw.

b) Nur Vorreiber erhalten diejenigen Verschlüsse der im Klarschiffzustande besetzten Räume, welche für den Verkehr während des Klarschiffzustandes sowie zum Entkommen geöffnet werden müssen, sowie alle Notausgänge.

c) Schraubverschlüsse und Vorreiber zugleich erhalten die Verschlüsse solcher Räume, welche im Klarschiffzustande unbesetzt sind, sowie diejenigen Verschlüsse der im Klarschiffzustande besetzten Räume, die nicht unter b) fallen.

d) Mutterschrauben oder Stiftschrauben erhalten solche Verschlüsse, die nur selten geöffnet werden müssen, z. B. Mannlochdeckel zum Befahren der Öl- oder Frischwasserlasten beim Reinigen oder Konservieren der Lasten.

Bei der Durchbildung der wasserdichten Verschlüsse ist darauf zu achten, daß die Türen und Lukendeckel bei Erschütterungen des Schiffskörpers nicht aufspringen können.

Alle wasserdichten Verschlüsse erhalten Gummidichtung, die möglichst auf der Tür oder auf dem Deckel angebracht wird. Wo Öldichtigkeit in Frage kommt, muß ein ölbeständiges Dichtungsmaterial genommen werden. Um das Überbetreten oder das Eindringen von kleineren Wassermengen bei geöffneter Tür oder

geöffnetem Deckel zu verhindern, werden die Türöffnungen in einer gewissen Höhe über Deck eingeschnitten und die Luken und Mannlöcher mit Säulen versehen. Nur dort, wo Stille dem Verkehr hinderlich sind, können bündig mit dem Deck liegende Deckel gewählt werden.

Über Einzelheiten der wasserdichten Verschlüsse siehe Dick und Kretschmer: Handbuch der Seemannschaft, S. 562. 1899.

Abmessungen für Öffnungen in wasserdichten Wandungen.

	Höhe mm	Breite mm	Süllhöhe mm
Türöffnungen im Unterschiff . . .	1450	550	400
Türöffnungen im Oberschiff . . .	1700	650	150
Türöffnungen in den Wallgängen und ihren Querschotten . . . . .	750	500	500
Mannlöcher . . . . .	400	600	—
Verkehrsluken mit Treppen . . . .	1100	800	—
Zugangsluken ohne Treppen . . . .	800	800	—

Um Undichtigkeiten der Wandungen durch Baufehler zu vermeiden, sollen Gegenstände, die an den Wandungen befestigt werden, nicht an den Beplattungen, sondern nur an den Versteifungen oder an aufgenieteten Profilen befestigt werden. Ist dies nicht möglich, z. B. bei Halterungen auf dem Innenboden, so sind nur Nietverbindungen zu verwenden. Rohr- und ähnliche Durchführungen sind gleichfalls zu nieten, wenn dies nicht zugänglich, sind die Befestigungsschrauben mit Gewinde in der Wand oder in einen besonderen Verstärkungsring wasserdicht einzusetzen. Nach Fertigstellung der Wandungen sind diese grundsätzlich durch eine Wasserdruckprobe auf Wasserdichtigkeit zu prüfen.

## IV. Ladung und Besatzung.

### A. Handelsschiffe.

#### I. Ladung.

Allgemeines und Ermittlung der Ladung.

Die Tragfähigkeit oder Gesamtzuladung (engl. deadweight) eines Schiffes ist das Gewicht, welches das Schiff zu tragen vermag, also der Unterschied der Gewichte seiner Verdrängung bei der leichten und bei der Ladewasserlinie (Tiefladelinie), unter Berücksichtigung des geringsten zulässigen Freibords (siehe diesen).

Die Ladung (Nutzladung) als Gewicht (Ladungstragfähigkeit) bildet einen Teil der Gesamtzuladung, nämlich den nach Abzug der Gewichte für Besatzung nebst Ausrüstung und Lebensmitteln sowie für Wasser, Brennstoff und sonstige Verbrauchsstoffe für den Betrieb des Schiffes verbleibenden Hauptteil.

Die Ladefähigkeit des Schiffes ist sein Rauminhalt im Vergleich zu dem Raumbedarf der jeweils zu befördernden Fracht. Letzterer ist bei den vielen möglichen Frachtgütern sehr verschieden, und es kommt beim Entwurf des Schiffes darauf an, die Ladung (das Frachtgut für das Fahrgebiet des Schiffes mit der Lade- und der Resttragfähigkeit so in Einklang zu bringen, daß beide am besten ausgenutzt und so die Erträgnisse der Fahrt am günstigsten werden.

Es können dabei folgende beiden Fälle eintreten: entweder die Ladung ist im Verhältnis zu ihrem Raumbedarf so schwer, daß die Tiefladelinie erreicht ist, ehe der Laderaum gefüllt ist, oder sie ist so leicht, nimmt also im Verhältnis zu ihrem Gewicht einen so großen Raum ein, daß die Laderäume voll sind, ehe das Schiff auf den zulässigen Tiefgang gebracht ist. Beides ist nicht

erwünscht. Ferner muß schon beim Entwurf auf ein richtiges Verhältnis zwischen Lade- und Tragfähigkeit für Ladung Bedacht genommen werden, um dem Schiff bei allen möglichen Ladungen eine angemessene Stabilität zu sichern. Im ersten der beiden Fälle muß nämlich die Ladung so hoch gestaut werden, daß das Schiff nicht zu steif wird, im zweiten muß durch Einnehmen von Ballast dafür gesorgt werden, daß es nicht zu rank wird, weil der Schwerpunkt der Ladung, der hierbei ungefähr mit dem der Laderäume zusammenfällt, ziemlich hoch liegt.

Diese Gründe haben für Schiffe, die für bestimmte Frachten gebaut sind, zu besonderen Einrichtungen geführt (Erz- und Kohlendampfer; Tankdampfer für flüssige Ladungen, wie Naphtha, Petroleum, Melasse; Wasserfahrzeuge<sup>1)</sup>; für alle anderen Schiffe ist ebenso die Kenntnis des Gewichts und des Raumbedarfes der verschiedenen Frachtgüter erforderlich, um danach Ladung und Stauung unter möglichst günstigster Raumausnutzung festsetzen zu können.

Bei der Berechnung ist zu beachten, ob man mit Schüttladung oder mit Ballenladung zu tun hat, in letzterem Falle ist der wirkliche freie Laderaum auf Innenkante Wegerung, Unterkante Balken, Innenkante Balkenknie, unter Abzug von Einbauten, Lüftungsrohren u. dgl. zu rechnen. Luken sind zum unteren Raum zuzuschlagen, vom oberen abzuziehen. Die Reedereien legen oft Wert auf Raumangaben für beide Ladungsarten, wobei für Schüttladung der Raum von Innenkante Wegerung bis Außenkante Spant dem obigen Berechnungsergebnis zuzuzählen ist.

Zur Ermittlung des Inhalts der Laderäume zeichnet man, ebenso wie für den äußeren Schiffskörper, Raumkurven<sup>2)</sup> auf, deren Schwerpunktslagen für die Stauung der Ladung einen Anhalt geben.

Nach einer Ladeskizze, welche die Inhalte der einzelnen Laderäume im Längs- und Grundriß angibt, wird dann die Ladung auf die Laderäume verteilt.

Um dies zu erleichtern, fertigt man ein Staudiagramm an, aus welchem sich Raumbedarf und Staugewichte der verschiedenen Ladungen abgreifen lassen, indem ersterer in Kubikmetern/Tonne auf einer Grundlinie, letztere in Kilogramm oder Tonnen/Kubikmeter als Ordinaten abgesetzt werden, so daß sich als Staukurve eine gleichseitige Hyperbel ergibt (Gewichte und Raumbedarf nach unten folgenden Tabellen).

Aus Tragfähigkeitsskalen, das sind Maßstäbe, die neben dem Hauptspantquerschnitt<sup>3)</sup> im gleichen Maßstab und in der richtigen Höhenlage gezeichnet werden, kann man die Verdrängungen und Tiefgänge bei der leichten und der geladenen Wasserlinie, ferner die Zuladungen und Freiborde ablesen, so daß die erforderlichen Stauräume für jede Ladung leicht ermittelt werden können<sup>4)</sup>.

Durch Tiefgangsanzeiger im Schiff kann man auch beim Beladen die Menge der eingenommenen Fracht überwachen.

Nach Middendorf kann man den von der gut gestauten Ladung eingenommenen Raum folgendermaßen ansetzen:

- bei Ladungen in eisernen zylindrischen Fässern = 80 vH,
- „ Getreideladungen = 75 vH,
- „ Ladungen in gewöhnlichen hölzernen Fässern = 70 vH,
- „ Steinkohlen = 60 vH,
- „ Stückgut = 10 vH.

<sup>1)</sup> Bei flüssiger Ladung muß auch durch Schotte und Zellen eine allzu große Beweglichkeit der Flüssigkeiten verhindert, trotzdem aber diesen die Möglichkeit gegeben werden, sich in größerer Wärme auszudehnen (vgl. S. 371).

<sup>2)</sup> Nach Art der Spantenskalen (siehe S. 96 ff.).

<sup>3)</sup> Der nur zu einem Teil gezeichnet zu werden braucht.

<sup>4)</sup> Vgl. Herner: Entwurf und Einrichtung von Handelsschiffen, S. 54. Hannover 1909.

Bei Überschlagrechnungen und für Schiffe der allgemeinen Fahrt kann man  $1 \text{ m}^3$  Laderaum = 0,6 bis 0,75 t Ladung setzen.

Es handelt sich bei der Befrachtung entweder um gleichartige oder um gemischte Ladungen, und zwar in beiden Fällen um Ladung mit oder ohne Ballast; schließlich auch noch um etwaige Decksladung.

Für gleichartige Ladung ergibt sich die zu stauende Menge ohne weiteres durch das Verhältnis der Ladefähigkeit zur Tragfähigkeit für Ladung, das man als Ladeverhältnis bezeichnen kann; hat ein Schiff bei einem Nettoladerauminhalt von  $4000 \text{ m}^3$  1000 t Tragfähigkeit, so würde es durch eine Ladung, die  $\frac{4000}{1000} = 4 \text{ m}^3$  Raum auf 1 t Gewicht beansprucht, gerade ganz ausgefüllt

werden; durch eine von  $2 \text{ m}^3/\text{t}$  Raumbedarf nur zur Hälfte, und eine Ladung von  $8 \text{ m}^3/\text{t}$  Raumbedarf würde zwar den ganzen Laderaum anfüllen, aber nur 500 t wiegen, also die Hälfte der Tragfähigkeit unausgenutzt lassen, falls nicht Ballast zur Erhaltung der Stabilität genommen werden muß.

Bei gemischten Ladungen kommt es auf deren zweckmäßige Verteilung an, die sich ebenfalls nach dem Raumbedarf jeder einzelnen richtet: im vorliegenden Falle müßten die beiden zuletzt genannten Ladungsarten zusammen 1000 t Gewicht und  $4000 \text{ m}^3$  Rauminhalt ausmachen; die Bestimmung, wieviel von jeder Sorte Güter zu laden ist, läuft dann auf die Lösung von Gleichungen ersten Grades mit zwei oder mehreren Unbekannten hinaus.

Beispiele (vgl. dazu die Zahlentabellen S. 656 ff.).

### I. Gleichartige Ladung.

#### a) Leichtgut.

Ein Segelschiff von  $4248 \text{ m}^3$  Nettoladerauminhalt und 2000 t Ladungstragfähigkeit soll Kartoffeln laden; wieviel kann es einnehmen?

Da auf  $1 \text{ t}$  rund 360 kg Kartoffeln in Säcken gehen, kann das Schiff also  $4248 \cdot 360 = 1\,529\,240 \text{ kg} = 1529,24 \text{ t}$ , oder wenn 1 Sack 50 kg wiegt = 305 848 Sack laden. Bei 2000 t Tragfähigkeit bis zur Tiefadelinie kann es daher noch rund 430 t zum Einnehmen von Ballast verwenden, wenn dies die Stabilitätsverhältnisse notwendig erscheinen lassen.

#### b) Schwergut.

Dasselbe Schiff soll Ziegelsteine einnehmen, wieviel kann es laden?

250 Stück Ziegelsteine gehen auf 1 t; bei 2000 t Tragfähigkeit würde das Schiff also 500 000 St. Ziegelsteine laden können. Da 1 t Ziegelsteine  $0,86 \text{ m}^3$  Raum erfordert, würde die ganze Ladung  $2000 \cdot 0,86 = 1720 \text{ m}^3$  beanspruchen, so daß von dem Laderaum noch  $1528 \text{ m}^3$  unausgefüllt bleiben.

Diese lassen sich aber nur ausnutzen, wenn man die Steinladung verringert und dafür noch eichte Ladung einnimmt, wie folgendes Beispiel zeigt:

### 2. Gemischte Ladung.

Soll das Schiff durch zwei Ladungsarten  $x$  und  $y$  bis zur Tiefadelinie befrachtet und zugleich ganz ausgefüllt werden, so müssen die Gleichungen bestehen:

$$x + y = Q \text{ (Tragfähigkeit)},$$

$$ax + by = R \text{ (Rauminhalt)},$$

wenn  $a$  und  $b$  den Raumbedarf der beiden Frachtgüter  $x$  und  $y$  für je 1 t Gewicht bezeichnen. Daraus wird:

$$x = \frac{R - b \cdot Q}{a - b} \quad \text{und} \quad y = \frac{R - a \cdot Q}{b - a}.$$

Für  $Q = 2000$ ,  $R = 4248$  und  $a = 0,86$  daher:

$$x = \frac{4248 - 2000b}{0,86 - b}; \quad y = \frac{4248 - 2000 \cdot 0,86}{b - 0,86};$$

$$y(b - 0,86) = 2528,$$

woraus sich  $y$  für ein bestimmtes  $b > 0,86$  berechnen läßt, z. B. für  $b = 4,2$  (loses Heu)

$$y \cdot (4,2 - 0,86) = 2528;$$

$$y = 757 \text{ t} \quad \text{und} \quad x = 2000 - 757 = 1243 \text{ t}.$$

Somit sind 1243 t = 310 750 Stück Ziegelsteine und 757 t loses Heu zu laden.

Die von beiden Ladungen eingenommenen Räume werden dann:

$$1243 \cdot 0,86 = 1069 \text{ m}^3; \quad 757 \cdot 4,2 = 3179 \text{ m}^3, \quad \text{zusammen} = 4248 \text{ m}^3.$$

Es können auch über Gewicht oder Rauminhalt beschränkende Bestimmungen gemacht werden, z. B.

a) beide Ladungen sollen gleich schwer sein: dann ist  $x = y = Q/2$ ;

$$ax + by = (a + b) \cdot Q/2 = R; \quad \frac{a + b}{2} = \frac{R}{Q}.$$

Bei 4248 m<sup>3</sup> Raumgehalt und 2000 t Tragfähigkeit müssen also zur vollen Ausnutzung des Laderaumes die beiden Ladungen zusammen den mittleren Raumbedarf von  $\frac{4248}{2000} = 2,124 \text{ m}^3/\text{t}$  haben, d. h. die hinzuzunehmende leichte Ladung muß  $4,248 - 0,86 = 3,388 \text{ m}^3/\text{t}$  messen. Es wären somit

$$\begin{aligned} 860 \text{ m}^3 &= 1000 \text{ t} = 250 \text{ 000 Ziegelsteine} \\ \text{und } 3388 \text{ m}^3 &= 1000 \text{ t einer leichten Fracht,} \\ \text{zusammen } 4248 \text{ m}^3 &= 2000 \text{ t zu laden.} \end{aligned}$$

Oder:

b) beide Ladungen sollen gleiche Räume einnehmen; dann müßte sein:

$$\begin{aligned} x + y &= Q; \\ ax = by &= R/2; \quad x : y = b : a; \end{aligned}$$

d. h. die beiden Ladungsmengen müßten sich umgekehrt verhalten wie die Räume, die jede für 1 t Gewicht beansprucht.

Im vorliegenden Beispiel ergibt sich aber aus

$$\begin{aligned} ax &= \frac{R}{2} = \frac{4248}{2} = 2124, \\ x &= \frac{2124}{0,86} = 2470 \text{ t,} \end{aligned}$$

welches die Tragfähigkeit des Schiffes (2000 t) bereits überschreitet. Man ist daher mit der Wahl der Ladungsart an die Raumverhältnisse des Schiffes gebunden und muß entweder auf die volle Ausnutzung des Raumes verzichten oder eine leichtere Ladung wählen, wenn die obige Bedingung eingehalten werden soll.

Tut man das erstere, so hat man — wie gesagt — die ganze Ladungsmenge im umgekehrten Verhältnis zu teilen, wie vorher der Raum geteilt war, nach der Gleichung:

$$(x + y) : y = (a + b) : a;$$

nach Einsetzen der Werte:

$$2000 : y = 4248 : 860,$$

woraus

$$y = 405 \text{ t,} \quad x = 2000 - 405 = 1595 \text{ t}$$

und

$$a \cdot x = 1595 \cdot 0,86 = 1372 \text{ m}^3 = b \cdot y$$

wird, also

$$b = 3,388 \text{ m}^3/\text{t},$$

der Raumbedarf für das zweite Frachtgut, mit welchem der unter b) gestellten Bedingung genügt wird. An Raum wird hierbei allerdings nur 1372 m<sup>3</sup>, also kaum der dritte Teil des vorhandenen, ausgenutzt.

Will man dies vermeiden, so hat man die Frachten nach dem Ladeverhältnis des Schiffes wie folgt zu wählen:

Aus den Gleichungen (unter b) ergibt sich:

$$x = \frac{R}{2a}; \quad y = \frac{R}{2b}; \quad x + y = \frac{R(a + b)}{2ab} = Q; \quad a = \frac{bR}{2bQ - R}; \quad b = \frac{aR}{2aQ - R}.$$

Es muß daher  $R < 2bQ$  und  $< 2aQ$  oder sowohl  $a$  wie  $b > 1/2 R/Q$  sein, d. h.:

Sollen zwei Ladungen bei voller Raumausnutzung gleichen (also jede den halben) Laderaum einnehmen, so muß der Raumbedarf jeder einzelnen der beiden Ladungen größer sein als das halbe Ladeverhältnis

$$\begin{aligned} &= \frac{\text{Raumgehalt in m}^3}{\text{Tragfähigkeit in t}} \end{aligned}$$

## Gewichts-, Raum- und sonstige Maßeinheiten für die Ladung<sup>1)</sup>.

### 1. Gewichtseinheiten.

1 deutsche Tonne	= 1000 kg,	1 alte Last = 3000 kg } selten im 1 Normallast = 2000 „ } Gebrauch
1 englische Tonne (1 Ton)	= 1016 „,	
1 französische Tonne	= 1015 „,	

<sup>1)</sup> Zahlreiche engl. Maßeinheiten s. Mackrow: The Naval Architect's and Shipbuilder's Pocket-Book.

Alle Massengüter pflegen in deutschen Nord- und Ostsee-Häfen nach deutschen Tonnen oder engl. Tons zu je 1016 kg verfrachtet zu werden; Stückgüter auf Grund besonderer Vereinbarung entweder ebenfalls nach Tons oder nach Kubikmetern oder Maßtonnen zu 40 Kub.-Fuß engl.

## 2. Raumeinheiten.

1 m<sup>3</sup> = 35,31 Kub.-Fuß engl. = 0,3531 Britische Reg.-Tons<sup>1)</sup>,  
 1 Kub.-Fuß engl. = 0,0283 m<sup>3</sup>,  
 1 Brit. Reg.-Ton<sup>1)</sup> = 100 Kub.-Fuß engl. = 2,832 m<sup>3</sup>,  
 1 Last engl. = 80 Kub.-Fuß engl.,  
 1 preußische Last = 80 Kub.-Fuß rheinländ.,  
 1 Maßtonne = 40 Kub.-Fuß engl.,  
 1 Fracht- oder Freight-Ton = 1,133 m<sup>3</sup>,  
 1 Ton dead weight = 1,85 — 2,1 m<sup>3</sup>,  
 1 Keel = 850 Kub.-Fuß engl. = 24,07 m<sup>3</sup>,  
 1 Tonneau d'encombremment = 1,44 m<sup>3</sup> (1000 kg),  
 1 Tonneau d'affrètement = 1,44 m<sup>3</sup> (1000 kg), wenn 1,44 m<sup>3</sup> der Ware weniger (mehr) als 1000 kg wiegt,  
 1 Load (Bootsladung) Holz = 50 Kub.-Fuß engl. = 1,416 m<sup>3</sup>,  
 1 Chaldron (Wagenladung) Kohlen = 36 Bushels<sup>2)</sup> = 1,3 m<sup>3</sup>,  
 1 Quarter = 8 Bushels = 290,789 l = 2,908 hl = 0,2908 m<sup>3</sup>,  
 1 Barrel = 163,5 l = 1,635 hl = 0,1635 m<sup>3</sup>,  
 1 Bushel Getreide, Samen = 36,37 l = 0,3637 hl = 0,03637 m<sup>3</sup>,  
 1 Wedro = 30 russ. Pfund = 12,3 l = 0,123 hl = 0,0123 m<sup>3</sup>,  
 1 (neues) Imperial Gallon (Wasser, Petroleum) = 3,7854 l (amerikanische Gallone),  
 1 Anker = 10 (alte) Imp. Gallons = 0,454 hl,  
 1 Barrel Bulk = 5 Kub.-Fuß engl. = 0,1415 m<sup>3</sup>.  
 Flüssigkeiten werden nach Kubikmetern oder Hektolitern, in England und Amerika nach Gallonen, nach Rußland z. B. Spiritus nach 100 Wedros = 1230 l = 1,23 m<sup>3</sup> verladen.

## 3. Gewichte und Staumaße für Holzladungen<sup>3)</sup>.

Der für Holzladung erforderliche Raum und das zugehörige Gewicht schwanken nach Art und Herkunft in sehr weiten Grenzen.

**Gesägtes Holz** (boards, deals, battons), 1 Standard = 100 Stück oder 1000 lfd. Fuß<sup>4)</sup> oder auch 165 Kub.-Fuß engl. (St. Petersburg Standard). Gewicht etwa 2,5 t pro Standard. Der zum Stauen im Schiff erforderliche Stauraum ist weit größer als das Festmaß des Holzes. In Schweden werden bei einer Mischung von etwa  $\frac{2}{3}$  deals und battons und  $\frac{1}{3}$  boards 210 Kub.-Fuß engl. erforderlich, in Finnland und den Randstaaten etwa 220 Kub.-Fuß und in Leningrad bis zu 240 Kub.-Fuß engl.

**Pitprops** von Schweden nach Gothenburg Standard von je 180 Kub.-Fuß engl. erfordern im Schiff etwa 230 Kub.-Fuß engl. und wiegen 2,6 bis 3 t pro Standard. Papierholz und Props von Rußland und den Randstaaten erfordern per Kubikfaden („piled fathom“) von 216 Kub.-Fuß engl. einen Stauraum von etwa 235 Kub.-Fuß. Sie wiegen, wenn gut trocken, etwa 2,75 tons. Gleiche Ladungen von Finnland aus dem Wasser von Flößen geladen, wiegen bis zu 4 tons pro Kubikfaden und erfordern bis zu 245 Kub.-Fuß Stauraum.

**Kapbalken** und sonstiges Rundholz werden nach Tult berechnet (z. B. ein Groninger Tult = 12 Balken von 11“ engl. Kopfmaß und 18' Länge). In der Ostseefahrt erfordert ein Tult etwa 215 Kub.-Fuß Stauraum im Schiff.

**Telegraphenstangen** und andere Rundhölzer werden nach m<sup>3</sup> verfrachtet. Es erfordert 1 m<sup>3</sup> Festmaß einen Stauraum von rund 1,4 bis 1,45 m<sup>3</sup>.

## 4. Sonstige Maßeinheiten.

Einzelne besondere Ladungen, wie z. B. Heringe, werden nach Faß verfrachtet (6 bis  $6\frac{1}{2}$  Faß = 1 Ton zu 1016 kg), Getreide nach Normallasten zu 2000 kg oder Tons zu 1016 kg, meistens aber nach Quarters in engl. Pfunden, die indessen nach der Art des Getreides verschiedene Gewichte haben. Es wiegt nämlich:

1 Quarter Weizen	= 496 Pfd. engl.	= 226 kg,
1 „ Roggen	= 480 „ „	= 218 „
1 „ Gerste	= 448 „ „	= 203 „
1 „ Leinsaat	= 424 „ „	= 192 „
1 „ Hanfsaat	= 400 „ „	= 182 „
1 „ Hafer	= 320 „ „	= 145 „

für Frachten nach und von Rußland, während von preußischen Häfen auch zuweilen das Qu. Weizen zu 500 bis 504 Pfd. engl. = 227 bis 229 kg, von schwedischen das Qu. Hafer zu 336 Pfd. engl. = 153 kg gerechnet wird.

Weitere Ladeeinheiten siehe in den folgenden Tabellen.

<sup>1)</sup> Register-Tons, in gleicher Bedeutung auch Register-tonnen genannt, nur bei Angaben über den abgabepflichtigen Raumgehalt (siehe Vermessung).

<sup>2)</sup> Engl. Scheffel.

<sup>3)</sup> Deutscher Schiffsahrtskalender 1927. Verlag der Schiffsahrtszeitschr. „Hansa“, Hamburg.

<sup>4)</sup> Für Pensacola und die Häfen des Golfs von Mexiko.

## Gewicht und Raumbedarf der Ladung.

A. Raumbedarf von Ladungen<sup>1)</sup>.

Abkürzungen: Ba. = Ballen, Bd. = Bunde, Bündel, B.Do. = Blechdosen, Blö. = Blöcke, Dem. = Demijohns, Fä. = Fässer, Fl. = Flaschen, Ha. = Haspeln, Ki. = Kisten, Kö. = Körbe, jo. = lose, Pä. = Päckchen, Ro. = Rollen, Sä. = Säcke, Tr. = Trommeln, Vschl. = Verschläge.

Gegenstand	Verpackung	1000 kg messen m <sup>3</sup>	Gegenstand	Verpackung	1000 kg messen m <sup>3</sup>
Absinth. . . . .	Ki.	5,65	Baumwolle, ungepreßt . . .	Ba.	3,20/4,50
Achsen . . . . .	lo.	0,55/0,65	„ gepreßt . . . . .	„	1,50/2,63
Achsen, Lokomotiv- . . . . .	Ki.	0,25/0,35	Baumwollabfälle . . . . .	„	3,2
Äpfel . . . . .	„	2,25	Baumwollsamens . . . . .	Sä.	1,9
„ . . . . .	Fä.	2,40	Baumwollwaren . . . . .	Ki.	2,65/5,70
Äther, Äthyl- . . . . .	Ki.	3,95	Beleuchtungskörper . . . . .	„	3,20/6,60
„ Essig- . . . . .	Tr.	1,40	Benzin . . . . .	„	2,00
„ Petrol- . . . . .	„	1,95/2,00	Benzol . . . . .	Tr.	1,60
„ Schwefel- . . . . .	Ki.	1,70/3,60	Bernstein, Roh- . . . . .	Ki.	1,50
„ Spiritus- . . . . .	„	2,90/3,00	Beschläge . . . . .	„	1,70
Ätzkali . . . . .	Tr.	0,58	Bettstellen, eiserne . . . . .	„	0,75
Akkumulatoren . . . . .	Ki.	1,45/3,00	Bier . . . . .	Vschl.	4,5
Alaun, Kali- . . . . .	Fä.	1,70	Bilder . . . . .	Ki.	1,25/1,50
Alkohol . . . . .	„	2,20	Bimsstein . . . . .	Fä.	1,05/1,60
„ . . . . .	Ki.	2,85/4,4	„ lose . . . . .	Ki.	7,75
Aluminiumbleche . . . . .	„	1,20	„ . . . . .	„	1,35
Aluminiumkochgeschirr . . . . .	„	6,90/7,35	„ . . . . .	„	1,18
Aluminiumwaren . . . . .	„	2,65/6,35	Bimssteinpulver, nat. . . . .	Fä.	1,60
„ . . . . .	lo.	0,55	Bindfaden . . . . .	Ki.	3,50/4,40
Amboße . . . . .	„	0,55	Birnen . . . . .	„	2,50
Ameisensäure . . . . .	Dem.	2,45	Biskuits . . . . .	„	3,10/5,80
Ammoniak, wasserfrei . . . . .	Fl.	1,45/1,60	Bittersalz . . . . .	Fä.	1,65/1,95
Ananas . . . . .	Ki.	1,70	Blauholzextrakt . . . . .	Ki.	0,95/1,10
Anilinfarben . . . . .	Fä.	1,05/1,20	Blaustein (Kupfervitriol) . . . . .	—	1,40
„ trocken . . . . .	Ki.	2,00/2,05	Blech, verzinkt . . . . .	Bd.	0,30
Anissamen . . . . .	Sä.	3,35	Blech, Well- . . . . .	Ki.	0,25/0,50
Apfelschnitzel . . . . .	Ki.	2,70	Blechdosen . . . . .	„	3,55
Apfelsinen . . . . .	„	2,23/2,85	Blechwaren . . . . .	„	3,30/5,65
Apfelwein . . . . .	Fä.	1,80	Bleibleche . . . . .	Ro.	0,25
Apothekerwaren . . . . .	Ki.	2,23/2,85	Bleidraht . . . . .	Ki.	1,35
Apparate, elektr. . . . .	„	1,60/6,25	Bleimennige . . . . .	Fä.	0,50
Aprikosen . . . . .	„	3,00	Blei, Roh- . . . . .	Blö.	0,15/0,20
Argentan . . . . .	„	0,95	Bleirohr, auf Ringen . . . . .	—	0,20/0,40
Armaturen . . . . .	„	1,30/1,45	Bleiweiß . . . . .	Fä.	0,85/0,90
Arrak . . . . .	„	1,65	Bleistifte . . . . .	Ki.	2,25/3,70
Arrowroot . . . . .	„	1,95	Blumen, künstl. . . . .	„	8,20
„ . . . . .	Sä.	1,45	Bohnen . . . . .	Sä.	1,20/1,40
Artikel, elektr. . . . .	Ki.	3,7/7,00	Bohrwerkzeuge . . . . .	Ki.	2,00
Asbestwaren . . . . .	„	1,25/1,60	Borax . . . . .	Fä.	1,7
„ . . . . .	Ba.	1,75/2,05	Borsten . . . . .	Ki.	2,05
Asbest- u. Hanfpackung . . . . .	Ki.	1,50	Brauntwein . . . . .	Fä.	1,50/2,00
Asche . . . . .	lo.	1,42	Braunkohlen . . . . .	—	1,41
Asphalt . . . . .	Fä.	1,50	Braunstein . . . . .	Fä.	0,65
„ . . . . .	Bro.	0,5/0,55	Braukorn . . . . .	Sä.	3,50
Automobile . . . . .	Ki.	6,00/8,35	Brennholz . . . . .	—	2,38/3,13
Automobilteile . . . . .	„	1,50	Bretter, Kisten- . . . . .	—	2,60
„ . . . . .	„	1,80/7,50	Bretter, Dielen (Standard 100 Stück) . . . . .	—	1,38/1,42
Backwerk . . . . .	„	3,50/9,70	Briefumschläge . . . . .	Ki.	3,05/4,15
Badewannen, gußeiserne . . . . .	—	0,58	Briketts . . . . .	—	0,95/1,10
Baggerboden, schwerer . . . . .	—	0,66	Brot . . . . .	Sä.	4,0
Ballast, Sand- . . . . .	—	0,66	Buchweizen . . . . .	„	1,60
Balken, Fichten- (Ostsee) . . . . .	—	1,30	Bücher . . . . .	Ki.	1,50/3,50
Balken, Fichten- (Nord- amerika) . . . . .	—	1,78	Bürsten . . . . .	„	3,25/4,50
Bambus . . . . .	—	4,05	Butter . . . . .	„	1,50/1,60
Bananen . . . . .	Kö.	2,5	„ . . . . .	Fä.	1,80
„ . . . . .	lo.	2,35	Chamottesteine . . . . .	lo.	0,80/0,90
Bandwaren . . . . .	Ki.	2,80/3,70	Champagner . . . . .	Ki.	1,70/2,10
Baryt . . . . .	Fä.	0,65/0,90	Chemikalien . . . . .	„	2,20/3,50
Baubeschläge . . . . .	Ki.	0,60/1,10	„ . . . . .	„	2,20/3,50
Bauhölzer . . . . .	Vschl.	3,40	„ . . . . .	„	2,20/3,50

<sup>1)</sup> Hütte. — Bortfeldt: Schiffstaschenbuch. Leipzig. — Der Schiffsfrachtendienst, 20. April 1926. — Simpson: Naval Constructor. New York.

Gegenstand	Verpak- kung	1000 kg messen m³	Gegenstand	Verpak- kung	1000 kg messen m³
Chinin . . . . .	Ki.	3,75/4,00	Erze, Silber- . . . . .	—	0,30/0,43
Chlorkali . . . . .	Fä.	1,55	„ Zink- . . . . .	—	0,70
Christbaum schmuck . . . . .	Ki.	9,40	Essig. . . . .	Ki.	1,40/1,65
Cognac, französ. . . . .	„	2,10	„ . . . . .	Fä.	1,70
Dachpappe . . . . .	Ro.	1,10/1,90	„ . . . . .	Dem.	1,85/2,55
Datteln . . . . .	Ki.	1,20/1,55	Eschenstiele . . . . .	Ki.	2,80
Decken . . . . .	Ba.	3,50/4,90	Essenzen . . . . .	„	1,50/3,90
Demijohns, leer . . . . .	—	11,13,00	Explosivstoffe:		
Dichtungsmaterial . . . . .	Ki.	1,40	Nitrozellulose . . . . .	„	1,65
Draht, alter . . . . .	Bd.	2,90	Schießwolle . . . . .	„	2,05/2,10
„ Eisen- . . . . .	Pä.	0,60	Pulver . . . . .	Fä.	1,70/1,85
„ Eisen- . . . . .	Ro. u.		Pulver, Schieß- . . . . .	„	1,50/1,55
„ Stachel . . . . .	Ha.	0,95/1,25	Pulver, prismat. . . . .	Ki.	0,95/1,00
„ Kupfer- . . . . .	Fä.	1,10/1,40	Fahrräder . . . . .	Vschl.	15,05
„ -geflecht, eisernes . . . . .	Ro.	1,50/3,20	„ . . . . .	Ki.	5,90/9,10
„ -seile . . . . .	Ro.	1,90/2,30	Fahrradteile . . . . .	„	4,00
„ -stifte . . . . .	Fä.	0,95	Farben . . . . .	Tr.	0,50
Drogen . . . . .	Fä.	0,55/1,25	„ Anilin- . . . . .	Fä.	1,05/1,20
Drucksachen . . . . .	Ki.	1,85/3,30	„ trockene . . . . .	Ki.	2,00
Dünger, Guano . . . . .	„	1,40/2,40	„ flüssige . . . . .	„	1,65/1,85
„ Kainit . . . . .	Sä.	1,35	„ Bleiweiß- . . . . .	Fä.	0,90
„ Kali . . . . .	„	0,8/1,15	„ Indigo- . . . . .	Ki.	2,70
„ Thomasmehl . . . . .	Fä.	1,20/1,55	„ Rostschutz- . . . . .	Tr.	0,9
Dynamit . . . . .	Ki.	0,65	„ Zinkweiß- . . . . .	Fä.	2,10
Eimer, verzinkte . . . . .	„	1,20/1,40	Fässer, leere, schmiedeeis.	—	6,55/9,00
Eis, Roh- . . . . .	Bd.	0,65/0,70	„ „ Palmöl- . . . . .	—	11,1
Eisen, Roh- . . . . .	—	1,5	Feigen . . . . .	Ki.	1,35
Eisenerze:	Blö.	0,20/0,27	Feilen . . . . .	„	0,35/1,45
Brauneisenstein:			Felle, Schaf- . . . . .	Ba.	7,00
Bilbao . . . . .	—	0,48	Fenster, eiserne . . . . .	Vschl.	4,80
Lahn . . . . .	—	0,54	„ -glas . . . . .	Ki.	1,50/1,70
Oberschlesien . . . . .	—	0,74	Fett, Maschinen- . . . . .	Fä.	1,55/1,65
Magneisenstein:			Feuerwerkskörper . . . . .	Ki.	2,40/4,25
Schweden . . . . .	—	0,29/0,33	Filme . . . . .	„	2,65
Roteisenstein:			Filz . . . . .	Ba.	5,30/7,00
arm . . . . .	—	0,55	Firmis . . . . .	Tr.	1,75
reich . . . . .	—	0,40	„ . . . . .	Ki.	1,95/3,95
Spateisenstein:			„ Klipp- . . . . .	„	1,65/2,65
Bilbao, ger. . . . .	—	0,48	„ gefrorene . . . . .	—	1,70
Siegerland, ger. . . . .	—	0,53	Fischmehl . . . . .	Sä.	1,20/1,85
Schweifekies . . . . .	—	0,53/0,71	„ -konserven . . . . .	Ki.	1,25/1,70
Eisenstangen . . . . .	Bd.	0,27/0,45	Flachssamen . . . . .	Sä.	1,35
„ Flach-, -stangen . . . . .	lo.	0,23	Flachs, gereinigt . . . . .	Ba.	2,40
„ -platten u. Bleche . . . . .	„	0,23/0,60	Flaggen . . . . .	Ki.	3,25
„ -profile . . . . .	„	0,20/0,60	Flaschen, leere Bier- . . . . .	Vschl.	2,50
„ -träger . . . . .	„	0,85	Fleisch, gepökelt i. Dosen . . . . .	Ki.	1,30
„ -waren . . . . .	Ki.	3,00/5,65	„ gepökelt . . . . .	Fä.	1,60
„ -waren . . . . .	Fä.	0,60	„ Rind-, gefroren u. . . . .	—	2,70/2,85
„ -mennige . . . . .	„	1,20	„ gepackt . . . . .	—	—
Eisenbahn-Lokomotivachs.	Ki.	0,25/0,35	„ Rind-, i. Vierteln . . . . .	—	3,60
„ -lokomotiven . . . . .	—	2,55	„ aufgehängt . . . . .	—	—
„ -Personenwagen . . . . .	—	2,55/2,60	„ Hammel-, v. Neu- . . . . .	—	3,15/3,30
„ -schienen . . . . .	—	0,22/0,70	„ Hammel-, vom La . . . . .	—	—
Elektr. Apparate . . . . .	Ki.	1,60/6,25	Plata . . . . .	—	5,45
Emaillelack . . . . .	„	1,85	Flügel . . . . .	Ki.	4,75
„ -geschirr . . . . .	„	4,50	Flugzeuge . . . . .	„	15,00
„ -waren . . . . .	„	1,50/7,80	Förderwagen, zerl. verp. . . . .	—	0,65/1,00
Erbsen . . . . .	Sä.	1,20/1,50	Früchte: Äpfel, Ananas, . . . . .		
Erde, trocken . . . . .	—	0,60	Apfelsinen, Aprikosen, . . . . .		
„ Mergel- . . . . .	—	0,80	Bananen, Birnen, Datteln, . . . . .		
„ Ton- . . . . .	—	0,95	Feigen, Kartoffeln, . . . . .		
Erze, Eisen- . . . . .	—	0,40/0,74	Kirschen, Mandarinen, . . . . .		
„ Blei- . . . . .	—	0,44	Mandeln, Nüsse, Pflaumen, . . . . .		
„ Chrom- . . . . .	—	0,84	Rosinen, Tomaten, . . . . .		
„ Kobalt- . . . . .	—	1,10	Trauben, Zitronen, Zwiebeln . . . . .		
„ Kupfer- . . . . .	—	0,85	siehe a. a. O.		
„ Magnesia- . . . . .	—	0,55	Fruchtsaft . . . . .	Fä.	1,55
„ Nickel- . . . . .	—	0,90	„ . . . . .	Ki.	2,10/4,15

Gegenstand	Verpak- kung	1000 kg messen m <sup>3</sup>	Gegenstand	Verpak- kung	1000 kg messen m <sup>3</sup>
Garn . . . . .	Ki.	3,20/10,30	Holz:		
„ Woll- . . . . .	„	5,45/5,60	Birnen-, Zitronen-, Ho-		
Geldschranke . . . . .	„	1,15/2,50	lunder-, Kirschen-,		
Gerste . . . . .	Sä.	1,60	Orangen-	—	1,40
Getreidearten s. a. a. O..			Zypressen-, Ulmen-, Wal-		
Gewehre . . . . .	Ki.	2,00/2,35	nuß- . . . . .	—	1,50
„ Seiten- . . . . .	„	1,00/1,25	Haselnuß-, Mahagoni-,		
Gewichte, eiserne . . . . .	„	0,50	Weiden-	—	1,60/1,65
Gewürze . . . . .	„	4,00	Zedern-, Föhren-, Kastan-		
Gips, gebrannt . . . . .	B.Do.	0,85/0,90	nien-, Lärchen-, Pitch-		
Glas, Roh-, in Platten . . . . .	Ki.	2,15/2,20	pine . . . . .	—	1,80
Glasbruch . . . . .	Sä.	1,20	Pappel-	—	1,90
Gläser . . . . .	Ki.	3,70	Hörner u. Hüfe . . . . .	—	2,65/3,00
Glaubersalz . . . . .	Fä.	1,75	Hölzer, Bau-	Vschl.	3,40
Glühlampen . . . . .	Ki.	6,00/16,00	„ Kant-	Bd.	1,70
Glühstrümpfe . . . . .	„	3,90/8,00	Holzkohle . . . . .	Fä.	2,50
Glycerin . . . . .	Fä.	1,10	Holzstoff . . . . .	Ba.	1,80/2,00
„ . . . . .	Ki.	2,10/2,40	Holzwaren . . . . .	Ki.	2,05/6,25
Goudron . . . . .	Fä.	1,30	Holzzement . . . . .	Fä.	1,35
Granaten . . . . .	Ki.	0,70/0,90	Hopfen . . . . .	Ki.	2,75/3,35
Granit . . . . .	Blö.	0,45	„ . . . . .	Ba.	2,80
Graphit, roh in Stücken . . . . .	—	0,50	Hüte, Filz-	Ki.	7,50/11,20
„ pulverisiert . . . . .	Fä.	1,30/1,60	„ Stroh-	„	11,50
Graupen . . . . .	Sä.	1,25/1,85	Hufeisen, neue . . . . .	„	0,85/0,95
Grieß . . . . .	„	1,70	Hufnägel . . . . .	Pä.	0,45/0,75
Grütze . . . . .	„	2,00			
Guano s. Dünger			Indigo . . . . .	Ki.	2,70/3,00
Gummi . . . . .	Ki.	2,20	Ingwer . . . . .	Sä.	2,25/2,80
„ arabicum . . . . .	„	1,30/1,60	Instrumente . . . . .	Ki.	5,0
„ -reifen . . . . .	„	2,75/4,20	Isolierdraht . . . . .	„	1,60/3,15
„ -schläuche . . . . .	„	4,50/7,90	„ -masse . . . . .	Fä.	3,00
„ -schuhe . . . . .	„	2,90	„ . . . . .	Vschl.	1,90/2,00
Gurken . . . . .	Fä.	1,40			
Guttapercha . . . . .	—	5,40	Jutegarn . . . . .	Ki.	1,50
			„ -säcke . . . . .	Ba.	1,35/2,00
Haare, Kuh- . . . . .	Ki.	1,90	„ -werg, ungeteert . . . . .	„	5,35
„ Roß- . . . . .	„	1,90/2,50			
Hacken . . . . .	Ki.	0,70/1,35	Kabel . . . . .	Ro.	1,20/1,70
Hämmer . . . . .	„	0,35	Kacheln . . . . .	Fä.	4,15/5,50
Häute, gesalzene . . . . .	lo.	0,75	Kämme . . . . .	Ki.	1,75/5,35
„ trocken . . . . .	„	3,33	Käse . . . . .	„	1,20/2,20
Hafer . . . . .	Sä.	1,60/2,30	Kaffee . . . . .	Sä.	1,75/2,25
Hafergrütze u. -mehl . . . . .	„	2,40/2,60	Kakao . . . . .	„	1,85/2,20
Hanf samen . . . . .	„	1,75/1,95	Kakaopulver . . . . .	Ki.	1,90/2,80
Hanf (gereinigt) . . . . .	Ba.	2,25/2,40	Kali, Ätz- . . . . .	Tr.	0,58
Harmoniums . . . . .	Ki.	5,00	„ Dünger-	Fä.	1,20/1,55
Hartgummiwaren . . . . .	„	2,00	Kalisalze . . . . .	„	1,00/1,85
Harz . . . . .	Fä.	1,30/1,70	Kalksteine . . . . .	lo.	0,35/0,65
Haus- u. Küchengeräte . . . . .	Ki.	5,50/6,50	Kalziumkarbid . . . . .	Tr.	1,20/1,35
Hede . . . . .	Ba.	5,80	Kampter . . . . .	Sä.	1,20
Hefe, Dauer-	Ki.	2,50	Kaolin . . . . .	„	1,25
Heizapparate . . . . .	„	6,25	Karbolineum . . . . .	Tr.	1,50/2,30
Heizöl . . . . .	—	1,08/1,11	Karbolsäure . . . . .	„	1,70
Herde . . . . .	Ki.	1,75/2,50	Karren . . . . .	Vschl.	6,15
Herdteile, -platten, -ringe . . . . .	„	0,40/0,70	Kartoffelmehl . . . . .	Sä.	2,05
Heringe . . . . .	Fä.	1,70	Kartoffeln . . . . .	„	1,40/1,60
Heu, gepreßt . . . . .	Ki.	2,20/2,40	„ . . . . .	Ki.	1,95
„ . . . . .	Ba.	3,50/4,50	„ . . . . .	lo.	1,42
„ . . . . .	lo.	6,90	Kassetten . . . . .	Ki.	1,85
Hirse . . . . .	Sä.	1,20/1,40	Kauri-Gummi . . . . .	„	1,70
Hobel . . . . .	Ki.	2,70	Kaviar . . . . .	„	1,90
Hohlglas . . . . .	„	2,95/7,40	Keks . . . . .	„	3,0/5,8
Holz:			Kerne . . . . .	„	1,70
Buchsbaum-, Eben-,			Kerzen . . . . .	„	1,9/2,3
Granat-, Buchen-,	—	0,75	Kessel, Dampf-	Vschl.	1,50/2,30
Eichen-, Eschen-, Oliv-			Ketten . . . . .	Fä.	1,00/1,20
ven-			„ . . . . .	lo.	0,95/1,00
Teak-	—	1,1/1,20	Kies (grob) . . . . .	„	0,69
Apfel-, Ahorn-, Eiben-,			Kieselsgur . . . . .	Sä.	1,85/5,50
Pflaumen-	—	1,30	Kirschen, getr. . . . .	Ki.	1,20

Gegenstand	Verpak- kung	1000 kg messen m <sup>3</sup>	Gegenstand	Verpak- kung	1000 kg messen m <sup>3</sup>
Kirschsaft . . . . .	Fä.	1,55	Linzen . . . . .	Sä.	1,75
Kistenbretter . . . . .	Ki.	2,60	Likör. . . . .	Ki.	1,75/1,95
Kitt, Glaser- . . . . .	„	0,95	Löffel und Gabel. . . . .	„	1,85
Kleesamen . . . . .	Sä.	1,40	Lokomobilen . . . . .	„	2,30
Kleesalz . . . . .	Ki.	1,50	Lokomotiven . . . . .	—	1,55/2,65
Kleiderstoffe . . . . .	„	2,40	Lokomotivachsen . . . . .	—	0,25/0,35
Kleie . . . . .	Sä.	2,2/2,65	Lumpen . . . . .	Ba.	2,30
Klinkersteine . . . . .	lo.	0,86	Lupinen . . . . .	Sä.	1,30
Klippfisch . . . . .	Ki.	1,70	Lysol. . . . .	Ki.	2,00
Klosettanlagen . . . . .	„	4,85/7,0	Madraskerne . . . . .	lo.	1,70
Knochenmehl . . . . .	lo.	1,25	Magnesia . . . . .	Ki.	5,50
„ . . . . .	Fä.	2,40	Mais . . . . .	lo.	1,20/1,40
„ zermalmt. . . . .	„	1,70	Malz . . . . .	Ki.	1,70/2,05
Knöpfe . . . . .	Ki.	1,50/4,0	„ . . . . .	Fä.	2,40
Koffer, leere. . . . .	„	6,00/8,50	Mandarinen . . . . .	Ki.	2,40
Kohlen . . . . .	„	1,15/1,30	Mandeln . . . . .	Sä.	1,60
„ Briketts . . . . .	lo.	1,10	„ . . . . .	Ki.	1,90
Kohlensäure. . . . .	Fl.	0,75/0,95	Manometer . . . . .	„	1,80
Kohlen s. Steinkohlen	„	„	Manufakturwaren . . . . .	„	2,40
Kohlenteer s. Teer	„	„	Marmortafeln . . . . .	lo.	0,50
Kokosbutter . . . . .	Ki.	1,70	Marmorplatten . . . . .	Ki.	0,80/1,10
Kokosnüsse m. Schale	lo.	3,90	Margarine . . . . .	„	1,50/1,85
„ trocken . . . . .	Sä.	1,50	„ . . . . .	Fä.	2,40
Kokoswaren . . . . .	Ki.	1,35/6,30	Marmelade . . . . .	Ki.	1,20
Kokosnußöl . . . . .	Fä.	2,40	Maschinen, Bohr- . . . . .	Ki.	1,10
Koks, Gas- (Zinder)	lo.	2,20/3,00	„ Dynamo- . . . . .	„	1,65
Kolonialwaren . . . . .	Ki.	1,60	„ Fräs- . . . . .	„	2,30
Konfektionswaren . . . . .	„	5,80	„ Holzbearbeit- . . . . .	„	1,65
Konserven . . . . .	„	1,20/1,70	„ landwirtsch- . . . . .	„	0,65/1,10
Kontrollkassen . . . . .	„	2,50	„ Textil- . . . . .	„	1,40/6,25
Kopra . . . . .	Sä.	2,30	Mauersteine s. Steine	„	„
Korinthen . . . . .	Ki.	1,40	Medikamente . . . . .	Ki.	1,95
Korke . . . . .	Ba.	11,0/12,0	Mehl . . . . .	„	1,45
Korkfender . . . . .	„	10,45	„ . . . . .	Sä.	1,60/2,05
Korkholz . . . . .	„	3,75/8,00	„ Stärke- . . . . .	Fä.	2,85
Korkstein . . . . .	Ki.	4,15	Melasse . . . . .	lo.	0,70
Kräuter, getr. . . . .	Ki.	4,50	„ . . . . .	Fä.	1,80
Kreide . . . . .	Fä.	1,10	Melonen . . . . .	Ki.	2,20
Kreidesteine . . . . .	lo.	0,45	Mennige, Blei- . . . . .	Fä.	0,50
Kreosot, Flaschen	Ki.	2,50	„ Eisen- . . . . .	„	1,20
Kristall, Berg- . . . . .	lo.	0,40	Mergel . . . . .	lo.	0,84
Küchengeräte . . . . .	Ki.	3,45/5,65	Messer . . . . .	Ki.	0,80/1,85
Kümmel . . . . .	„	1,90	Messing . . . . .	lo.	0,20
Kupfer . . . . .	Blö.	0,18	„ -bleche . . . . .	Ki.	0,70
„ -draht . . . . .	Fä.	1,50/3,20	„ -beschläge . . . . .	„	1,30/1,70
„ -platten . . . . .	lo.	0,22	„ -gewebe . . . . .	„	1,55
„ -röhren . . . . .	Ki.	1,05/2,25	„ -ketten . . . . .	„	1,15
„ -vitriol . . . . .	„	1,40/2,50	„ -röhren . . . . .	„	1,05/2,60
Kurzwaren . . . . .	„	1,40/4,50	„ -schrauben . . . . .	„	1,25
Lack . . . . .	Ki.	1,80/2,10	„ -stangen . . . . .	„	0,90
„ . . . . .	Tr.	1,75/2,10	Milch. . . . .	„	1,20/1,65
Läuferstoff . . . . .	Ki.	3,35	Mineralwasser . . . . .	„	1,40/1,70
Lampen . . . . .	„	1,60/8,10	Möbel . . . . .	„	3,35/5,00
Landkarten . . . . .	Ro.	2,15	„ -beschläge . . . . .	„	1,30/1,70
Laternen . . . . .	Ki.	5,10/7,50	„ -schlösser . . . . .	„	0,80
Lauge, Kali- . . . . .	Fä.	1,55	„ -stoffe . . . . .	„	4,70
Lebertran . . . . .	„	1,70	Mohn . . . . .	„	1,60/2,75
Leder . . . . .	Ki.	2,75/4,65	Motoren . . . . .	„	1,35/2,15
„ . . . . .	Ba.	3,15	Muniton . . . . .	„	1,30/2,50
Lederwaren . . . . .	Ki.	2,45/7,75	„ Browning- . . . . .	„	0,60
Leim . . . . .	Sä.	1,70/3,20	„ Geschütz- . . . . .	„	0,55/0,90
Leinen . . . . .	Ki.	1,90/3,20	„ Granatenpulver . . . . .	„	0,70/0,90
„ Segeltuch- . . . . .	Ro.	1,70	„ Nitrozellulose . . . . .	„	1,20/1,65
Leinöl . . . . .	Ki.	1,45/1,95	„ Signal- . . . . .	„	2,30
Leinsaat . . . . .	Sä.	1,35/1,60	Nadeln . . . . .	Ki.	0,55/1,05
Lichte . . . . .	Ki.	1,9/2,30	Nägel . . . . .	„	0,45/1,40
Limonadensyrup . . . . .	„	1,45	„ . . . . .	Fä.	0,55/1,25
Linoleum . . . . .	Ba.	1,50/1,80	Nähmaschinen. . . . .	Ki.	3,35/3,60
Linoleumkitt . . . . .	Ki.	2,05			

Gegenstand	Verpak- kung	1000 kg messen m <sup>3</sup>	Gegenstand	Verpak- kung	1000 kg messen m <sup>3</sup>
Naphthalin . . . . .	Ki.	2,20/3,05	Pulver, Spreng-	Fä.	1,70/1,85
Natron . . . . .	„	2,95	„ prismat. . . . .	Ki.	1,00
„ Ätz- . . . . .	Tr.	1,20	Pulte, Roll- . . . . .	„	6,25
Netze, Garn- . . . . .	Ki.	2,45/3,95	Punsch . . . . .	„	2,15
Neusilberbleche . . . . .	„	0,35/0,65	Putzwolle . . . . .	Ba.	3,65/3,80
Nickelbleche . . . . .	„	0,40/0,50	Putzpomade . . . . .	Ki.	1,35/1,80
Nieten . . . . .	Fä.	0,45/1,33	Pyrogallussäure . . . . .	„	3,60
Nudeln, Faden- . . . . .	Ki.	3,00	Quecksilber in eisernen . . . . .	Fl.	0,13
Nüsse . . . . .	Fä.	2,50	Radreifen, Eisenbahn- . . . . .	lo.	0,70
Ocker . . . . .	Ki.	1,25/1,50	Räder, eiserne . . . . .	„	1,65
Öfen, Bade- . . . . .	„	5,60	„ Eisenbahn-, auf	„	„
„ Herde . . . . .	„	1,75/2,50	„ Achsen . . . . .	—	2,35
„ Heizapparate . . . . .	„	6,25	Rapssamen . . . . .	Sä.	1,70
Öl . . . . .	Fä.	1,35/1,70	Reifen, Gummi- . . . . .	Ki.	4,20
Ölkuchen, große . . . . .	lo.	2,35	Reis, geschälter . . . . .	Sä.	1,35/1,50
„ kleine (Kleie) . . . . .	Sä.	2,70	„ -mehl . . . . .	„	1,75/2,00
Opium . . . . .	Ki.	2,70/4,05	Riemen . . . . .	Ki.	2,50
Orangen . . . . .	„	2,50/2,85	„ -scheiben . . . . .	lo.	2,70/3,15
Oxalsäure . . . . .	Fä.	1,90	Riffelbleche . . . . .	„	0,18/0,25
Packung, Hanf- . . . . .	Ki.	1,75	Rinde, roh . . . . .	Sä.	3,00/4,65
Palmkerne . . . . .	Sä.	1,55	Roggen . . . . .	„	1,30/1,40
Papier . . . . .	Ki.	1,75/2,30	„ -mehl . . . . .	„	1,65
„ Druck- . . . . .	Ba.	1,40/1,60	„ -kleie . . . . .	Ki.	2,40/2,65
„ Lösch- . . . . .	Ki.	3,55	Rohglas . . . . .	„	1,65
„ Pack- . . . . .	„	1,90	Rohre, Blei- . . . . .	„	1,20/1,40
„ Pappe . . . . .	Ba.	1,40	„ Gas- . . . . .	„	0,80/1,15
„ Sand, . . . . .	Ki.	1,20/2,15	„ Kupfer-, Messing- . . . . .	Ki.	1,05/2,60
„ Zeitungen . . . . .	Ba.	2,60	Rohrschlangen . . . . .	—	1,85
Pappe, Dach- . . . . .	Ro.	1,10/1,90	Rosinen . . . . .	Ki.	1,20/1,60
„ Well- . . . . .	Ki.	9,70/18,00	Roste, gußeiserne . . . . .	Vschl.	0,65
Pappschachteln, leere . . . . .	„	2,60/13,00	Rostschutzfarben . . . . .	Tr.	0,90
Paraffin . . . . .	Sä.	1,35/2,35	Rübensamen . . . . .	Sä.	1,40/1,50
Paraffinkerzen . . . . .	Ki.	2,05	Rum . . . . .	Ki.	1,75
Parfümerien . . . . .	„	2,15/2,35	„ . . . . .	Fä.	1,60
Patronen s. Munition . . . . .	„	„	Säbel . . . . .	Ki.	4,80
Pech . . . . .	Ki.	1,15	Säcke, Jute- . . . . .	Ba.	1,55/2,00
„ . . . . .	Fä.	1,25/1,50	Sägen, Band- u. Blätter- . . . . .	Ki.	1,25
Pelze . . . . .	Ki.	3,60	„ Gatter- . . . . .	„	0,45
Petroleum . . . . .	Fä.	1,20	Sämereien s. d. Einzelang. . . . .	„	„
„ Roh-, bei 0° C . . . . .	—	1,0	Sättel . . . . .	Ki.	5,80
„ „ Roh-, bei 12° C . . . . .	—	1,007	Säure, Ameisen- . . . . .	Dem.	2,45
„ „ Roh-, bei 30° C . . . . .	—	1,024	„ Essig- . . . . .	„	3,35
„ „ Roh-, bei 40° C . . . . .	—	1,033	„ Kohlen-, in Stahl- . . . . .	Fl.	0,73/0,95
Petroleumöfen . . . . .	Ki.	3,85/6,15	„ Salpeter-, Salz-, . . . . .	„	„
Pfannen, Brat- . . . . .	Fä.	2,50	„ Schwefel- . . . . .	Ki.	1,95/2,70
Pfeffer, schwarzer . . . . .	Sä.	2,70	Sago . . . . .	„	1,50
„ weißer . . . . .	„	2,15	Salpeter . . . . .	Fä.	1,15/1,30
Pflanzenfasern . . . . .	Ba.	4,25/5,65	„ . . . . .	Sä.	0,75/1,10
„ Vulkan Fiber . . . . .	„	3,00	Salz, See- . . . . .	Fä.	1,00
Pflaumen, trockene . . . . .	Ki.	1,55/1,75	„ Stein- . . . . .	Sä.	0,75/1,00
Pharmazeutische Produkte . . . . .	„	2,80	Sammet . . . . .	Ki.	5,50
Phosphat . . . . .	Sä.	1,50	Sand, trocken . . . . .	„	0,66
Phosphor, amorph . . . . .	Ki.	1,50	„ naß . . . . .	„	0,63
Photoapparate . . . . .	„	2,15	„ -papier . . . . .	Ki.	1,20/2,15
Phys. Apparate . . . . .	„	5,30	„ -strahlgebläse . . . . .	„	6,50
Pianos . . . . .	„	5,45/6,15	Sanitäre Waren . . . . .	„	4,70
Piassavabesen . . . . .	„	2,70/4,45	Sardinien . . . . .	„	1,2/2,10
Pinsel . . . . .	„	2,95/3,35	„ . . . . .	Fä.	1,2
Pistolen . . . . .	„	1,10/2,80	Sauerstoff . . . . . in Stahl-	Fl.	1,15/1,30
Plüsch . . . . .	„	6,05	Schaumwein . . . . .	Ki.	1,70/2,10
Pneumatikreifen . . . . .	„	2,75/4,20	Scheren . . . . .	„	1,40
Porzellanwaren . . . . .	„	1,00/5,65	Schellack . . . . .	Fä.	2,40
Posamenten . . . . .	„	2,50/6,45	Schiebkarren . . . . .	Bd.	2,85
Pottasche . . . . .	Fä.	1,35/1,50	Schiefer . . . . .	lo.	0,75
„ kalzinierte . . . . .	Ki.	1,00	„ -griffel-, tafeln . . . . .	Ki.	1,20/1,60
„ kaustische . . . . .	„	2,15	Schiene, Eisenbahn- . . . . .	lo.	0,70
Preißelbeeren . . . . .	Fä.	1,50	Schießwolle . . . . .	Ki.	2,10
Preßkohlen s. Briketts . . . . .	„	„	Schießpulver . . . . .	„	1,35

Gegenstand	Verpak- kung	1000 kg messen m³	Gegenstand	Verpak- kung	1000 kg messen m³
Schiffsbeschläge . . . . .	Ki.	3,80	Steine, Pflaster- . . . . .	lo.	0,45
"-blöcke, eis. . . . .	"	0,55	" Schiefer-, Dach- . . . . .	"	0,40
Schinken . . . . .	"	1,70/2,30	" Schleif- . . . . .	"	0,65
" in Leinw.-Kolle . . . . .	—	1,95	Steingut . . . . .	Ki.	2,05/8,30
Schirme . . . . .	Ki.	2,20	Steinkohlen . . . . .	lo.	1,30
Schläuche, Gummi- . . . . .	Ki.	4,50/7,90	" Anthrazit- . . . . .	"	0,60
" Hanf- . . . . .	Ba.	1,90	" -briketts . . . . .	"	1,10
Schleifsteine . . . . .	Ki.	0,55/0,90	" -teer . . . . .	Fä.	1,30/1,60
" . . . . .	lo.	0,65	Steinsalz . . . . .	Sä.	0,75/1,00
Schlemmkreide . . . . .	Fä.	1,05/1,55	Stoffe . . . . .	Ki.	2,25/2,95
Schlösser . . . . .	Ki.	0,80/1,50	Stroh Hüte . . . . .	"	11,50
Schmalz . . . . .	"	1,50/1,75	Strumpfwaren . . . . .	"	3,15/4,60
Schmelztiegel, Graphit- . . . . .	Fä.	4,50	Südfrüchte . . . . .	"	2,40/3,00
Schmiere . . . . .	"	1,10/1,90	Superphosphat . . . . .	Sä.	1,20
Schmieröl . . . . .	"	1,35/1,70	Syphons . . . . .	Ki.	2,25/5,15
Schmirgelleinen . . . . .	Ki.	1,25/2,55	Syrup . . . . .	Fä.	0,95
"-scheiben . . . . .	"	0,80/1,70			
Schnur, Hanf- . . . . .	Ba.	3,50/4,40	Tabak . . . . .	Ki.	2,85/4,00
Schrauben . . . . .	Ki.	0,40/1,00	" . . . . .	Fä.	2,41
"-schlüssel . . . . .	"	0,70	" . . . . .	Ba.	2,35/2,40
Schraubstöcke . . . . .	lo.	0,30/0,80	Talg . . . . .	Fä.	1,40/2,00
Schreibmaschinen . . . . .	Ki.	2,40/4,00	Talkum . . . . .	Sä.	1,00/1,40
"-material . . . . .	"	1,45/4,00	Tamarinde . . . . .	Fä.	1,30/1,50
"-tische . . . . .	"	9,10	Tapeten . . . . .	Ba.	2,75/3,65
Schrot, Blei . . . . .	Fä.	0,20/0,40	Tauwerk . . . . .	Ro.	2,20
Schuhe, Filz- . . . . .	Ba.	5,65	Tee . . . . .	Ki.	2,90/3,50
" Gummi- . . . . .	Ki.	2,90	Teer . . . . .	Fä.	1,30/1,60
Schuhleisten . . . . .	"	3,25	Teerfilz . . . . .	Ki.	3,00
"-nägel . . . . .	"	0,50/1,05	Telegraphenstangen . . . . .	lo.	2,00/2,95
"-waren . . . . .	"	3,15/6,65	Teppiche . . . . .	Ki.	4,05/5,15
"-wichse . . . . .	"	1,30/2,15	" . . . . .	Ro.	2,20
Schwämme . . . . .	"	29,85	Terpentin . . . . .	Tr.	1,70
Schwefel . . . . .	lo.	1,50	Thermometer . . . . .	Ki.	5,60/6,70
"-blüte . . . . .	Fä.	1,35/1,80	Thomasmehl . . . . .	—	0,65
"-blüte . . . . .	Sä.	2,00	" . . . . .	Ki.	2,55
"-säure . . . . .	Ki.	1,95	Töpfe, Bauch- . . . . .	Fä.	4,00
"-stangen . . . . .	Fä.	2,75	Toilettenwaren . . . . .	Ki.	5,70
Schwemmsteine . . . . .	—	1,18	" . . . . .	"	2,50/2,80
Schwerspat . . . . .	Ki.	0,30/0,85	Tomaten . . . . .	Fä.	0,70/1,00
" . . . . .	Sä.	0,35	Tonerde . . . . .	lo.	1,50/4,00
"-mehl . . . . .	Fä.	0,30	Tonröhren . . . . .	Ki.	2,00
See gras . . . . .	Ba.	8,30	Tonwaren . . . . .	Fä.	5,00
Segeltuch . . . . .	Ro.	1,70	Torf . . . . .	Ba.	5,65
Seidenstoffe . . . . .	Ki.	3,10	Torf, lufttrocken . . . . .	—	2,76
"-waren . . . . .	"	4,00/7,20	" feucht . . . . .	—	1,68
Seife . . . . .	"	1,20/2,70	Tran . . . . .	Ki.	2,60
Seilerwaren . . . . .	—	2,45/3,80	" Leber- . . . . .	Fä.	1,70
Senf . . . . .	Ki.	2,25	Transformatoren . . . . .	Ki.	1,40/1,50
Sensen . . . . .	"	1,45	Transmissionen . . . . .	"	0,45
Sicheln . . . . .	"	3,10	"-seile . . . . .	"	2,00
Siegellack . . . . .	"	0,95/1,45	Treibriemen . . . . .	Ba.	1,35/1,75
Soda . . . . .	Fä.	1,50	Trikotagen . . . . .	Ki.	3,10/4,95
Spiegelglas . . . . .	Ki.	6,00	Trockenplatten, photogr. . . . .	"	1,15
Spielwaren . . . . .	"	1,05/10,00	"-elemente . . . . .	"	1,20
Spinnereimaschinen . . . . .	Ki.	1,40/6,25	Trommeln, leere . . . . .	—	6,50/9,00
Spirituosen . . . . .	"	1,30/2,15	Tuche . . . . .	Ki.	2,00/4,65
Sprit . . . . .	Fä.	1,40	Türangehänge . . . . .	"	0,85
" Lack- . . . . .	Ki.	2,10	" hölzerne . . . . .	—	2,50/3,50
Stacheldraht . . . . .	Ha.	1,10/1,40	" -schlösser . . . . .	Ki.	1,10
Stärke . . . . .	Ki.	2,25/2,70	Twist, gepreßt . . . . .	Ba.	5,00
Stahlblechwaren . . . . .	"	6,25			
"-stangen . . . . .	"	0,90	Übergangsaures Kali . . . . .	Ki.	1,05
"-trossen . . . . .	Bd.	0,75	Uhren, elektr. od. Gas- . . . . .	"	2,70/4,00
"-waren . . . . .	Ki.	0,90/2,00	" Wand- . . . . .	"	4,25/4,90
Stearinkerzen . . . . .	"	1,80/2,10	" Weck- . . . . .	"	3,55/3,80
Steine, Bims- . . . . .	"	1,35	Umzugsgut . . . . .	"	4,35
" Chamotte- . . . . .	lo.	0,90			
" Granit- . . . . .	"	0,45	Vanille . . . . .	"	1,70
" Kalk- . . . . .	"	0,35/0,65	Vaseline . . . . .	"	1,40/1,70
" Mauer- . . . . .	"	0,85			

Gegenstand	Verpackung	1000 kg messen m <sup>3</sup>	Gegenstand	Verpackung	1000 kg messen m <sup>3</sup>
Vegetabilien . . . . .	Ki.	1,75/3,55	Wolle, argentin. . . . .	Ba.	2,75
Velvet . . . . .	„	4,85	„ austral. . . . .	„	3,55
Ventilatoren . . . . .	„	2,75/3,95	Wollwaren . . . . .	Ki.	2,95/9,50
Verbandzeug . . . . .	„	5,05/6,70	Wurzeln . . . . .	Ba.	5,60
Vitriol . . . . .	„	1,40/2,50	„ . . . . .	Sä.	3,50
Waagen . . . . .	„	1,75/5,25	Yellowmetallbleche . . . . .	Bd.	0,30
Wachs . . . . .	„	1,15/1,65	Zähler, elektr. . . . .	Ki.	3,55
Waffen, s. Gewehre, Pistol.			Zeichnungen . . . . .	„	3,15/5,25
Wagenfedern . . . . .	Pä.	0,90/1,20	Zelloidin . . . . .	„	1,70
„ -laternen . . . . .	Ki.	7,00	Zelluloidwaren . . . . .	„	5,35/10,00
„ Feldbahn . . . . .	„	0,80	Zellulose . . . . .	Ba.	1,20/1,90
Wallrat . . . . .	„	1,05	Zement . . . . .	Fä.	0,90/1,25
Wandplatten . . . . .	„	1,20	„ Holz- . . . . .	„	1,35
Wäsche . . . . .	„	7,30	Ziegel, Dach- . . . . .	lo.	2,40
Waschbecken . . . . .	„	1,75/5,00	Ziegelsteine . . . . .	„	0,85
Wasserarmaturen . . . . .	„	1,55/3,50	Zigarren . . . . .	Ki.	3,10/6,00
„ -farben . . . . .	„	3,20	Zigarretten . . . . .	„	2,10/3,20
„ -glas . . . . .	Fä.	1,00	Zimt . . . . .	„	3,60/5,60
„ -messer . . . . .	Ki.	1,50	Zinder, Gas- . . . . .	lo.	2,20/3,00
Watte . . . . .	Ba.	8,00	Zinkbleche . . . . .	Ki.	0,30
Webereimaschinen . . . . .	Ki.	1,40/6,25	„ -platten . . . . .	lo.	0,20
Wein . . . . .	Ki.	1,55/2,50	„ -oxyd . . . . .	Fä.	2,40
„ . . . . .	Fä.	1,55/2,20	„ -oxyd . . . . .	Ki.	3,00
Weißblech . . . . .	Ki.	0,30	Zinn . . . . .	Blö.	0,25
Weizen . . . . .	lo.	1,30	„ -folie . . . . .	Ki.	0,40/1,10
„ -kleie . . . . .	Sä.	2,50	Zitronen . . . . .	„	2,85
Wellblech . . . . .	Bd.	0,20/0,50	„ -säure . . . . .	Fä.	1,65
Wellen . . . . .	Vschl.	0,45/0,70	„ -säure . . . . .	Ki.	1,50/2,30
Wellpappe . . . . .	Ki.	9,70/18,00	Zucker, roh . . . . .	Sä.	1,40
Werg, ungeteerte Jute . . . . .	Ba.	5,35	„ Würfel- . . . . .	Ki.	1,25
Werkzeuge . . . . .	Ki.	1,35/3,00	Zünder . . . . .	„	1,40
Whisky . . . . .	„	1,65/3,25	Zündhölzer . . . . .	„	3,55
Wichse . . . . .	Ki.	1,30/2,10	Zwiebeln . . . . .	„	2,20
Wicken . . . . .	„	1,25	Zwirn . . . . .	Sä.	1,90
Winden . . . . .	lo.	1,15	Zyankali . . . . .	Ki.	2,20/2,90
„ Zahnstangen- . . . . .	Ki.	0,90		„	1,10/3,00
Wirkwaren . . . . .	„	3,15/4,60			

## B. Stauraum für Fässer.

Beim Verladen von Säuren, Chemikalien, Farben usw. kommen in der Regel zylindrische, eiserne Fässer, dagegen bei Öl, Wein, Fleisch, Mehl, Soda, Teer Farbstoffen usw. gewöhnlich Holzfässer zur Verwendung.

Bei den eisernen Fässern beträgt die Faßlänge  $l$  ungefähr  $1\frac{1}{2}$  des Faßdurchmessers  $d$ . An den Enden der Fässer treten die Böden meist im  $0,03 d$  zurück (Abb. 548). Bei gewöhnlichen hölzernen Fässern und Barrels ist wegen der bauchigen Form der Zwischenraum größer als bei zylindrischen Fässern. Hier ist ebenfalls gewöhnlich  $l = 1,5 d$  und der Faßdurchmesser an den Enden  $= 0,9 d$ .

Berechnet man den wirklich von den Fässern eingenommenen Raum und den Stauraum im Bereich eines Parallelepiped mit der Grundfläche  $abeg$  und der Länge  $1,5 d$ , so ergibt sich das folgende Verhältnis des wirklichen Inhaltes der Fässer zu dem Stauraum:

a) für eiserne zylindrische, nach Abb. 548 A, oder für hölzerne nach Abb. 548 B, gestaute Fässer:

$$\frac{J}{J_1} = \frac{4,5215 d^3}{5,196 d^3} = 0,87; \quad \text{also Stauraum} = 1,15 \cdot \text{Faßraum};$$

b) für hölzerne, nach Abb. 549 gestaute Fässer:

$$\frac{J}{J_1} = \frac{4,2604 d^3}{5,196 d^3} = 0,82; \quad \text{also Stauraum} = 1,22 \cdot \text{Faßraum}.$$

## C. Ballast.

Der Ballast ist in vielen Fällen als Teil der Ladung anzusehen. Als Wasserballast wird er zu Stabilitäts- und Trimmzwecken in den Doppelbodenzellen oder in besonders dazu eingerichteten Tieftanks untergebracht. Fester Ballast

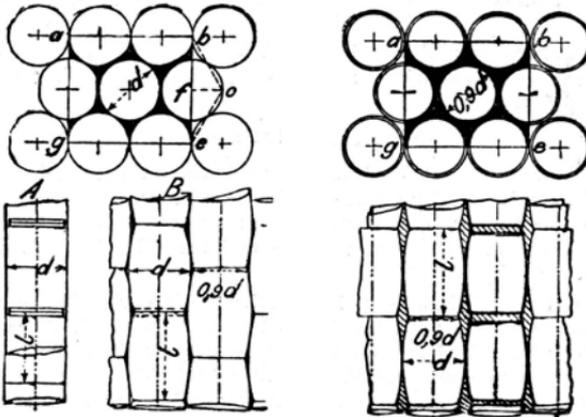


Abb. 548.

Abb. 549.

(Gußeisen) ist möglichst nicht in Wasserzellen, sondern in Zement eingebettet oder trocken zu lagern.

Segelschiffe sollen nach Middendorf zum Segeln für „lange Fahrt“ so viel Ballast nehmen, daß ihr Tiefgang 0,6 bis 0,7 des beladenen Tiefgangs beträgt; im allgemeinen bei festem Ballast (Sand, Steine) 0,4 bis 0,55 t und bei Wasserballast 0,53 bis 0,61 t für jede Bruttoregistertonne.

## 2. Brennstoff, Speisewasser, Verbrauchsstoffe.

### Brennstoff.

**1. Kohlen.** Zur Ermittlung der Bunkergröße aus dem Gesamtkohlenvorrat für einen bestimmten Fahrbereich können die Angaben S. 226 benutzt werden.

Erforderlicher Stauraum für geschüttete Kohlen = 1,25 bis 1,45 m<sup>3</sup> für 1 t zu 1000 kg (45 bis 51 Kub.-Fuß engl. für 1 Ton engl. je nach Art und Herkunft der Kohle; bei Berechnung der Bunkergröße rechnet man meistens mit 1,27 m = 45 Kub.-Fuß engl.); Rauminhalt der Bunker gerechnet auf Außenkante Spant (wenn keine Wegerung vorhanden), Unterkante Decksbalken, einschließend Luken und Schächte, ausschließend Einbauten, Winkel und Ecken (s. a. d. S. 693 vom Kriegsschiffbau Gesagte). Geringster Durchmesser der Kohlenlöcher 400 mm, Kohlenporten in der Außenhaut etwa 600 • 600 mm, Bunkerschieber im Heizraum etwa 900 • 600 mm bei Seeschiffen.

Bei großen Personenschiffen, bei Motorschiffen oder bei Ölfeuerung ist ein besonders zugänglicher Bunker für Küchenkohle vorzusehen.

**2. Heizöl und Treiböl.** Angaben zur Errechnung des Heizöl- und Treibölvorrats für die Bemessung der Bunker siehe S. 693.

Für die Unterbringung von Heizöl und Treiböl auf Handelsschiffen gelten die Vorschriften des Germanischen Lloyd<sup>1)</sup> über den Bau von Öltanks. Die Tanks müssen mit einem Luftrohr versehen sein, das über das Hauptdeck hinauszuführen ist; etwa durchleckendes Öl ist in Rinnschalen aufzufangen; gegen die Hitze in der Nähe befindlicher Kessel sind die Ölbunker durch geeignete Isolierung zu schützen (gelüftete Kofferdämme sehr wirksam).

<sup>1)</sup> Ausgabe 1916, S. 44 u. 45.

Wenn der Doppelboden als Öltank dient, sind die betreffenden Abteilungen öldicht zu nieten; der Mittelträger ist öldicht herzustellen, und die Bodenwegerung ist auf querschiffsliegende Latten zu legen, so daß etwaiges Lecköl freien Abfluß nach der Bilge hat.

Für Öl, dessen Entflammungspunkt unter  $65^{\circ}\text{C}$  liegt, sind besondere Einrichtungen mit dem Gern. Lloyd zu vereinbaren.

Über jeder Ölabteilung ist ein Expansionschacht anzuordnen, dessen Breite nicht größer als die Hälfte der Schiffsbreite und dessen Inhalt nicht kleiner als 5 vH der betreffenden Abteilung sein sollte.

Bei Inhaltsberechnungen von Tanks sind für Verbände, Nietköpfe, Zement, Rohrleitungen u. dgl. abzuziehen: bei Doppelbodentanks 3 bis 4 vH, bei Tief-tanks 1 bis 1,5 vH.

#### Kesselspeisewasser.

Der Speisewasservorrat wird bei Handelsschiffen gewöhnlich im Doppelboden, und zwar im Bereiche des Maschinenraums, untergebracht. Die Doppelbodenzellen unmittelbar unter den Kesseln sollen nicht hierzu benutzt werden, da hier die Verbände unter dem Wärme- und Feuchtigkeitseinfluß stark durch Rost leiden.

Der Bedarf an Speisewasser richtet sich nach der Reisedauer, nach der Maschinenstärke (Kesselzahl) und ist von der Sorgsamkeit der Wartung der Maschinenanlage abhängig. Es ist im Durchschnitt damit zu rechnen, daß Maschinenanlagen von Frachtschiffen etwa 2 kg Zusatzwasser pro PS und Tag brauchen, Fracht- und Fahrgastschiffe 2,5 kg und große Fahrgastschiffe 3 kg. Bei Anlagen, die nicht gut instand gehalten sind, kann der Zusatzspeisewasserbedarf auf 5 kg pro PS und Tag steigen. Hiernach richtet sich der normale Zusatzwasserbedarf bzw. die erforderliche Leistung der Frischwasser. Außerdem muß auf jedem Schiff, auch wenn Frischwasserbereiten vorhanden sind, eine angemessene Reserve an Kesselspeisewasser mitgeführt werden (siehe a. S. 682).

#### Sonstige Verbrauchsstoffe (Material).

Sonstige Verbrauchsstoffe für die Inbetriebhaltung des Schiffes und der Maschinenanlage werden in besonderen Vorratsräumen (Stores) untergebracht, welche geeignete Einrichtungen für den festen Stau und die gute Erhaltung der Stoffe besitzen. Kabelgatt, Taulast, Räume für Bootsmanns- und Zimmermannsvorräte, Werg, Teer, Farben und Öl sind vielfach im Bug des Schiffes, Maschinen-vorräte, wie Schmieröl, Schmierfette, Verpackungs- und Reinigungsstoffe in besonderem Raum (Maschinenstore) in der Nähe der Maschinenräume untergebracht; geeignete Behälter sind hier vorzusehen. Die Menge der Verbrauchsstoffe und die Größe der Lasten richtet sich nach der Größe des Schiffes und der Maschinenanlage und ist nach den Wünschen der einzelnen Reedereien verschieden groß.

### 3. Besatzung, Fahrgäste und lebendes Vieh.

#### Gewichte von Menschen und Tieren mit Lebensmitteln und Futter.

##### 1. Menschen.

Das durchschnittliche Gewicht eines erwachsenen Menschen ist etwa 70 kg; somit gehen 14 bis 15 Personen auf 1 t.

Für dichtgedrängte Volksmenge rechnet man auf  $1\text{ m}^2$  6 bis 8 Personen, also 0,4 bis 0,55 Tonnen.

Für Menschengedränge, in welchem noch ein langsames Gehen möglich ist, auf  $1\text{ m}^2$  etwa 5 Personen, also 0,33 t, stehendes Gedränge 0,4 bis 0,5 t/m<sup>2</sup>.

Fahrgäste mit Handgepäck wiegen durchschnittlich je 75 bis 80 kg; für größere Reisen rechnet man 150 bis 200 kg für jeden Fahrgast mit Gepäck.

Ein Mann der Besatzung auf Handelsschiffen wiegt 105 bis 110 kg, wobei seine Hab-seligkeiten, Kleider, Wäsche usw. inbegriffen sind; die Ausrüstung eines Offiziers oder Deck-offiziers 125 kg, eines Unteroffiziers oder Mannes der Besatzung 30 kg.

Ein eisernes wegnehmbares Bett für Mannschaft und Auswanderer wiegt etwa 50 kg.

## 2. Tiere.

Für Tiere ist zu rechnen:

	Gewicht kg	Raum m <sup>2</sup>
für ein starkes Wagenpferd . . . . .	rd. 710	} 11
„ ein Kavalleriepferd . . . . .	„ 560	
„ einen Ochsen . . . . .	„ 360—410	} 3,4—5,6
„ eine Kuh . . . . .	„ 330—410	
„ ein Schwein . . . . .	„ 50—80	} 0,9—1,1
„ ein Schaf . . . . .	„ 38—62	

Nach Simpson: The Naval Constructor, ist zu rechnen für mitzuführende, vollständige Stalleinrichtung (einschl. 38 mm Zementfußboden) für 1 Pferd 315 kg; für 1 Ochsen 182 kg.

## 3. Lebensmittel.

An Lebensmitteln (Proviand und Wasser) ist zu rechnen:

Proviand bei Handelsschiffen etwa 2,5 bis 3 kg für den Kopf und Tag (einschl. Offiziere) mit Verpackung; Wasser 5 bis 6 l für den Kopf und Tag. Das Gewicht eines Mannes mit Lebensmitteln für 3 Monate und Wasser für 1 Monat einschl. Küchengerät ist ungefähr 400 bis 500 kg.

Das Gewicht eiserner Wasserkästen beträgt bei größeren Abmessungen etwa 20 vH, bei kleineren bis 30 vH des Wassergewichts.

Die auf Auswandererschiffen für jeden Auswanderer zu rechnende Mindestmengen an Proviand und Wasser zeigen die Angaben aus dem Gesetz über das Auswandererwesen im Anhang dieses Buches S. 951 u. 953.

## 4. Viehfutter.

An Futter für Pferde soll nach englischen Admiraltätsvorschriften bei Truppenbeförderung für jedes Pferd täglich 6 Pfund Hafer, 10 Pfund Heu, 2 $\frac{1}{2}$  Pfund Kleie, 6 Gallonen (= 27 l) Wasser und eine hinreichende Menge Essig und Salpeter gerechnet werden, im ganzen also etwa 36 kg für jeden Tag.

Für Ochsen ist etwa die gleiche Menge, für Kleinvieh  $\frac{1}{3}$  derselben zu rechnen.

Zur Bereitung von Trinkwasser für Vieh ist für lange Reisen eine genügend große Verdampferanlage vorzusehen.

Raumbedarf für Mannschaften, Fahrgäste, Truppen,  
Vieh und Lebensmittel.

## I. Mannschaft und Fahrgäste.

Fast alle Seestaaten schreiben den Handelsschiffen einen bestimmten Mindestluft-raum für die Unterbringung der Seeleute und Fahrgäste vor. Die deutschen Vorschriften über Größe und Einrichtung der Wohnräume für die Schiffsmannschaft<sup>1)</sup> verlangen an Raum für jeden Schiffsmann 3 bis 3,5 m<sup>3</sup>, bei einer Fußbodenfläche von 1,25 bis 1,5 m<sup>2</sup> und einer Deckshöhe von 1,80 m für Schiffe unter 2000 m<sup>3</sup> Bruttoreaumgehalt, und von 2 m für größere Schiffe (siehe Anhang S. 946).

Größe und Anordnung der Schlafkojen für die Mannschaft siehe ebendort.

Die deutschen Vorschriften über Auswandererschiffe vom 14. März 1898 (siehe diese im Anhang) verlangen für jede im Auswandererdeck reisende Person einen durch Ladung, Gepäck (ausgenommen Handgepäck) oder Proviandgegenstände nicht beschränkten Raum von mindestens 2,85 m<sup>3</sup>, außerdem einen freien Raum auf Deck von mindestens 0,25 m<sup>3</sup>.

Deckshöhen über 2,40 m werden hierbei nur mit 2,40 m gerechnet. Das Mindestmaß der Deckshöhe ist 1,83 m von Deck zu Deck; das Deck muß so hoch liegen, daß die Seitenfenster sich während der Reise noch über der Wasserlinie befinden (§ 7 und 8 und 14 bis 17 der genannten Vorschriften).

Jeder Reisende auf Auswandererschiffen hat ferner Anspruch auf mindestens  $\frac{1}{2}$  m<sup>3</sup> Raum zu Unterbringung seines Gepäcks (§ 5 der Bestimmungen über den Geschäftsbetrieb der Auswanderungsunternehmer und Agenten vom 14. März 1898).

Die Schlafkojen für die Auswanderer müssen mindestens 1,83 m lang, 0,60 m breit sein; sie können in zwei Reihen über- und nebeneinander angeordnet sein, doch muß die untere wenigstens 0,15 m vom Fußboden, die obere wenigstens 0,75 m von der Decke Abstand haben. Zwischen je zwei Kojenreihen sind Gänge von mindestens 0,60 m Breite frei zu lassen.

Für andere als Auswandererschiffe bestehen in Deutschland — abgesehen von den oben angeführten — noch keine einheitlichen Vorschriften, sondern nur die unter sich sehr verschiedenen örtlichen und polizeilichen Bestimmungen, z. B. „Verordnung des Hamburger Senats, betreffend Sicherung der Beförderung von Passagieren mit Dampfschiffen auf der Elbe, vom 20. April 1904“ u. a.

In England sind dagegen die Vorschriften für Personendampfer einheitlich geregelt und werden vom Board of Trade, dem englischen Handelsamt, herausgegeben und überwacht.

<sup>1)</sup> Bekanntmachung, betr. die Logis-, Wasch- und Baderäume sowie die Aborte für die Schiffsmannschaft auf Kauffahrteischiffen, vom 2. Juli 1905, siehe S. 946 dieses Buches.

Sie geben einen Anhalt für die unterzubringende Personenzahl und deren Raumbedürfnis<sup>1)</sup>.

An Gepäckraum für Kammerfahr Gäste ist zu rechnen etwa 1,0 m<sup>3</sup> bei 2,4 m Raumhöhe für jede Person (Gänge einbegriffen).

Im übrigen gelten für die Unterbringung der Schiffsmannschaft die oben genannten Vorschriften (s. Anhang) und für die übrigen Einrichtungen die Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft (siehe diese).

Beim Entwurf und Bau von Auswandererschiffen für italienische, spanische, portugiesische Auswanderer sind die gesetzlichen Auswanderer-Vorschriften der betreffenden Länder, die in zahlreichen Einzelheiten Abweichungen und verschärfte Forderungen gegenüber dem deutschen Gesetz aufweisen, zu beachten<sup>2)</sup>.

#### Krankenräume.

Siehe § 21 der Auswanderer-Vorschriften im Anhang S. 950.

## 2. Truppen.

Für Truppenbeförderungsschiffe gelten hinsichtlich der Unterbringung der Eingeschiffen und der Raumabmessung im allgemeinen die Vorschriften für Auswandererschiffe (s. diese im Anhang), im einzelnen die der Seetransportordnung der deutschen Kriegsmarine<sup>3)</sup>.

#### Kammern.

Transportführer und die im Stabsoffiziersrange stehenden Offiziere und Beamte erhalten je 1 Kammer; alle übrigen Reisenden I. Kajüte möglichst auch 1 Kammer, soweit diese nicht ausreichen, je 1 Kammer für höchstens 3 Personen; Reisende II. Kajüte, Deckoffiziere, Portepeunteroffiziere, Unterbeamte erhalten für je 2 bis 4 Personen 1 Kammer II. Kajüte. Zwischendecker (Mannschaften) sollen je 3,8 m<sup>3</sup> Luftraum haben bei mindestens 2,40 m Deckshöhe.

Bei vorläufiger Schätzung ist zu rechnen:

für 1 Mann: 1,6 bis 1,7 m<sup>2</sup> Decksfläche,

für 1 Pferd: 3,2 „ 3,4 m<sup>2</sup> Decksfläche.

Kojen haben wenigstens 1,8 m lichte Länge, 0,5 m lichte Breite.

#### Hängematten.

Man rechnet zum Verstauen von 10 Hängematten mit je 2 wollenen Decken einen Raum von 1,2 m<sup>3</sup>.

Für die gezurrten (zum Gebrauch unter Deck befestigten) Hängematten ist gewöhnlich eine Länge von 3 Deckbalkenabständen (zu je 1,1 bis 1,25 m) und eine Breite von wenigstens 450 mm für jede einzelne Hängematte in ihrem mittleren Teile erforderlich.

Die Aufhängung geschieht so, daß die Aufhängepunkte benachbarter Reihen von Hängematten jedesmal um einen Balkenabstand gegeneinander versetzt sind, 450 mm ist also der doppelte Abstand von zwei benachbarten Hängemattreihen. Schränke, Backstische, Banken usw. siehe Tabelle Kriegsschiffe, S. 684 ff.

#### Gepäck.

Zulässige Abmessungen des Kabinenkoffers sind:

82 cm lang, 50 cm breit, 40 cm hoch.

Generäle dürfen 3 solche Koffer, außerdem 10 Gepäckstücke zu 50 kg und 3 m<sup>3</sup> Raumgepäck mitnehmen,

<sup>1)</sup> Vgl. die neueste Ausgabe der „Instructions as to the survey of Passenger Accommodation“ sowie den Auszug der gleichartigen früheren Bestimmungen in der zweiten Auflage dieses Buches S. 827 ff.

<sup>2)</sup> Neben den unter <sup>1)</sup> genannten englischen Vorschriften kommen in Betracht: Frankreich, Loi sur la sécurité de la navigation etc.; Italien, Emigrazione, Decrete e Regolamento per l'Esecuzione della legge 31. gennaio 1901; Spanien, Reglamento para el Reconocimiento de Embarcaciones mercantes; Ver. Staaten von Nordamerika, General Rules and Regulations prescribed by the Board of Supervising Inspectors; Kanada, The Law of Canada respecting Immigration etc.

<sup>3)</sup> Englische Admiralitätsvorschriften: Vgl. Mackrow: Pocket-Book 1896, S. 426; Vorschriften der französischen Marine: vgl. Mitt. a. d. Geb. d. Seewesens 1885, S. 188, und die 2. Aufl. dieses Hilfsbuches.

Zur Beförderung einer kriegsstarken Division, gerechnet zu 14 813 Mann, 1809 Pferden, 269 zweirädrigen und 123 vierrädrigen Wagen, waren 22 438 Registertonnen, zur Beförderung eines kriegsstarken Armeekorps, im Mittel 36 694 Mann, 8071 Pferde, 739 zweirädrige und 671 vierrädrige Wagen, waren 49 684 Registertonnen erforderlich; es ist im übrigen untunlich, den Bedarf für einen Truppenkörper allgemein nach Bruttoreumgehalt anzugeben, da die Unterbringung in erheblichem Maße von der Bauart des Schiffes abhängt (Anzahl der Decks, Größe der Lukenflächen, der freien Oberdeckfläche, der Aufbauten u. a. m.).

Bei der Expedition der deutschen Truppen nach China im Sommer 1900 wurde für jeden Stabsoffizier eine Kammer, für jeden Offizier im Range der Hauptleute möglichst eine Kammer und für je 2 der Subalternoffiziere eine Kammer verlangt; ferner für die Mannschaft, die in Zwischendeckskojen untergebracht wurde, ein Luftraum von je 3,8 m<sup>3</sup>. Die Zwischendecks waren also nur mit  $\frac{3}{4}$  der nach dem Auswanderergesetz gestatteten Zahl von Menschen belegt. Siehe auch Schiffbau VII, S. 457: Der Truppentransportdampfer Borussia, erbaut von der Germaniawerft in Kiel.

Staboffiziere 2 solche Koffer, 6 Stück zu 50 kg und 2 m<sup>3</sup> Raumgepäck, Offiziere und Beamte I. Kajüte 1 solchen Koffer, 4 Stück zu 50 kg und 1 m<sup>3</sup> Raumgepäck, Deckoffiziere 1 solchen Koffer und 2 Stück zu 50 kg. Mannschaften die Waffenausrüstung und einen Kleidersack.

## Stallungsraum.

Stände für Pferde sollen 2,1 bis 2,5 m hoch, 2,0 bis 2,1 m lang, 0,72 bis 0,80 m breit sein. Gänge zwischen den Stallreihen sind 1,5 m, an der Bordwand 0,6 m breit. Es ist Gelegenheit zum Bewegen der Pferde während der Fahrt zu schaffen.

## Transportfahrzeuge.

Seeleichter zum Verladen von Truppen haben folgende Abmessungen:

Ladefähigkeit in t	Abmessungen in m			Tiefgang in m	
	Länge	Breite	Höhe	schwer beladen	mit Truppen beladen
1000	55	9,5	4,6	3,50	1,50—1,80
600	45	8,5	3,75	2,75	1,20—1,50
250	30	7,0	2,65	2,25	1,00—1,30

und sind mit Kran oder Ladebäumen bis zu 2 t Hebekraft zu versehen.

## Lazarettschiffe.

Für Lazarettschiffe ist der Luft- und Raumbedarf naturgemäß erheblich höher als bei allen anderen Schiffen. Er ist im allgemeinen mit 15 m<sup>3</sup> für jeden zur vollen Belegung gehörigen Mann anzunehmen und betrug z. B. auf dem Lazarettschiff Gera der deutschen China-Expedition (1900) 18 m<sup>3</sup> durchschnittlich<sup>1)</sup>.

Lazarettschiffe sollen nur mit  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{6}$  der Mannschaftsbelegung besetzt werden, höchstens mit 300 Betten.

## 3. Vieh.

Stallungsraum für Truppenpferde siehe unter Truppen oben.

Raumbedarf für 1 Pferd = 1,85 m<sup>2</sup> Deckfläche (lichtes Maß).

Raumbedarf für 1 Ochs = 1,85 m<sup>2</sup> Deckfläche (lichtes Maß).

Raumbedarf für 2 Schafe (übereinander) = 0,41 m<sup>2</sup> Deckfläche (lichtes Maß).

Pferde werden in Einzelpferchen untergebracht: Länge 2,44 m, Breite 0,76 m, Höhe 1,9 m; Ochsen in Pferchen zu 3, meist zu 4, selten zu 5 Stück: für 1 Stück Länge 2,44 m, Breite 0,76 m, Höhe 1,83 m; Schafe in 2 Lagen in einer Deckshöhe: Größte zulässige Länge eines Pferchs querschnitts 2 · 1,22 m, größte Breite (längsschiffs) = 6,1 m, Mindesthöhe 0,92 m. Alle Maße bedeuten liches Maß. Die Viehstände werden so angeordnet, daß das Vieh querschiffs steht, den Kopf den Füttergängen zugewandt. Breite der Füttergänge 0,9 m. Auf die Luken darf kein Vieh gestellt werden. Einzelheiten siehe Abb. 550a und b. Da das Vieh sich nicht legen kann, sind für Pferde unter Deck Augbolzen zum Anschlagen von Aufhängen vorzusehen. Es ist für genügend Licht und Lüftung zu sorgen.

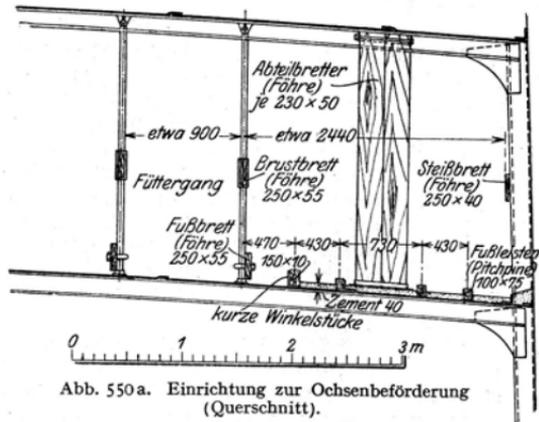


Abb. 550 a. Einrichtung zur Ochsenbeförderung (Querschnitt).

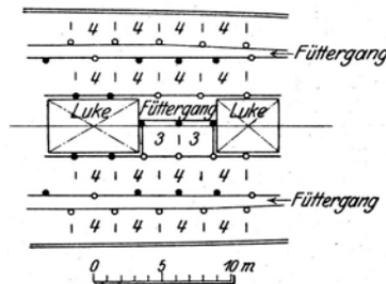


Abb. 550 b (Grundriß).

<sup>1)</sup> Siehe Marine-Rundschau 1901, S. 825. Das Hochsee-Lazarettschiff Gera. — Flamm: Entwurf zu einem Schiffssanatorium. Schiffbau VI, S. 1.

#### 4. Lebensmittel.

Trink- und Waschwasser wird auf Dampfem mit Doppelboden in besonders hergerichteten (zementierten) Zellen desselben mitgeführt, auf Schiffen ohne Doppelboden (Segelschiffen) in besonderen Frischwasserbehältern. Um bei Beschädigung des Doppelbodens nicht des gesamten Frischwasservorrats verlustig zu gehen, werden auch bei Schiffen mit Doppelboden Tieftanks und kleinere Decksentnahmetanks vorgesehen. Der Vorrat an Frischwasser überschreitet meist das gesetzlich vorgeschriebene Maß und ist für alle Reedereien und Fahrgebiete stark abweichend und in den Bauvorschriften besonders angegeben.

Letzteres gilt auch für Proviant und sonstige Vorräte, wie Leinenzeug, Geschirr u. dgl. mehr; entsprechend ist auch der Raumbedarf für Proviant, Gepäck, Wäsche und Geschirr nicht an bestimmte Zahlen gebunden. Als Anhalt können für Proviant die Angaben des Kriegsschiffbaus dienen.

Die Hütte gibt: Größe der Proviandräume auf großen Personendampfern je nach der Reisedauer 0,33 bis 1,33 m<sup>3</sup> für eine Person, davon 0,7 bis 0,75 m<sup>3</sup> Kühlraum.

Siehe auch Proviantkühlräume S. 673; außer den daselbst aufgeführten Räumen für Kühlproviant sind vorgesehen: Räume für trockenen Proviant (Mehl, Reis, Hülsenfrüchte), für nassen Proviant (Pökelfleisch usw.), für Kartoffeln, für Wein und Spirituosen.

#### 4. Besondere Einrichtungen für die Benutzung der Schiffsräume. Lüftungseinrichtungen<sup>1)</sup>.

(Siehe auch die Angaben unter B. Kriegsschiffe, S. 694.)

##### A. Laderäume.

Als Mindestforderung für die Anzahl und Größe (Querschnitt) der Lüfterrohre für Laderäume können gelten: § 11 der Vorschriften für Auswandererschiffe, Anhang S. 949 und § 100 der Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft, Anhang, S. 962 über Steinkohlenladungen (auch für Bunker).

Im allgemeinen gehen die Forderungen der Reedereien über die vorgenannten Vorschriften hinaus, und zwar sind gewöhnlich für jeden Laderaum 4 Rohre vorgesehen, von denen 2 als Druck- und 2 als Saugerohre dienen.

Teleskopartig angeordnete (zylindrische und kegelförmige) Lüfterrohre sind nur für übereinanderliegende Laderäume mit immer gleichartiger Ladung brauchbar. Für Laderäume sind die Lüfterrohre durch eingesetzte Eisenkreuze oder ähnliche Weise einbruchssicher und durch Drahtschutzvorsätze feuersicher herzurichten.

Die Lüfterköpfe sind drehbar, losnehmbar und feststellbar zu machen. Laderaumlüfterrohre, die durch Wohnräume gehen, sind besonders luftdicht herzustellen, damit der Geruch der Ladung nicht in die Räume dringen kann.

Einzelheiten und Gewichte für Schifflüfter geben die Tafeln des Handelsschiff-Normenausschusses, von denen die nachfolgenden Tafeln einen Auszug darstellen. Aufgestellt sind Normen über: Schiffsdrucklüfter, Schiffssauglüfter, Windsauger, Grove-Lüfter, Rauchrohrköpfe, Kammerlüfter, Schwanenhals-Lüfter, Pilzkopf-Lüfter und Pilzkopf-Lüfter mit Fenster<sup>2)</sup>.

Abb. 551. Schwanenhals-Lüfter (Flußeisen) mit Grundwinkel und Deckel wiegt: l. W. 160 · 70 mm 15 kg,

l. W. 200 · 80 mm 20 kg.

Abb. 552. Kammerlüfter (Gußeisen) l. Durchmesser 110 mm wiegt 10 kg.

Kohlenbunker sind als Laderäume mit Steinkohlenladung anzusehen; die Lüftung geschieht durch besondere Lüfterrohre oder durch Schwanenhälse unter Benutzung der Räume zwischen den Spanten.

Proviandräume, Gepäckräume, Piekräume sind mit genügender Lüftung auszurüsten. Lüftung auf Schiffen mit isolierten Laderäumen für Frucht- und Fleischfracht s. Isolierungen S. 673.

##### B. Maschinen- und Kesselräume.

Gewöhnlich ist natürliche Druckkopflüftung vorgesehen; die Lüfterrohre reichen dabei bis Stehhöhe über Flurplatten; die Lüfterköpfe sind häufig vom Kesselraum aus drehbar angeordnet; ein Lüfterrohr im Heizraum wird vielfach als Ascheaufzugschacht eingerichtet (siehe S. 753).

<sup>1)</sup> Vgl. auch Freudenthal: Die Ausnutzung des Winddrucks für Lüftung auf Schiffen. Schiffbau 1919.

<sup>2)</sup> Zu beziehen unter Norm Lü. 1 bis 8 von Julius Springer, Berlin.

Der Tunnellüfterschacht dient als Notausgang aus dem Wellentunnel und ist wasserdicht bis zum Haupt- bzw. Schottendeck herzustellen.

Wo Kesselgebläse vorhanden, dient dieses, neben der natürlichen, zur künstlichen Lüftung des Maschinenraumes. Das Maschinenoberlicht mit aufstellbaren Klappen bildet den Abluftschacht des Maschinenraumes.

Bei großen Personenschiffen wird künstliche Lüftung der Maschinen- und Kesselräume notwendig; dadurch kommen die großen, nur mit Schwierigkeiten in geradem Verlauf durch die Wohneinrichtungen zu bringenden Lüfterrohre in Fortfall.

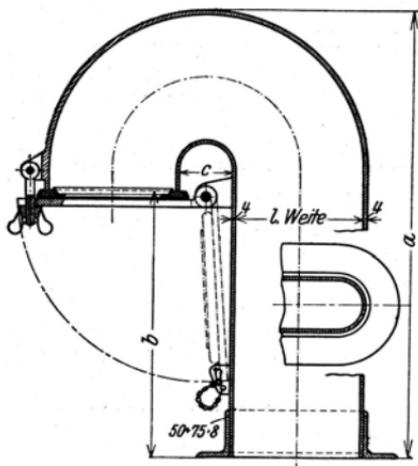


Abb. 551.

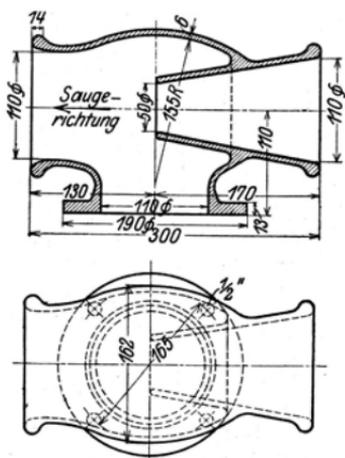


Abb. 552.

### C. Wohnräume.

Als Maß für das Lufterfordernis läßt sich folgende Rechnung aufstellen (s. Mitt. a. d. Geb. d. Seew. 1885, S. 30): Die atmosphärische Luft enthält in 100 Raumteilen ungefähr 0,04 Teile Kohlensäure; in einer Stunde atmet ein Mann ungefähr  $\frac{1}{2}$  m<sup>3</sup> Luft ein und auch aus; die ausgeatmete Luft enthält jedoch in 100 Raumteilen etwa 4,38 Teile, also mehr als das 100fache an Kohlensäure als die eingeatmete Luft. Um die Luft in der nötigen Reinheit zu erhalten, muß demnach in einer Stunde das 100fache des Atmungsbedarfes zugeführt werden, das sind 50 m<sup>3</sup> Luft für jeden Mann. Hierzu sind natürliche und künstliche Lüftungs- (Ventilations-) Einrichtungen: Luftzieher (Ventilatoren), Ventilationsmaschinen erforderlich.

Bei natürlicher Lüftung erhalten die Mannschafts- und Zwischendeckerräume den gesetzlichen Vorschriften gemäß (s. Anhang, § 1, Absatz 9, S. 946 und § 11, S. 949) Lüfterrohre (Luftzieher), die unmittelbar im Raume münden und die, sofern sie auf Schlafkojen treffen, durch Anordnung von Prellblechen oder Krümmern so einzurichten sind, daß der kalte Luftstrom abgelenkt wird.

Bei Kammeranordnungen führen die Lüfterrohre in die Gänge zwischen den Kammern, die Frischluft tritt durch Gitter in den Türen und Wänden in die Kammern ein. Kammerlüfter für Deckshauswände und Schwanenhalslüfter für Deckenlüftung siehe Abb. 551 und 552.

In den genügend hoch über Wasser angeordneten Kammern kann durch Drehfenster (Pivotfenster) und ähnliche Lüftungsfenster Frischluft zugeführt werden. In den unteren Decks und bei Seegang ist das Uteyfenster als wasserdichtes Lüftungsfenster in Zwischendeck-, Mannschafts-, Wasch- und Aborträumen sowie in den Gängen der Kammerbereiche im Gebrauch.

Auf großen Personenschiffen, auf denen die Anzahl der übereinanderliegenden Decks und die Verschiedenartigkeit der zu lüftenden Räume den Einbau einer wirksamen natürlichen Lüftung nicht mehr zulassen, muß künstliche Lüftung verwendet werden. Entwurf und Berechnung einer künstlichen Lüftungsanlage siehe Kriegsschiffe S. 694.

[Forts. S. 672.]

Schiffsdrucklüfter. Nach NHA-Norm Lü. 1.  
Verwendung: Für Druck- und Saugelüftung.

Lichter Durchmesser $D$ mm	Blech- <sup>1)</sup> dicke $d$ mm	Mantelöffnung		Hals			Ausladung		Rand-eisen (halb-rund) mm	Dreh-kreis $R$ mm	Ge-wicht kg
		$a$ mm	$b$ mm	$c$ mm	$e$ mm	$f$ mm	$g$ mm	$h$ mm			
150	1,5	112	75	30	240	25	45	40	15 • 5	200	2,5
200	1,5	150	100	40	320	30	55	50	15 • 5	250	5
250	1,5	188	125	50	400	40	65	60	15 • 5	300	8
300	1,5	225	150	60	480	45	80	75	20 • 8	360	12
350	1,5	262	175	70	560	55	90	90	20 • 8	415	17
400	2,0	300	200	80	640	65	100	100	20 • 8	470	26
450	2,0	338	225	90	720	70	110	110	20 • 8	525	32
500	2,0	375	250	100	800	75	130	120	30 • 10	590	41
550	2,0	412	275	110	880	80	140	130	30 • 10	650	48
600	2,0	450	300	120	960	90	150	150	30 • 10	715	55
700	2,0	525	350	140	1120	105	170	175	30 • 10	825	72
800	2,0	600	400	160	1280	120	200	200	40 • 15	950	98
900	2,5	675	450	180	1440	135	220	225	40 • 15	1065	138
1000	2,5	750	500	200	1600	150	240	250	40 • 15	1175	172
1100	2,5	825	550	220	1760	165	260	275	40 • 15	1285	212
1200	2,5	900	600	240	1920	180	290	300	50 • 20	1410	258
1300	2,5	975	650	260	2080	195	310	325	50 • 20	1525	305
1400	2,5	1050	700	280	2240	210	330	350	50 • 20	1635	360
1500	2,5	1125	750	300	2400	225	350	375	50 • 20	1745	425

Baustoff:  
Flußeisen gepreßt und geschweißt.

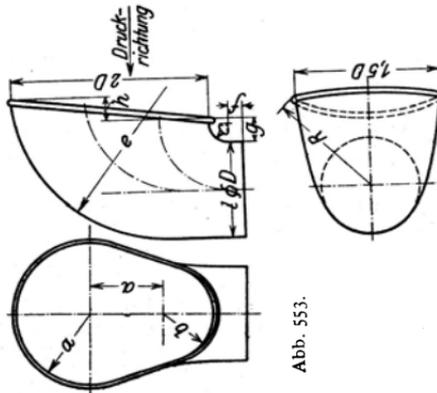


Abb. 553.

<sup>1)</sup> Bei Herstellung von Hand sind die Blechstärken der Lüfter von 700 mm Durchmesser an aufwärts um 0,5 mm zu erhöhen.

**Schiffsaugelüfter.**  
Nach HNA.-Norm Lii. 2.

Verwendung: Für Saugelüftung und gegebenenfalls auch für Drucklüftung.

Lichter Durchmesser $D$ mm	Blechdicke $d$ mm	Höhe $a$ mm	Trichterlängen		Trichteröffnungen						Rand-eisen (halb-rund) mm	Drehkreis $R$ mm	Gewicht kg
			$b$ mm	$c$ mm	$e$ mm	$f$ mm	$g$ mm	$h$ mm	$i$ mm				
100	1,0	120	90	25	150	170	85	50	20	10 · 4	135	1,6	
150	1,5	180	135	40	225	255	128	75	30	15 · 5	200	3,6	
200	1,5	240	180	50	300	340	170	100	40	15 · 5	270	5,5	
250	1,5	300	225	60	375	425	212	125	50	15 · 5	335	9,4	
300	1,5	360	270	75	450	510	255	150	60	20 · 8	400	13,5	
350	1,5	420	315	90	525	595	298	175	70	20 · 8	470	19,0	
400	1,5	480	360	100	600	680	340	200	80	20 · 8	540	26,0	
450	1,5	540	405	110	675	765	382	225	90	20 · 8	605	33,0	
500	2,0	600	450	125	750	850	425	250	100	30 · 10	670	48,0	
550	2,0	660	495	135	825	935	468	275	110	30 · 10	735	57,0	
600	2,0	720	540	150	900	1020	510	300	120	30 · 10	800	68,0	
700	2,0	840	630	175	1050	1190	595	350	140	30 · 10	940	95,0	
800	2,0	960	720	200	1200	1360	680	400	160	40 · 15	1080	132,0	

Baustoff:  
Flußeisen geschweißt.

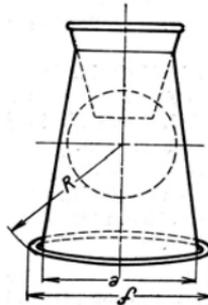
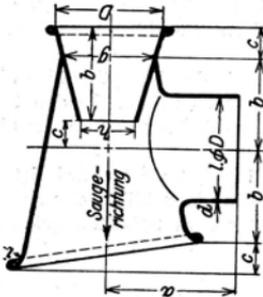


Abb. 554.

Stündlicher Luftbedarf<sup>1)</sup>.

Räume	Stündl. Luftwechsel mal	Bemerkungen
Speisesäle I. und II. Klasse	20	Künstliche Zu- und Abluft; Zuluft an der Decke oder in halber Deckshöhe, nach den Mahlzeiten gegebenenfalls auch durch Fenster; Abluft aus Oberlichtern und Domen in der Decke
Restaurants . . .		
Speisesaal III. Klasse	18	Künstliche Abluft aus Oberlichtern und Domen, Frischluft durch Fenster und Türen
Rauchzimmer I., II. u. III. Klasse	20	
Sonst. Gesellschaftsräume, Turnhalle, Vorräume u. Treppenhäuser I. Klasse	20	Künstliche Zu- und Abluft, Frischluft-eintritt etwa 1,5 m über Fußboden
Kammern I. Klasse	10	Einzelanschlüsse künstlicher Zuluft
Gänge I. Klasse . .	6	Innenkammern II. Klasse Einzelanschlüsse künstlicher Zuluft; im übrigen Zuluft von den Gängen; Kammern III. Klasse nur Zuluft von den Gängen
Kammern II. Klasse	6 in oberen Decks	
Gänge II. Klasse . .	7 in mittl. Decks	
Gänge III. Klasse . .	10 in unt. Decks	Künstliche Abluft
Räume IV. Klasse . .	6	
Besatzungsräume . .	6—10	Künstliche Zuluft; Abzug durch Kanäle nach Schächten
Hospitäler . . . . .	15	Künstliche Abluft
Küchen . . . . .	40	Künstliche Abluft, gegebenenfalls durch Kesselgebläse, Frischluft durch Lüfterrohre mit Druckköpfen
Bäder und Waschräume	20	Künstliche Abluft
Aborte u. dgl. . . .	30	Künstliche Abluft von der Decke, Frischluft-eintritt 70 cm über Fußboden; in Räumen mit Oberlicht wird unten abgesaugt; bei Frischlufteintritt durch Türen wird oben abgesaugt. Besondere Dunstrohre von den Becken zum Abluftkanal
Trockenproviant-räume	20	Künstliche Ab- und Zuluft
Kühlproviandräume .	20—25	Künstliche Abluft aus den Vorräumen, Frischluft durch Spantenzwischenräume
Gepäck- und Post-räume	20	
Die Vorratsräume für Maschinen- u. Heiz-räume, Hilfsmaschinenräume	—	sind besonders gut künstlich zu lüften

Als Anhalt für die an eine künstliche Lüftungsanlage auf einem großen Personendampfer zu stellenden Forderungen können folgende Einzelheiten dienen:

**Luftgeschwindigkeit.** Diese kann in den Hauptkanälen bis etwa 20 m/sek betragen, an den Ausblaste Stellen höchstens 4 m/sek. In den Saugkanälen soll die Geschwindigkeit von 3 bis 4 m/sek, an den Saugöffnungen bis etwa 18 m/sek am Lüfterstutzen ansteigen.

Übliche Blechstärken der Kanäle: bis 0,03 m<sup>2</sup> Querschnitt 1 mm, von 0,03 bis 0,1 m<sup>2</sup> 1,5 mm und darüber 2 mm; Einzelanschlüsse der Kammern 1 mm; bei wasserdichten Kanälen nach Lage unter dem Schottendeck. Die Bleche sind stark zu verzinken.

<sup>1)</sup> Die Angaben stellen einen Höchstbedarf dar.

Die Leitungen der künstlichen Lüftungsanlage sind so zu bemessen und anzuordnen, daß im Betriebe keine störenden Geräusche auftreten. In den Kammern werden Stredüsen und Regelklappen eingebaut <sup>1)</sup>.

Zur künstlichen Luftverbesserung werden in Verbindung mit der Lüftungsanlage Ozonanlagen vorgesehen.

Für Tropenschiffe sind Thermotanks zur Kühlung (Trocknung) der Luft im Gebrauch (dabei gerade Kanäle aus Hartholz).

Über künstliche Lüftung in Verbindung mit Heizung (Thermotanks) siehe S. 676.

#### Isolierungen.

S. a. B. Kriegsschiffe S. 702.

1. Gegen Wärmeeinflüsse sind zu isolieren: Laderäume, Bunker, Proviant- und Wohnräume, welche unmittelbar an Kessel- und Maschinenräumen sowie an deren Schächten liegen.

2. Gegen Schallübertragung werden isoliert Lüfterrohre von Maschinen- und Kesselräumen, die durch Kammern für Fahrgäste führen, Wirtschaftsräume, die an Kammerbereiche grenzen, Funksprachräume.

3. Gegen Feuersgefahr kommen als isolierte Wände und Türen in Frage Eisenasbestwände mit Luftkammern, d. s. 30 mm starke, aus Eisenblechen mit Asbesteinlage gebildete Wände, die eine Luftschicht einschließen.

Isolierungsstoffe siehe S. 702. Kesselraumschotte werden gegen Laderäume vielfach nur durch eine Luftschicht (Doppelwand, dünnes Blech über Schottversteifungen) isoliert. Schächte und Decks über Kesselräumen durch gepreßte Korkmehlplatten oder durch Kieselgur- (Diatomit- u. ähnliche) Platten. Es sind möglichst gleichzeitig Luftschichten vorzusehen.

4. Proviant- und kleine Ladekühlräume, Kühlschränke <sup>2)</sup>. Isolierstoffe: gestampfte Blätterholzkohle, Korkplatten, Kuhhaare (für Türen und Luken), zwischen doppelten Lagen genuteter Bretter mit einer Zwischenlage von geruchlosem, imprägniertem Papier (gegen Feuchtigkeit).

Auf kleinen Schiffen oft nur ein Eisraum (Eiskeller) ohne künstliche Kühlung durch Kühlmaschine; auf großen Personendampfern, meist in 2 Decks übereinander angeordnet, eine Anzahl Sonderräume; siehe die Tabelle.

#### Gekühlte Proviandräume.

Räume	Temperatur ° C	Art der Kühlung	Räume	Temperatur ° C	Art der Kühlung
Für Fleisch <sup>3)</sup> . .	-2 bis -5	Luftkühlung	Für Eier u. Butter .	+1	Luftkühlung
„ Geflügel . . .	-4 bis -5	„	„ Konserven . . .	+4	Kühlrohre
„ Fische . . .	-5	Kühlrohre	„ Faßbier . . .	+4 bis +6	„
„ Roheis . . .	-5	„	„ Gemüse u. Obst	+6	Luftkühlung
„ Speiseeis . . .	-4 bis -10	„	„ Blumen . . .	+6	Kühlrohre
Klein. Laderaum	-3	„	„ Käse . . . . .	+6	„
			Klein. Laderaum .	+6	„

Als Schleuse dient ein isolierter, gemeinschaftlich für die Räume in jedem Deck zu benutzender Vorraum.

An Kühlschränken in Wirtschaftsräumen kommen in Betracht: Fleischschrank für den Tagesbedarf (Temp. etwa 0° C), Kühlschränke für Konditorei und Schänken, Kühlraum für Gewächshaus, Eiszerzeuger, Trinkwasserkühler. Die einzelnen Schränke erhalten unmittelbare Kühlung durch Rohrleitungen für Kälteflüssigkeiten; die Zuleitungen werden durch imprägnierte Korkschalen isoliert.

<sup>1)</sup> Siehe Unger: Kurze Anleitung zur Berechnung von Lüftungsanlagen mit Luftstredüsen an Bord von Handelsschiffen. Schiffbau 1915/16, S. 675; ferner Freudenthal: Die Ausnutzung der Düsenwirkung für die Lüftung auf Schiffen. Schiffbau 1919, S. 518.

<sup>2)</sup> Siehe Deutscher Schiffbau 1908, S. 228.

<sup>3)</sup> Nach Hütte erforderliche Bodenfläche für Fleischräume: für 300 kg 1 m<sup>2</sup> in gemäßigttem Klima, für 270 kg 1 m<sup>2</sup> in den Tropen.

Bei Luftkühlung (für Fleisch- und Fruchträume) wird die Kühlraumluft durch motorisch angetriebene Lüfter über die in besonderen Kammern (Luftkühler) eingebaute Kühlrohre bewegt. Die Überwachung der Raumtemperaturen kann an elektrischen Fernthermometern vom Kühlmaschinenraum aus geschehen.

Kühlmaschinen siehe S. 704. Für die Größe der Kühlmaschine gibt die Hütte: Bei 20stündiger Betriebszeit für die Tropen etwa 150 bis 200 WE/m<sup>3</sup>, für gemäßigtes Klima etwa 100 bis 150 WE/m<sup>3</sup> zu kühlenden Raum.

5. Ladungs-Kühlanlagen<sup>1)</sup>. Zu beachten sind die Vorschriften des Germ. Lloyd (Ausg. 1916, S. 238/240). Die Art des zwecks Isolierung zur Verwendung kommenden Isoliermaterials ist dem Germ. Lloyd mitzuteilen. Es kommt in Betracht: gestampfte Blätterholzkohle, Kuhhaare (besonders für Luken), Korkmehl (Bananschiffe).

Schiffe, welche lediglich zur Fleischbeförderung dienen, erhalten Kühlrohrlösungen an Wänden und Decken der Räume, reine Fruchtschiffe dagegen nur eingebaute Luftkühler mit Holzkanälen und kräftigen, durch Dampfkraft oder Elektromotor betriebenen Lüftern; Schiffe, die sowohl für Fleisch- wie für Fruchtbeförderung einzurichten sind, erhalten in den Laderäumen ein Leitungsnetz für Kälteflüssigkeit und Luftleitungen für gekühlte Luft (Holzkanäle). Im letzteren Falle sind bei Fleischfracht die Holzkanäle beiklappbar eingerichtet, um Laderaum zu gewinnen (Abb. 555).

Apfelsinen und ähnliche Früchte werden in Kisten befördert; die Früchte und die Stauräume werden vor dem Verladen auf niedrige Temperatur gebracht. Die Aufgabe der Kältemaschine während der Fahrt des Schiffes ist es dann, die von außen eindringende und die von den Früchten erzeugte Wärme zu beseitigen und die Luft abzukühlen, mit der die Laderäume gelüftet werden. Im Raum muß die Temperatur auf etwa 6° C Wärme gehalten werden.

Bananen werden in halbreifem Zustande verladen und vor dem Verladen nicht gekühlt; das Herabkühlen geschieht erst während der Reise. Deshalb ist eine größere Kühlanlage erforderlich als für vorgekühlte Früchte. Die Verladung von Bananen erfolgt meistens so, daß die Büschel zunächst in zwei Schichten senkrecht übereinanderstehend angeordnet werden und dann eine wagerechte Schicht darüber gelegt wird. In dieser Weise gepackt, können die Früchte bis zu zehn Tagen transportiert werden. Bei weiteren Reisen müssen die Früchte so verstaut werden, daß sie sich nicht drücken, da sie sonst faulen. Wie auch bei allen anderen Kühlladungen ist es beim Bananentransport erforderlich, daß auf dem Boden des Decks und an den Seiten Wegerungen angebracht sind, damit unterhalb der Wegerung Raum zur Zirkulation der Luft vorhanden ist. Bananen müssen in einer Temperatur von 10 bis 12° C Wärme gehalten werden, so daß sie weder erfrieren noch weiterreifen. Wenn kalte Gegenden durchfahren werden oder die Ladung in einem kalten Hafen gelöscht wird, muß der Laderaum erwärmt werden. Melonen werden bei 13° C Wärme transportiert, Äpfel halten sich am besten bei 0 bis 3° C. Beim Äpfeltransport setzt man der Luft in den Laderäumen zweckmäßigerweise etwa 10 Prozent Kohlensäure zu. Schiffe, die mit Kühleinrichtungen für Bananentransport versehen sind, können auch jedes andere Obst befördern, was umgekehrt nur der Fall bei ausreichend starker Kühlanlage ist.

Die umfangreichsten Einrichtungen werden auf Schiffen für den Transport von Gefrier- und Kühlfleisch getroffen, das voneinander streng zu unterscheiden ist. Gefrierfleisch wird während des Transportes in einer Temperatur von 9 bis 11° C gehalten. Ehe es an Bord gebracht wird, wird es in Gefrierhäusern eingefroren und unter besonderen Vorsichtsmaßregeln (durch Kühlleichter) in die gut vorgekühlten Lagerräume gebracht. Vor dem Verladen werden Kühlraum und Kühleinrichtungen des Schiffes von einem Experten einer aner-

<sup>1)</sup> Fruits and Passenger Steamer „Tortuguero“. Eng. Bd. 2, S. 30 bis 34, 1909.

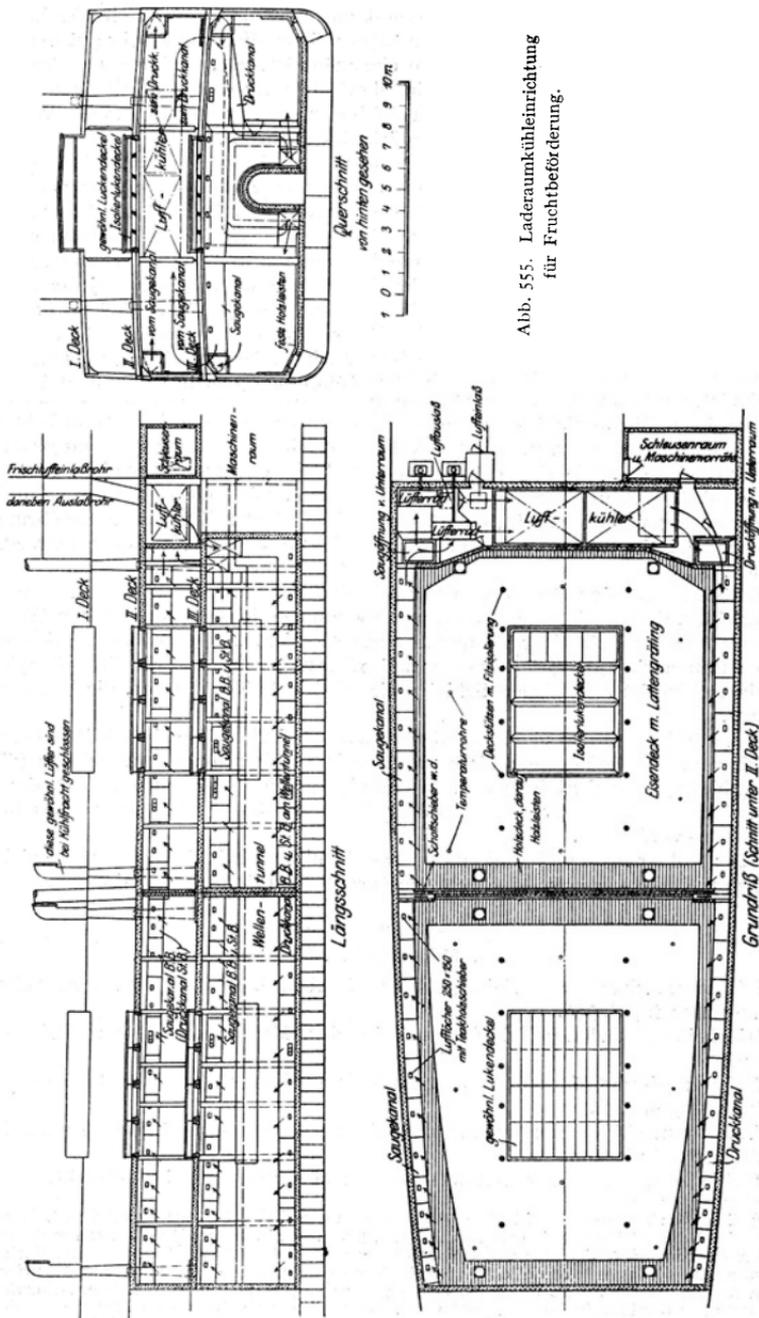


Abb. 555. Laderraumkühlrichtung für Fruchtbeförderung.

kannten Versicherungsgesellschaft überholt und über den Befund ein Zertifikat ausgestellt. Wegen der niedrigen Temperatur müssen die Räume sehr gut isoliert sein. Die Ladung, die meist in Säcke eingenäht ist, wird aufeinandergelagert, es ist aber dafür Sorge zu tragen, daß in allen Teilen des Raumes Luft zirkulieren kann. An den Seiten und auf dem Schiffsboden sind zu diesem Zwecke Wegerungen bzw. Stauhölzer genügender Stärke anzubringen.

Wesentlich schwieriger ist der Transport von Kühlfleisch, bei dem die Temperatur unter Umständen bei stark wechselnder Außentemperatur wochenlang auf etwa  $-1\frac{1}{2}^{\circ}\text{C}$  gehalten werden muß und sich möglichst nicht mehr als um  $\frac{1}{4}^{\circ}\text{C}$  ändern soll. Bei Reisen über 10 Tage Dauer wird die Temperatur noch etwas weiter erniedrigt, doch kann Kühlfleisch nicht länger als 35 Tage unterwegs sein. Schnelle Beförderung ist bei jeder Art Kühlladung, vor allem jedoch bei Kühlfleisch, erforderlich. Damit die Temperatur absolut gleichmäßig gehalten werden kann und damit keine Feuchtigkeit von außen eindringt, die sich an den Kühlrohren als Eis niederschlägt und ihre Wirkung beeinträchtigt, müssen die Räume luftdicht verschlossen werden. Das Kühlfleisch, das in Leinenbeutel eingenäht ist, wird an wagerechten Stangen im Schiffsraum so aufgehängt, daß sich die einzelnen Stücke nicht berühren und dem durchfließenden Luftstrom keinen Widerstand entgegensetzen. Die Solekühlrohre müssen im ganzen Raum gleichmäßig verteilt sein. Die Stangen, an denen das Fleisch hängt, dürfen nicht wärmeleitend mit dem Schiffskörper in Verbindung stehen. Die Kühlrohre müssen durch Holzwegerung verkleidet sein, damit das Fleisch nicht mit ihnen in Berührung kommt. Bei der Verladung muß für peinlichste Sauberkeit Sorge getragen werden.

Schiffe für gemischte Kühlladungen sind in den verschiedenen Räumen so eingerichtet, daß alle in Frage kommenden Ladungen in der erforderlichen Weise behandelt und bei richtiger Temperatur transportiert werden können. Die einzelnen Räume sind gut gegeneinander zu isolieren. Maßgebend für die Größe der Kühlmachine ist auf solchen Schiffen die niedrigste Temperatur, die in Frage kommt.

Neuerdings wird der Versuch gemacht, auch auf Fischdampfern Kühlanlagen einzubauen. Die gefangenen Fische werden in Gefrierräumen in Salzlake (die flüssig bleibt, aber nicht in den Fisch eindringt) zum Gefrieren gebracht, dann abgespült und in gefrorenem Zustande im gekühlten Laderaum aufbewahrt (Ottesen-Verfahren).

Über Kühlanlagen und Isolierungen von Kühlräumen ist infolge der Entwicklung des Kühltransportes eine sehr umfangreiche Literatur erschienen<sup>1)</sup>.

#### Heizung.

S. a. B. Kriegsschiffe, S. 705.

Für Auswandererschiffe siehe § 12 der Vorschr., S. 949 und für Mannschaftsräume unter 10, S. 946.

Ofenheizung auf Segelschiffen und in den Mannschaftsräumen kleinerer Dampfer.

Auf Dampf- und Motorschiffen Dampfheizung (auf letzteren von besonderem Hilfskessel gespeist).

Auf Luxusschiffen kommt für besonders wertvoll ausgestattete Kammern elektrische Ofenheizung vor.

Luftheizung durch Thermostanks kommt bisweilen noch in Betracht.

<sup>1)</sup> Gordon: The Stowage of Refrigerated Cargo on Board Vessels (Vortrag auf dem 4. Internationalen Kongreß über Kühlung in London, Juni 1924). — Llewellyn Williams: The Design and Construction of Refrigerated Ships (Vortrag vor der Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York 1924). — Woods: Special Methods of Construction of Ships and Refrigeration Appliances for Vessels Employed on long Voyages (Vortrag auf dem 4. Internationalen Kongreß über Kühlung in London, Juni 1924). — Mötting: Frachtdampfer „Schwabens“ des Norddeutschen Lloyd, insbesondere dessen neue Ladekühlraum-Isolierung. Schiffbau 20. Okt. 1926.

Temperaturen: bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Außentemperatur muß durch Heizung dauernd gehalten werden können:

in Wohnräumen der Besatzung, in Bädern und Hospitälern	+ $20^{\circ}\text{C}$ ,
„ „ „ Mannschaft	+ $15^{\circ}\text{C}$ ,
„ „ „ Fahrgäste	+ $15^{\circ}\text{C}$ ,
„ Vorräumen und Räumen der III. u. IV. Klasse	+ $10^{\circ}\text{C}$ .

Als Heizkörper kommen für Dampfheizung liegende Kupferrohrstränge, Rippenheizkörper und Radiatoren vor.

Für die Größenbemessung der Thermo tanks ist außer einem vorgeschriebenen Luftwechsel die Bedingung maßgebend, daß bei  $25^{\circ}$  Temperatur der Einblaseluft und  $-10^{\circ}$  Außentemperatur die Temperatur des Raumes auf der etwa obigen Zahlen entsprechenden Höhe gehalten werden kann.

#### Beleuchtung.

Zu beachten § 10 der Auswanderer-Vorschriften S. 949 im Anhang.  
Tageslicht durch Seitenfenster und Oberlichter.

#### Runde Schiffsseitenfenster

mit Blende und Einlegedeckel nach den vom Handelsschiff-Normenausschuß aufgestellten Normen siehe Tabelle S. 678.

Seitenfenster Patent Utley <sup>1)</sup>	254 mm lichte Glasdurchsicht	= 70,5 kg,
„ „ „ „	305 „ „ „	= 84,0 kg,
„ „ „ (rundes Pivot-)	380 „ „ „	= etwa 50 kg,
1 viereckiges Salonfenster	516 • 366 mm lichte Glasdurchsicht	= 75 kg,
1 „ „	(rahmenlose Schiebeglasscheibe) 600 • 760 mm	= etwa 95 kg,
1 „ „ Süllfenster	230 • 380 mm	= etwa 22 kg,
1 „ „ „	250 • 508 mm	= etwa 32 kg.

Vorschriften des internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See.

#### Artikel XVI.

##### Öffnungen in der Schiffsseite.

1. a) Unterhalb eines Decks, dessen Unterkante an dem tiefsten Punkte an der Seite weniger als 2,13 m (7 engl. Fuß) über der Tiefellinie liegt, dürfen nur feste Seitenfenster angebracht sein.

b) Indessen können Seitenfenster, die zum Öffnen eingerichtet sind, in den im vorigen Absatz a) bezeichneten Zwischendecks angebracht werden, wenn sie den folgenden Bedingungen entsprechen:

Diese Seitenfenster müssen vor Antritt der Reise mit einem Schlüssel wasserdicht geschlossen werden und so eingerichtet sein, daß es für jedermann praktisch unmöglich ist, sie ohne Genehmigung des Kapitäns zu öffnen.

c) Die Seitenfenster, die sich in den im vorstehenden Absatz a) erwähnten Zwischendecks angebracht finden, müssen mit wirksamen Metalldeckeln versehen sein.

d) Die unterste Reihe derjenigen Seitenfenster, die während der Fahrt geöffnet werden dürfen, ist in den betreffenden Decks möglichst hoch anzuordnen.

2. Seitenfenster, die zum Öffnen eingerichtet sind, können über dem im Absatz 1a dieses Artikels bezeichneten Deck angebracht werden, ausgenommen in den Räumen, die ausschließlich der Beförderung von Ladung oder Kohlen dienen.

3. In den Räumen, die ausschließlich der Beförderung von Ladung oder Kohlen dienen, dürfen keine Seitenfenster angebracht sein.

4. Alle Seitenfenster, die während der Reise nicht zugänglich sind, müssen mit wirksamen Metalldeckeln verschlossen sein, und Fenster und Deckel müssen während der Fahrt geschlossen gehalten werden.

5. Seitenfenster mit selbsttätiger Lüftung dürfen in der Schiffsseite unterhalb der Tauchgrenze nicht angebracht werden.

#### Künstliche Beleuchtung.

Petroleumbeleuchtung auf Segelschiffen und kleinen Dampfern und als Notbeleuchtung. Notbeleuchtung in den Besatzungswohnräumen, in Verkehrs- und Betriebsräumen Petroleumlampen, in den Kammern der Fahrgäste Kerzenleuchter.

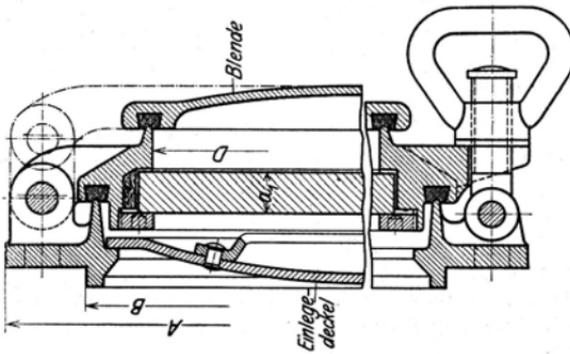
<sup>1)</sup> Abb. s. Dt. Schiffbau 1908, S. 216.

Runde Schiffseitenfenster<sup>1)</sup>.

Lichter Durchmesser $D$	Ausführung	Flanschdurchmesser $A$	Äußerer Durchmesser des Versatzringes $B$	Glasstärke $a_1$	Gewichte in kg					
					I		II		III	
					Stahlguß	Messing	Stahlguß	Messing	Stahlguß	Messing
150	L	290	215	15	9	10	12	13	14	15
175	L	315	240	15	10	11	15	16	17	18
	M	320	240	20	14	15	20	21	22	23
200	S	320	240	25	16	17	23	25	26	28
	L	340	265	15	12	13	18	19	20	21
250	S	345	265	20	17	19	24	26	27	29
	L	345	265	25	19	21	27	29	30	32
300	L	390	315	15	15	17	22	23	25	26
	M	395	315	20	21	23	29	31	33	35
350	S	395	315	25/30	23/24	25/26	32/33	34/35	36/37	38/39
	L	440	365	15	18	20	27	29	32	34
400	M	445	365	20	24	26	35	38	40	43
	S	445	365	25/30	29/30	31/33	40/41	42/44	45/46	48/49
450	L	490	415	15/20	21/22	22/24	31/32	33/35	36/38	38/40
	M	495	415	20/25	28/30	30/32	40/42	43/45	46/48	49/51
450	S	495	415	30	35	37	47	50	55	58
	L	540	465	15/20	28/31	30/33	45/47	48/50	52/55	55/58
450	M	545	465	20/25	34/35	36/38	51/53	55/57	61/62	64/66
	S	545	465	30	42	45	59	62	69	73
450	L	590	515	15/20	32/34	34/36	52/54	55/57	62/64	66/68
	M	595	515	20/25	39/42	42/45	60/63	64/67	72/75	76/79
450	S	595	515	30	47	50	67	71	80	84

Kennzeichen für die Ausführung:

- L = leichte Ausführung,
- M = mittlere Ausführung,
- S = schwere Ausführung,
- I = Fenster ohne Blende, ohne Einlegedeckel,
- II = Fenster mit Blende, ohne Einlegedeckel,
- III = Fenster mit Blende, mit Einlegedeckel.



Glasbefestigung durch Einschraubring oder Vorschraubring.  
Baustoff: Stahlguß oder Messing.

Abb. 556.

<sup>1)</sup> Nach den vom Handelsschiff-Normen-Ausschuß (H.N.A.) aufgestellten Normen; zu beziehen unter Blatt-Nr. Fe. 1 bis 15.

Elektrische Beleuchtung siehe die Vorschriften des Germ. Lloyd über elektrische Anlagen. In den Räumen Glühlampen; für Lösch- und Ladezwecke bisweilen Bogenlicht<sup>1)</sup>).

Die Verlegung der Leitungen erfolgt bei Handelsschiffen einpolig; bei Öltankschiffen ist die ganze Leitungsanlage doppelpolig auszuführen, und Bogenlampen dürfen weder innerhalb des Schiffes noch auf Deck verwendet werden.

Für große Personenschiffe ist eine elektrische Notbeleuchtungszentrale mit Ölmotorantrieb auf einem der oberen Decks vorgesehen.

#### Wirtschaftseinrichtungen.

##### *Kochherde und Backöfen.*

Dampfkochherde müssen hinter dem Reduzierventil ein Sicherheitsventil haben, welches Dampf von höherer Spannung, als die Töpfe vertragen können, entweichen läßt.

Durch geeignete Anordnungen ist eine Verstellung oder Erhöhung der Belastung der Ventile durch Unberufene zu verhüten<sup>2)</sup>).

Die ungefähren Maße und Gewichte von Kochherden, Bratherden und Backöfen enthalten die Tabelle auf S. 678 und folgende Tabelle.

#### Schiffsherde (HNA Kü 1 bis 26).

Personenzahl etwa	Abmessungen der Herdplatte		Anzahl der			Gewicht kg
	Länge mm	Breite mm	Kochlöcher	Feuerungen	Bratöfen	
bis 15	1200	650	3	1	1	410
16— 25	1220	800	1	1	1	530
20— 35	1290	800	1	1	1	530
25— 40	1590	800	1	2	2	665
30— 50	1590	800	2	1	1	710
45— 70	2050	800	2	2	2	990
30— 50	1385	1000	1	1	1	1100
50— 90	2000	1000	1	1	2	1570
90—150	2560	1000	2	2	2	2050
120—180	3180	1000	2	2	3	2650
150—200	3740	1000	3	3	3	2900
200—300	4920	1000	4	4	4	3750

#### Dampfkochkessel (HNA Kü 61 bis 71).

Inhalt l	Runde		Mit Außen- u. Innenkessel	Viereckige				
	für mittelbare Heizung			für mittelbare Heizung			mit Außen- und Innenkessel	
	größter Durchmesser mm	Gewicht kg	größter Durchmesser mm	Frontlänge mm	größte Tiefe mm	Gewicht kg	Frontlänge mm	größte Tiefe mm
100	740	450	740	550	830	550	550	830
150	840	520	840	—	—	—	—	—
200	940	595	940	700	980	650	700	980
250	1050	680	1050	—	—	—	—	—
300	1090	770	1090	800	1080	900	800	1080
400	1090	820	1090	800	1230	1100	800	1230

<sup>1)</sup> Siehe Dt. Schiffbau 1908, S. 199.

<sup>2)</sup> Anl. VI zu den Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft, Ausgabe 1925.

## Einrichtungen für Bäder, Waschräume, Aborte.

Für Auswandererschiffe sind zu beachten die gesetzlichen Vorschriften § 19 und 20 im Anhang, S. 950, für die Schiffsmannschaft die gesetzl. Vorschriften § 3 bis 13 Anhang, S. 947 u. 948.

Bei Schiffen für das Ausland und zur Beförderung von ausländischen Auswanderern sind die Vorschriften der betr. Länder zu berücksichtigen.

Badewannen: Fayence 1800 • 650 mm wiegt etwa 300 bis 350 kg,  
 Gußeisen — emailliert 1700 • 650 mm wiegt etwa 150 kg,  
 „ — „ kleinere und einfache 100 bis 120 kg.

Abortbecken für Fahrgäste (380 • 280 mm) mit Spüleinrichtung und allem Zubehör wiegt etwa 40 kg.

Trichterklosetts: 350 bis 380 mm oberer Dmr., Platzbreite 600 bis 800 mm, Platztiefe 900 mm.

Gewicht: Mittelstutzen 44 kg  
 Zwischenstück 43 „  
 Endstück 30 „  
 Tonbecken 15 „

Urinbecken: Fayence 8—10 kg  
 Automat. Spülkasten 18 „  
 Gußeisen-Becken 7 „  
 Gußeis. Rinne (1 m lg.) 26 „  
 Gußeis. Ausguß 10—14 „

Patentwaschtisch wiegt vollständig etwa 50 kg.

## Sonstige Einrichtungen.

1. Luken, Niedergänge, Treppen und Fallreeps.

Zu beachten § 9 der Auswanderer-Vorschrift S. 949 im Anhang und die Unfall-Verhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft.

Als Grundsatz für die Wahl einer guten Treppensteigung für Schiffstreppen kann gelten: Auftritt + 2mal Stufenhöhe gleich 600 bis 640 mm, wobei die untere Grenzzahl für bequeme Haupttreppen (Salontreppen) gilt.

Im allgemeinen: Treppenstufenhöhe  $\approx$  230 mm (obere Grenze) Steigung  $\approx$  1,35 m/1,0 m.

Stufenentfernung bei Raumleitern  $\approx$  400 mm.

2. Tische und Bänke siehe die gesetzlichen Vorschriften für Mannschaft unter 11., S. 947, für Auswanderer § 14, S. 950.

3. Frischwasserversorgung siehe unter Einrichtungen für Wasser, S. 813.

4. Desinfektion siehe S. 814.

5. Feuerlöschrichtung siehe S. 812.

## B. Kriegsschiffe.

## I. Gewichte von Besatzung und Ausrüstung.

(Den Angaben sind die Verhältnisse in der deutschen Kriegsmarine zugrundegelegt.)

Die Besatzungsstärke ist abhängig von Zahl und Art der Waffen, Maschinen, Kessel, Feuerung und der Bereitschaft.

Körpergewicht von Erwachsenen (Offizieren und Mannschaften) 75 kg. Effekten (Kleider, Wäsche, Habseligkeiten usw.):

	Inlandschiffe kg	Auslandschiffe kg
Kommandant . . . . .	425	3000
Offizier . . . . .	230	300
Deckoffizier . . . . .	150	250
Fähnrich . . . . .	90	150
Mann der Besatzung . . . . .	35	60

## Gewichte der Inventarien.

Titel	Gegenstände	Linien-	Panzer-	Kleiner	Kanon-
		schiff	kreuzer	Kreuzer	boot
		Schiffsgewicht 25 000 t	Schiffsgewicht 27 000 t	Schiffsgewicht 5600 t	Schiffsgewicht 1200 t
		kg	kg	kg	kg
I	Bootsmannsinventar:				
	Anker und Zubehör . . . . .	28 000	29 000	14 000	4 600
	Ankerketten und Zubehör . . . . .	70 000	68 500	30 000	12 600
	Trossen und Leinen . . . . .	9 300	9 600	5 000	2 300
	Blöcke . . . . .	1 200	1 000	200	180
	Segel, Bezüge, Persenninge, Vorhänge usw. . . . .	5 000	6 500	700	2 970
	Arbeitsgerät für Bootsmann . . . . .	180	200	100	100
	Verschiedene Gegenstände . . . . .	3 620	3 900	2 000	1 050
		117 300	118 700	52 000	23 800
II	Navigationsinventar:				
	Instrumente . . . . .	3 300	3 600	2 900	1 000
	Verschiedene Gegenstände . . . . .	1 750	1 300	400	1 200
	Bücher . . . . .	25	25	20	70
	Flaggen und Wimpel . . . . .	955	1 175	90	380
		6 030	6 100	3 410	2 650
III	Zimmermannsinventar:				
	Rundhölzer und Zubehör. . . . .	200	460	280	100
	Handwerkszeug für Zimmermann und Maler. . . . .	980	1 020	800	550
	Verschiedene Gegenstände . . . . .	11 300	15 240	3 000	2 300
	Pumpenzubehör . . . . .	2 000	2 500	1 000	800
	Boote mit Inventar . . . . .	43 490	42 880	17 000	9 750
		57 970	62 100	22 080	13 500
IV	Verwalterinventar:				
	Botteliergerät . . . . .	6 800	9 600	3 700	3 050
	Hellegattgerät . . . . .				
	Küchengerät . . . . .				
	Tischgerät für Mannschaft . . . . .				
	Verschiedenes . . . . .	27 100	31 100	12 000	4 100
	Waschgeschirr . . . . .				
	Bettzeug, Gardinen . . . . .				
	Möbelbezüge . . . . .				
	Reinigungsgeschirr . . . . .	4 100	4 400	2 900	3 300
	Möbelausstattung für Kammern . . . . .				
	Möbelausstattung für Lazarett und Apotheke. . . . .				
		38 000	45 100	18 600	10 450
	Gesamtsumme . . . . .	219 300	232 000	96 090	50 400
	In Hundertstel des Schiffsgewichts . . . . .	0,88	0,86	1,72	4,20

Montierungen für die Mannschaft 3,9 kg auf jeden Mann.

Proviand und Trinkwasser: Messvorräte für 1 Woche:

Geschwaderchef. . . . .	175	kg
Kommandant. . . . .	105	„
Offizier und Deckoffizier. . . . .	35	„
Schiffsproviand je Kopf und Woche. . . . .	12	„
Bottlereivorräte „ „ „ „ . . . . .	2	„
Trinkwasser „ „ „ „ . . . . .	70	l

Die Ausrüstungsdauer beträgt für Inlandschiffe 6 Wochen, für Auslandschiffe 8 Wochen.

Der Trinkwasservorrat wird für 1 Woche vorgesehen.

Unterteilung des Schiffsproviands auf einzelne Lasten:

Für 100 Mann und 1 Woche:

	Gewicht kg	Raum m <sup>3</sup>	Gegenstände
Fleischlast . . . . .	380	1,0	Fleisch, Fisch, Sauerkraut, Butter, Talg
Brotlast . . . . .	250	0,7	Brot und Mehl
Trockenlast . . . . .	380	1,5	Trockenes Gemüse, Kaffee, Zucker, Tee
Spirituslast . . . . .	60	0,05	Spirituosen, Branntwein, Rum, Essig

Waschwasser. 70 l je Kopf und Woche. Der Waschwasservorrat wird für 1 Woche vorgesehen.

Speisewasser. Als normaler Speisewasservorrat wird vorgesehen: halbe Füllung aller Kessel (zulässige Füllung des Vorratsraumes) + 1 t für je 1000 PS; (halbe zulässige Füllung des Verbrauchsraumes).

Allgemeine Inventarien. Das Inventar für die Ausrüstung umfaßt alle Gebrauchsgegenstände und wird unterteilt in Bootsmanns-, Navigations-, Zimmermanns- und Verwalterinventar. Das Inventar für die Haupt- und Hilfsmaschinen, Artillerie- und Torpedobewaffnung gehört nicht unter obigen Sammelbegriff Inventar und wird gewichtsmäßig nicht unter Ausrüstung, sondern zu den Gruppen: Schiffskörper, Maschinenanlage, Artillerie- und Torpedobewaffnung gerechnet. Die Zugehörigkeit der einzelnen Gebrauchsgegenstände zu den vier Gruppen, sowie deren Gewichte ergibt die Tafel S. 681.

Takelung. Die Takelung umfaßt alles Hanf- und Stahldrahttauwerk, stehendes und laufendes Gut der Masten, Backspieren, Ladebäume, Kohlenübernahme-, Anker-, Boots-, Steuer-, Signal- und Schutzsegeleinrichtungen.

Material. Das Material umfaßt alle Verbrauchsstoffe für die laufende Unterhaltung des Schiffes und dessen Inventar, wie Öle, Fette, Farben, Tauwerk, Glas, Gummi, Metallwaren, Wischbaumwolle, Werg, elektrotechnische Materialien, Nutzholz. Von denjenigen Materialien, die nicht zuviel Platz beanspruchen, wird der ganze Jahresetat an Bord genommen, von den übrigen eine bestimmte Ausrüstungsmenge.

Das Gesamtgewicht der Besatzung und Ausrüstung, das bei den einzelnen Schiffsklassen im Konstruktionsgewicht aufzunehmen ist, ergibt die Tabelle nächste Seite oben.

## Gewichte der Besatzung und Ausrüstung von Kriegsschiffen.

	Linien- schiff Schiffsgewicht 25 000 t t	vH des Schiffsgewichts	Panzerkreuzer Schiffsgewicht 27 000 t t	vH des Schiffsgewichts	Kleiner Kreuzer Schiffsgewicht 5600 t t	vH des Schiffsgewichts	Kanonboot Schiffsgewicht 1200 t t	vH des Schiffsgewichts	
1	Kopfzahl . . . . .	(1095)	—	(1116)	—	(536)	—	(148)	—
	Besatzung mit Effekten . . . . .	134,0	0,54	136	0,50	66,0	1,18	29,0	2,42
2	Proviand und Trinkwasser . . . . .	187,0	0,75	188	0,70	92,0	1,64	39,0	3,25
3	Speise und Waschwasser . . . . .	172,0	0,69	259	0,96	120,0	2,14	18,0	1,50
4	Wasser in den Rohren . . . . .	15,0	0,06	15	0,06	6,0	0,11	1,0	0,08
5	Allgemeines Inventar . . . . .	219,3	0,88	232	0,86	96,0	1,72	50,4	4,20
6	Takelung . . . . .	26,0	0,10	26	0,10	15,0	0,27	6,0	0,50
7	Material . . . . .	80,0	0,32	85	0,32	65,0	1,16	24,5	2,04

## 2. Unterbringung der Besatzung und Ausrüstung.

(Siehe Dick und Kretschmer, Handbuch der Seemannschaft, S. 263 ff.)

Für Kriegsschiffe besteht bei keiner Großmacht ein Gesetz, welches das Raummaß für den einzelnen Mann vorschreibt; hier richtet sich die Unterbringung lediglich nach den militärischen Rücksichten und den Raumverhältnissen des Schiffes. Gute Wohnlichkeit ist eine Bedingung zum Frischhalten der Mannschaft.

Die Besatzung wird getrennt in Offiziere, Deckoffiziere, Unteroffiziere und Mannschaften. Offiziere und Deckoffiziere sind Kammerbewohner, Unteroffiziere und Mannschaften Hängemattschläfer. Diese vier Klassen werden zu drei Gruppen zusammengefaßt: 1. Offiziere, 2. Deckoffiziere, 3. Unteroffiziere und Mannschaften, die getrennt unterzubringen und zu verpflegen sind. Hierzu treten noch die Fähnriche, Ingenieur aspiranten und Applikanten, von denen die Aspiranten Kammern erhalten, die übrigen in Hängematten schlafen. Die Fähnriche und Aspiranten werden für sich verpflegt oder nehmen an der Verpflegung der Offiziere bzw. Deckoffiziere teil, während die Applikanten die gleiche Verpflegung wie die Unteroffiziere und Mannschaften erhalten.

Die Kammerbewohner sollen nach dem Dienstgrad getrennt untergebracht werden. Die Güte der Unterbringung und des Raumbedarfs richtet sich nach dem Dienstrang und dem Alter. Die Güte der Unterbringung wird an Bord dadurch bestimmt, wie die Kammern durch Tageslicht erhellt werden können, wie hoch sie über Wasser liegen und wie sie durch Geräusche beeinflußt werden.

Von den Hängemattschläfern ist das seemännische und technische Personal getrennt unterzubringen. Die Unteroffiziere jeder Gruppe sollen nach Möglichkeit zur Aufrechterhaltung der Disziplin für sich untergebracht werden. Als Mannschaftsräume kommen zunächst die über der Wasserlinie liegenden Decks des Mittel- und Vorschiffs in Betracht, die Tageslicht und frische Luft erhalten können. Bei Platzmangel müssen jedoch auch ungünstiger gelegene Räume hinzugezogen werden.

Bei der Verteilung der Kammern, Lasten und sonstigen Einrichtungen ist auf klare, übersichtliche Decks und auf gute Verkehrswege zu achten. Für Proviantlasten im Unterschiß sind möglichst senkrecht übereinanderliegende Luken mit Rücksicht auf bequeme Förderung vorzusehen.

Weitere Einzelheiten über Kammern und Lasten enthalten die folgenden Tabellen:

Räume zur Unterbringung der Besatzung und Ausrüstung  
auf Kriegsschiffen.

Zweck und Bezeichnung der Räume	Zahl und Art der Räume	Ungefähre Größe der Räume		Bemerkungen
		Grundfläche m <sup>2</sup>	Raum- inhalt m <sup>3</sup>	
<b>A. Kammern.</b>				
<b>I. Wohnkammern.</b>				
a) Geschwader- oder Divisionschef	1 Empfangs- u. Speisezimmer, 1 Arbeitszimmer, 1 Schlafräum	Speisezimmer so groß, daß außer den etatsmäßigen Messemitgliedern noch eine Anzahl Gäste an der Tafel Platz nehmen können und daß gut bedient werden kann. Für jede Person an der Tafel 0,6 m Platz erforderlich		Räume getrennt von den übrigen Kammern mit besonderem Vorraum im Hinterschiff oder auf Oberdeck in Nähe der Brücke. Die einzelnen Räume zusammenliegend, so daß man ohne Benutzung des Vorraumes von einem Raum in den anderen gelangen kann. Auf großen Schiffen wird neben dem Kartenhaus auf der Kommandobrücke ein Raum mit Koje zum Ausruhen vorgesehen
b) Kommandant	Wie 1a	Wie 1a		Auf Flaggschiffen fällt das Speisezimmer für den Kommandanten fort
c) Chef des Stabes	1 Arbeitszimmer, 1 Schlafräum	Nach der Örtlichkeit		Nur auf Flaggschiffen mit Geschwaderstab
d) I. Offizier	1 Arbeitszimmer, 1 Schlafräum } sofern der I. Offizier Stabsoffizier ist, sonst 1 Kammer	Nach der Örtlichkeit, mindestens 3 • 3 m		
e) Offiziere (Navigations-, Artillerie-, Torpedo-, Wachoffiziere, Adjutant, Ärzte, Ingenieure, Zahlmeister)	Je 1 Kammer	Mindestens 2,5 m tief, 3 m breit		Ausstattung der Kammern: Bett 1,9 • 0,75 m mit 1 Matratze zum Umdrehen (Sofakoje), Kleiderspind 0,56 m tief, Wäschespind, Waschtisch oder Klappwaschtisch, Schreibtisch 1,2 • 0,6 m querschiffs, Kojen längsschiffs, nicht an Bordwand. Adjutant in Nähe des Kommandanten und der Schiffsschreibstube; Zahlmeister neben Schiffsschreibstube
f) Leutnants (für je 2 Leutnants)	1 Kammer	Wie 1e		Wie 1e. Doppelkoje, 2 Waschtische oder Klappwaschtische mit 2 Schüsseln. Auf jedem größerer Schiff 1 Reservekammer mit 2 Kojen
g) Geschwader- oder Divisionsstab (Flaggleutnant, Ingenieur, Zahlmeister, Prediger, Signaloffizier, Admiralstabsoffiz., Arzt, Kriegsgerichtsrat u. Sekretär)	Je 1 Kammer. Wenn der I. Admiralstabsoffizier Stabsoffizier hat, wie 1d	Wie 1e		Wie 1e. Flaggleutnant und Signaloffizier möglichst nahe der Kommandobrücke, Geschwadersekretär neben Geschwader-schreibstube

Zweck und Bezeichnung der Räume	Zahl und Art der Räume	Ungefähre Größe der Räume		Bemerkungen
		Grundfläche m <sup>2</sup>	Rauminhalt m <sup>3</sup>	
h) Deckoffiziere:				
α) ältester Obermaschinist, Feuerwerker, Steuermann, Bootsmann, Verwalter, Pumpenmeister, Wachtmeister, Meister	Je 1 Kammer		Wie 1e	Wie 1e. Bootsmann und Wachtmeister im Vorschiff in Nähe der Mannschaftsräume
β) die übrigen etatsmäßigen Deckoffiziere: für je 2 Deckoffiziere	1 Kammer		Nach der Örtlichkeit	Wie 1f
i) Köche und Kellner	1 Kammer, wenn mehr als 4 etatsmäßig, 2 Kammern		„	
<b>2. Messen.</b>				
a) Offiziere	1 Messe		Tischplätze für die etatsmäßige Anzahl der Messemitglieder und 25 vH Zuschlag, so daß noch eine Anzahl Gäste an der Tafel Platz nehmen und daß gut bedient werden kann	Möglichst in der Nähe der zugehörigen Kammern
b) Deckoffiziere	„			
c) Fähnriche, Seekadetten	Je 1 Messe			
d) Ingenieurspiranten	1 Messe			
<b>3. Anrichten.</b>				
a) Geschwader- oder Divisionschef	1 Anrichte		Raum für 3 Personen	Neben oder in unmittelbarer Nähe der zugehörigen Messen mit Abwaschgelegenheit, Geschirrschrank, Tellerwärmer, Eisschrank
b) Kommandant	„		„ „ 2 „	
c) Offiziermesse	„		„ „ 4 „	
d) Deckoffiziermesse	„		„ „ 3 „	
e) Fähnrichmesse	„		„ „ 2 „	
f) Ingenieurspirantenmesse	„		„ „ 1 „	
<b>4. Mannschaftsräume.</b>				
			1 Hängemattschläfer 2 bis 2,2 m <sup>2</sup> Decksfläche. 5 vH Zuschlag für sämtliche Einrichtungen	Hängematten möglichst nur über der Wasserlinie, nicht in Räumen mit Wärmequellen. Hängemattabstand mindestens 0,45 m, Länge 3 bis 3,6 m zwischen den Aufhängepunkten. Möglichst nur eine Lage Hängematten, in jedem Hängemattsaum einen Längsgang freilassen. Tische und Banken möglichst querschiffs, 0,5 m Länge für jeden Mann, 1,4 m Breite für einen Backstisch mit 2 Banken. Für jede Backschaft ein Backsregal in Nähe der Back. Für jeden Mann ein Kleiderspind 0,45 • 0,66 m, 0,52 m tief. Für jeden Heizer ein Spind für schmutzige Wäsche 0,35 • 0,35 • 0,45 m in Nähe der Badekammern. Technisches und seemännisches Personal voneinander getrennt unterbringen, desgl. Unteroffiziere von Mannschaften

Zweck und Bezeichnung der Räume	Zahl und Art der Räume	Ungefähre Größe der Räume		Bemerkungen
		Grundfläche m <sup>2</sup>	Raum- inhalt m <sup>3</sup>	
<b>5. Küchen.</b>				
a) Geschwader- oder Divisionschef b) Kommandant c) Offiziere	Auf Flaggschiffen für a) und b) gemeinsam, auf anderen Schiffen für b) und c) gemeinsam Personenzahl etwa 15 bis 45	Mannschaftsküche für Besatzungsstärke und 5 vH Zuschlag		Küchen in hochgelegenen Decks, damit Gerüche abziehen. Mannschaftsküche gut zugänglich mit mehreren Ausgabestellen, damit Essenholer in Ketten vorbeigehen können. Mannschaftsküche erhält Dampfkochherde und Getränkeessel, die sonstigen Küchen Kohlenkochherde. Kochherde querschiffs. Platz für Hauklotz, Kohlenkasten, Fleischhackmaschine vorgesehen. Tür oder Decksfenster zum Durchbringen der Kessel für Dampfkochherde einrichten. Bei Anordnung der Küchen auf Hochführung der Rauchrohre der Kohlenkochherde nach den Schornsteinen der Kessel achten. Bäckerei in hochgelegenen Decks, damit Wärme abziehen kann. Auf großen Schiffen 2, auf kleinen 1 Backapparat mit elektrischem Betrieb. Platz für Backtrog, Teigknetmaschine und Gärschrank vorgesehen
d) Deckoffiziere e) Fähnriche und Ingenieur aspiranten	Auf großen Schiffen je 1 Küche, auf kleinen Kreuzern gemeinsam. Personenzahl 25 bis 45	Abmessungen eines Dampfkochherdes mit 3 Kesseln von je 700 l Inhalt: 3550 mm breit, 1250 mm tief, 1200 mm hoch. Abmessungen eines Kohlenkochherdes für 45 Personen: 1800 mm breit, 900 mm tief		
f) Mannschaften einschließl. Unteroffiziere	1 Mannschaftsküche. Auf Kanonen- und Torpedobooten nur 1 Küche für Offiziere und Mannschaften			
Bäckerei.	1 Bäckerei für Offiziere und Mannschaften gemeinsam	Abmessungen des Backapparates: 1200 mm breit, 1400 mm tief, 1900 mm hoch. Abmessungen der Teigknetmaschinen: 1300 mm breit, 2200 mm lang, 1500 mm hoch		
<b>6. Kantinen.</b>				
	Auf großen Schiffen 2, auf kleinen Kreuzern 1	Für je 100 Mann Besatzung 3 m <sup>2</sup> auf großen Schiffen, für je 100 Mann Besatzung 4 m <sup>2</sup> auf Kreuzern, für je 100 Mann Besatzung 5 m <sup>2</sup> auf Kanonenbooten		Zur Unterbringung und Verausgabung des Tagesvorrates und kleiner Bedürfnisse, möglichst inmitten der Mannschaftsräume, gut zugänglich
<b>7. Bäder, Waschräume</b>				
a) Geschwader-, Divisions- oder Flottillenchef b) Chef des Stabes c) Kommandant	Je 1 Wannenbad mit Wanne, Brause und Gegenstromapparat, im Anschluß an den Schlafraum	1 Wannenbad 1,5 • 2 m Grundfläche, 1 Brausebad 1,2 • 1,5 m Grundfläche. Größe der Badewannen mindestens 1,6 • 0,61 m oben. Durchmesser der Brausen 100 mm. Abstand der Brausen 500 mm. Durchmesser der Waschtüscheln 400 mm, Abstand der Waschtüscheln 650 mm		Bäder und Waschräume möglichst zusammen, um einfache Rohrleitungen zu erhalten. Heizbäder in Nähe der Heizraumgänge in den unteren Decks; eine Zugangs- und eine Abgangstür. Bäder und Brausen nach außen ganz abschotten. Zum Waschen und Brausen Anschluß an Süßwasserleitung, zum Baden an Seewasserleitung. In den Heizbädern $\frac{1}{3}$ der Brausen Anschluß an Süßwasserleitung, $\frac{2}{3}$ an Seewasserleitung
d) Mitglieder der Offiziermesse	Auf großen Schiffen 3, davon 1 bis 2 für Ingenieure, sonst 1 Wannenbad wie vor; auf großen Schiffen 2, sonst 1 Brausezelle			
e) Mitglieder d. Deckoffiziermesse	1 Wannenbad wie vor, 1 Brausezelle			

Zweck und Bezeichnung der Räume	Zahl und Art der Räume	Ungefähre Größe der Räume		Bemerkungen
		Grundfläche m <sup>2</sup>	Raum- inhalt m <sup>3</sup>	
f) Fähnriche und Seekadetten 1. Fähnriche	1 Waschraum mit je 1 Waschschüssel für jeden Fähnrich. 1 Brausezelle u. Mitbenutzung der Wannenküden für die Offiziere			
2. Seekadetten	1 Waschraum mit 1 Waschschüssel für je 2 Seekadetten und 1 Brause für je 6 Seekadetten			
g) Maschinen- und Heizerpersonal 1. Unteroffiziere	1 Waschraum mit Waschschüsseln für 1 Wache, auf je 4 Köpfe 1 Brause			
2. Heizer	Wie für Unteroffiziere. Bei Platzmangel mindestens für die halbe Wache je 1 Waschschüssel			
h) die übrige Besatzung	Mitbenutzung d. Badeeinrichtung für Maschinen- und Heizerpersonal. Außerdem in Unteroffizier- und Mannschaftsräumen eine Anzahl Waschschüsseln			
i) Lazarett	Auf großen Schiffen ein Wannenküden mit Brause, im Anschluß an das Lazarett. Auf kleinen Kreuzern eine tragbare Badewanne mit Deckel. Außerdem 1 bis 4 Waschschüsseln in besonderem Raum			
<b>8. Abortanlagen.</b>				
a) Geschwader- oder Divisionschef, Chef des Stabes, Kommandant	Je 1 Klosett, gewöhnlich in der Badekammer	Einzelklosetts 0,8 • 1,5 m Grundfläche. Pissoirbekken in einem Vorraum.		Abortanlagen möglichst hoch über Wasser, an der Bordwand, in Gruppen zusammengefaßt. Unteroffizieraborte v. Mannschaftsaborten trennen. Für jede Abortanlage zwei Türen. Spülung der Abortanlagen durch Seewasser. Fallrohre mit längsschiffschlagender Rückschlagklappe. Bei Klosetts, die weniger als 2m über KWL liegen, Doppelklappen im Fallrohr einbauen. Pumpklosetts, falls unter der KWL
b) Offiziere	Je 1 Klosett u. Pissoirbecken für je 10 Mitglieder der Messe	Mannschaftsklosetts 0,55 m Breite für jeden Klosettsitz; zwischen den Sitzreihen Gang von 1 m Breite.		
c) Deckoffiziere	Je 1 Klosett u. Pissoirbecken für je 15 Mitglieder der Messe	Abstand der Pissoirbecken 0,6 m, Grundfläche für jedes Pissoirbecken etwa 1 m <sup>2</sup>		
d) Fähnriche, Ingenieur aspiranten und Applikanten	Je 1 Klosett u. Pissoirbecken für je 15 Mitglieder der Messe			
e) Unteroffiziere	Je 1 Klosettsitz für je 25 Mann und je 1 Pissoirbecken f. 40 Mann			
f) Mannschaften	Je 1 Klosettsitz für je 40 Mann u. je 1 Pissoirbecken für 40 Mann			

Zweck und Bezeichnung der Räume	Zahl und Art der Räume	Ungefähre Größe der Räume		Bemerkungen
		Grundfläche m <sup>2</sup>	Raum- inhalt m <sup>3</sup>	
g) Lazarett	1 Klosett und Pissoir- becken in der Bade- kammer			
h) Sonstiges	Außerdem 1 Klosett u. Pissoir f. d. Wach- personal, in Nähe der Kommandobrücke			
<b>9. Wäschetrocken- räume.</b>	Nach der Örtlichkeit	Auf allen Schiffen 4 m <sup>2</sup> Bodenfläche für je 50 Mann Besatzung. Abstand der Leinen 200 mm		Trockenräume an d. wärm- sten Stellen im Schiff, um vorhandene Wärmequellen auszunutzen. Starke Hei- zung und Lüftung der Räume, Wegerung gegen die Rauchfänge, Wärme- schutz nach außen
<b>10. Räume für Krankenpflege.</b>				
a) Lazarett	Für 1,5 vH der Hänge- mattschläfer 1 Laza- rettkoje, jedoch nicht mehr als 14. Bei Aus- landschiffen für 2 vH 1 Koje. Linienschiffe und große Kreuzer 1 Operationsraum	Mindestgrundfläche für jede Schwingekoje 5 m <sup>2</sup> , Gang zwischen den Kojen 0,45 m. Operationsraum 12 m <sup>2</sup> , Operationstisch 1,9 · 0,52 m		Lazarett in den oberen Decks, hell und luftig. Ein- gangstür 1 m breit. Für jede Koje 1 Krankenspind, etwa so groß wie die Hei- zerspindel. Zwei Lazarett- spindel für Hilfsmittel zur Krankenpflege. Wand- schrank f. Geräte. Wasch- schüsseln. Klappsitze für nicht bettlägerige Kranke. Operationsraum durch Vor- hang vom Lazarett ge- trennt. Anschluß f. Steri- lisationsapparat. Wasser- kasten mit Waschbecken
b) Apotheke	Für Schiffe mit Be- satzung über 100 Mann	Grundfläche mindestens 2 · 3,5 m		Möglichst in Nähe des La- zaratts
c) Gefechtsverband- platz	Auf Linienschiffen und großen Kreuzern 2 Räume, sonst 1 Raum	Mindestens 6,5 · 4,25 m Grundfläche, außerdem ein Förderweg von 1,5 m Breite längsschiffs		Möglichst hinter Panzer- schutz u. falls 2 Verband- plätze, diese voneinander räumlich getrennt, vom übrigen Klarschiffsbetrieb abgeschlossen. Gute Zu- gänglichkeit von allen Stel- len des Schiffs, Zugangs- türen 800 mm breit, Luken 1100 · 800 mm groß. Was- serkasten mit Gegenstrom- apparat und Waschbecken mit Trink- und Wasch- wasserzuführung. Einrich- tung: Operationstisch, Ge- fechtsverbandspindel, Tische für Instrumente und Ver- bandmittel. Anschluß für Sterilisationsapparat
d) Lagerraum für Ver- wundete	Lagerstellen für $\frac{1}{10}$ der Besatzung	Bodenfläche für 1 Ver- wundeten etwa 2 · 0,75 m		In der Nähe der Gefechts- verbandplätze, von diesen gut zugänglich. Türbrei- ten 0,8 m, Luken für Ver- wundetentransport von den Gefechtsverbandplät- zen zu den Lagerräumen 1450 · 800 mm

Zweck und Bezeichnung der Räume	Zahl und Art der Räume	Ungefähre Größe der Räume		Bemerkungen
		Grundfläche m <sup>2</sup>	Rauminhalt m <sup>3</sup>	
<b>11. Schreibstuben.</b>				
a) Schiffsschreibstube	Auf großen Schiffen Platz zum Schreiben f. 6 bis 8 Personen, auf kleinen Kreuzern für 4 bis 5 Personen, Einrichtung für Postzwecke und Druckerei			
b) Geschwaderschreibstube	Platz zum Schreiben für 4 bis 5 Personen			Möglichst mit Tageslicht
c) Geheimschreibstube	Platz zum Schreiben für 3 Personen			
d) Maschinenschreibstube	Platz zum Schreiben für 3 Personen (davon 1 am Zeichentisch)			
e) Rollenschreibstube	Platz zum Schreiben für 2 Personen			
f) Artillerieschreibstube	Platz zum Schreiben für 2 Personen			
<b>12. Werkstätten, Arbeitsräume.</b>				
a) Büchsenmacherwerkstatt	1	Gr. Schiffe 5-8 Kl. Kreuzer 3-4	12-20 7-10	Für Büchsenmacherwerkstatt möglichst Tageslicht vorsehen. Auf kleinen Kreuzern genügt Arbeitsstelle
b) Artilleriewerkstatt	1	Gr. Schiffe 20-30 Kl. Kreuzer 3-4	50-70 7-10	
c) Maschinenwerkstatt	1	Gr. Schiffe 40-60 Kl. Kreuzer 10-15	100-150 22-35	
d) Elektrikerwerkstatt	1	Gr. Schiffe 10-15 Kl. Kreuzer 8-10	25-40 18-25	
e) Schmiedewerkstatt	1	Gr. Schiffe 20-25 Kl. Kreuzer 8-10	55-70 18-25	Für Schmiede große Deckshöhe zum Arbeiten mit Vorschlaghammer erforderlich. Für guten Rauchabzug sorgen
f) Dunkelkammer	1	2-3	5-7	Dunkelkammer nur auf großen Schiffen
g) Arbeitsstelle für Pumpenmeister	1	Arbeitstisch 1,2 bis 2 m lang		Arbeitsstelle für Pumpenmeister im Hellegatt
h) Barbierstube	1	10	25	Barbierstube nur auf großen Schiffen
<b>13. Arrestzellen.</b>	Für 300 Mann der Besatzung 1 Zelle, für 300 bis 500 Mann der Besatzung 2 Zellen, für je 200 Mann mehr 1 Zelle mehr, Höchstzahl: 6 Zellen	Grundfläche 1,9 · 1,4 m, Pritschenbreite 0,6 m		
<b>14. Raum für Messgerät.</b>	Raum für Reinigungsgeschirr, Raum für Musikinstrumente	Die Abmessungen der Räume sind der Örtlichkeit und der Größe des Schiffes anzupassen		

Zweck und Bezeichnung der Räume	Zahl und Art der Räume	Ungefähre Größe der Räume		Bemerkungen
		Grundfläche m <sup>2</sup>	Raum- inhalt m <sup>3</sup>	
<b>15. Funkspruchraum.</b>	1	Grundfläche 30 bis 40 m <sup>2</sup>		Lage des Raumes etwa unter der Antennenmitte, unter Panzerschutz, möglichst entfernt v. Räumen mit starken Geräusch- und Wärmequellen. Funkspruchraum durch schalldichte Wand i. Empfänger- u. Geberraum trennen. Für Einführung der Antennen Schacht von Funkspruchraum möglichst senkrecht bis 2 m über das oberste freie Deck führen
<b>B. Lasten.</b>				
<b>1. Montierungen.</b>				
a) Kleiderkammer	1	Gr. Schiffe 25 Kl. Kreuzer 11	65 22	Nicht in der Nähe von Heizräumen und Bunkern, gut zugänglich für die Ausgabe der Montierungen
b) Reservekleiderkammer, einschl. Raum f. Tropenzeug u. Kleidersäcke	1	Gr. Schiffe 15 Kl. Kreuzer 3	37 14	
<b>2. Proviant und Trinkwasser.</b>				
a) Admiralsvorräte	Weinlast } Zahl nach d. Proviant } Örtlichkeit	Gr. Schiffe 10 Kl. Kreuzer 20	15 25	Sämtliche Proviantlasten nicht in Nähe von Wärmequellen und gut erreichbar von den Verbrauchsstellen. Mindesthöhe 1,4 m
b) Kommandantenvorräte		Weinlast „ Proviant „	Gr. Schiffe 6 Kl. Kreuzer 4 Gr. Schiffe 20 Kl. Kreuzer 15	
c) Offiziersvorräte	Weinlast „ Proviant „	Gr. Schiffe 20 Kl. Kreuzer 9 Gr. Schiffe 35 Kl. Kreuzer 18	30 15 90 35	
d) Fähnrichsvorräte	Weinlast } Proviant }	Nur f. große Schiffe { 7 18	10 30	
e) Aspiranten- u. Applikantenvorräte	Proviant „	Gr. Schiffe 65	105	
f) Deckoffiziersvorräte		Kl. Kreuzer 30	65	
g) Bierlast	1	Gr. Schiffe 20	35	
h) Fleischlast	Nach der Örtlichkeit	Gr. Schiffe 65 Kl. Kreuzer 40	130 80	
i) Brotlast	„	Gr. Schiffe 70 Kl. Kreuzer 15	140 45	
k) Trockenlast	„	Gr. Schiffe 105 Kl. Kreuzer 30	210 60	
l) Raum f. Kartoffeln	„	Gr. Schiffe 32 Kl. Kreuzer 8	60 20	
m) Spirituslast	1	Gr. Schiffe 10 Kl. Kreuzer 5	20 10	
n) Kühlraum	1	Gr. Schiffe 29 Kl. Kreuzer 18	58 36	
o) Eislast	1	Gr. Schiffe 1,5 Kl. Kreuzer 1	3 2	
p) Kantinenvorräte	1	Gr. Schiffe 45 Kl. Kreuzer 10	110 25	
q) Raum für Mineralwasser und Limonadeapparat	1	Gr. Schiffe 3 Kl. Kreuzer —	7 —	

Zweck und Bezeichnung der Räume	Zahl und Art der Räume	Ungefähre Größe der Räume		Bemerkungen
		Grundfläche m <sup>2</sup>	Rauminhalt m <sup>3</sup>	
r) Raum für Tagesproviant und Brotausgabe Trinkwasserlast	1 Nach der Örtlichkeit	Gr. Schiffe 12 Kl. Kreuzer 2	20 5	Zellen nicht unmittelbar an Außenhaut. In den Mannschaftsräumen auf 300 Mann mindestens ein Filterbehälter, pro Kopf 1 l Inhalt. Kleine Behälter an den wichtigen Dienststellen (Maschinen, Kesselräume, Verbandplatz u. dgl.). Auf Tropenschiffen Wasserkühleinrichtungen
<b>3. Wasser.</b>				
a) Waschwasserlast	Nach der Örtlichkeit	70 l pro Kopf d. Besatzungs-etats (einschl. d. Personals d. Stabes der Flaggschiffe)		
b) Speisewasserlast, Verbrauchsraum	„	Bei Zellen im Doppelboden, die nur $\frac{3}{4}$ ihres Inhalts gefüllt werden dürfen, Kubikinhalt $\frac{4}{3} \cdot 2t$ pro 1000 PS, bei Zellen oberhalb des Doppelbodens, die ganz gefüllt werden, Kubikinhalt 0,8 vom obigen Wert		Unterbringung d. ungleichmäßig erzeugten u. verbrauchten Zusatzwassers f. d. laufenden Betrieb, sowie zur Vorprüfung des destillierten Wassers auf Salzgehalt. Zellen in der Nähe der Kessel, nicht unmittelbar an Außenhaut
c) Speisewasserlast, Vorratsraum		Bei Zellen im Doppelboden $\frac{4}{3}$ mal halbe Füllung aller Kessel bis zum niedrigsten Wasserstand, bei Zellen oberhalb des Doppelbodens 0,8 vom obigen Wert		Unterbringung des eisernen Bestandes zum Auffüllen der halben Kesselzahl
d) Reservespeisewasserlast	Nach der Örtlichkeit und den dafür verfügbaren Räumen			
<b>4. Bootsmannsinventar.</b>				
a) Bootsmannshellegatt	1	Gr. Schiffe 20 Kl. Kreuzer 7	50 17	Zur Unterbringung von Bootsmannsinventar, Material und Arbeitsgerät. Im Bootsmannshellegatt ein Wäschespind von 1 bis 1,5 m <sup>3</sup>
b) Ausgaberaum für Bootsmanns-Inv.	1	Gr. Schiffe 5 Kl. Kreuzer —	12 —	
c) Kettenkasten	Je 1 Kasten für die Ketten der Buganker und des Heckankers, sowie für die Reserveketten	Raum nach Größe der Ketten		
d) Taulast	2	Gr. Schiffe 40 Kl. Kreuzer 12	100 26	Zur Unterbringung von Kettenzubehör, Korkfendern, Taljen, Stroppen, Tauwerk
e) Segellast und Reservekojenzeug	1	Gr. Schiffe 35 Kl. Kreuzer 10	75 30	Zur Unterbringung von Schutzsegeln, Persennigen, Kojenzeug. Gleichzeitig Arbeitsraum für den Segelmacher
f) Räume für Regenzeug	Nach der Örtlichkeit	Gr. Schiffe 9 Kl. Kreuzer 6	18 15	

Zweck und Bezeichnung der Räume	Zahl und Art der Räume	Ungefähre Größe der Räume		Bemerkungen
		Grundfläche m <sup>2</sup>	Raum- inhalt m <sup>3</sup>	
<b>5. Navigationsinventar.</b>				
a) Steuermannshellegatt	1	Gr. Schiffe 30 Kl. Kreuzer 7	70 17	
b) Raum f. elektrische Lampen	1	Gr. Schiffe 10 Kl. Kreuzer 1,5	20 4	
<b>6. Zimmermannsinventar</b>				
a) Zimmermannshellegatt	1	Gr. Schiffe 30 Kl. Kreuzer 6	80 15	Zur Unterbringung von Zimmermannsinventar, Material und Arbeitsgerät, Botelliergerät, Küchengerät, Tischgerät, Waschggeschirr
b) Pumpenmeisterhellegatt	1	Gr. Schiffe 25 Kl. Kreuzer 6	60 15	Über Panzerdeck innerhalb der Zitadelle
c) Malerhellegatt	1	Gr. Schiffe 16 Kl. Kreuzer 4	30 10	
d) Raum f. Scheibematerial	1	Gr. Schiffe 12 Kl. Kreuzer 1,5	20 4	
<b>7. Verwalterinventar</b>				
a) Hängematträume	Nach der Örtlichkeit	Für je 10 Hängematten 1,2 bis 1,6 m <sup>3</sup>		Hängematträume möglichst nur über KWL, viele Ausgabestellen, auf je 100 Mann eine Ausgabeöffnung
b) Raum für Turn-, Fecht- und Zielgerät	„	Gr. Schiffe 8 Kl. Kreuzer 6	20 15	
c) Lazarethhellegatt	„	Gr. Schiffe 8 Kl. Kreuzer 5	16 13	Nach Möglichkeit 3 m lang zum Unterbringen der Tragbahre
<b>8. Artillerie-, Torpedo- und Mineninventar</b>				
a) Feuerwerkerhellegatt	1	Gr. Schiffe 25 Kl. Kreuzer 7,5	60 18,5	Zur Unterbringung der Artillerieinventarien, soweit sie nicht an den Geschützen oder in der Nähe derselben untergebracht sind
b) Artillerieausgaberaum	1	Gr. Schiffe 11 Kl. Kreuzer —	22 —	
c) Elektr.-art. Ausgaberaum	1	Gr. Schiffe 5 Kl. Kreuzer —	10 —	
d) Torpedohellegatt	1	Gr. Schiffe 9 Kl. Kreuzer 4	21 10	
e) Raum für Minengeräte	1	Gr. Schiffe 25 Kl. Kreuzer 4	50 10	
<b>9. Nautische Instrumente.</b>				
Instrumenten- und Kartenkammer		Gr. Schiffe 14 Kl. Kreuzer 9	28 18	
<b>10. Material.</b>				
a) Raum für Brennholz, gesackte Kohle, Koks, Kohlen säcke usw.	Nach der Örtlichkeit	Gr. Schiffe 85 Kl. Kreuzer 18	200 30	
b) Sandlast	1	Gr. Schiffe 20 Kl. Kreuzer 8	45 20	

Zweck und Bezeichnung der Räume	Zahl und Art der Räume	Ungefähre Größe der Räume		Bemerkungen
		Grundfläche m <sup>2</sup>	Raum- inhalt m <sup>3</sup>	
c) Maschinenöllasten	Nach der Örtlichkeit	Gr. Schiffe —	6	
		Kl. Kreuzer —	4	
d) Treiböllasten	„	Gr. Schiffe 14	30	
		Kl. Kreuzer —	15	
e) Raum für feuergefährliche Farben	1	Gr. Schiffe 16	25	
		Kl. Kreuzer 3	12	
f) Allgemeines Magazin	1	Gr. Schiffe 70	150	
		Kl. Kreuzer 15	40	
g) Maschinenvorräte	Nach der Örtlichkeit	Gr. Schiffe 90	200	
		Kl. Kreuzer 25	90	
h) Ausgaberaum für Maschinenvorräte	1	Gr. Schiffe 10	25	
		Kl. Kreuzer 5	12	
i) Ausgaberaum für Kesselvorräte	1	Gr. Schiffe 11	25	
		Kl. Kreuzer —	—	
k) Elektrikerhellegatt	1	Gr. Schiffe 15	30	
		Kl. Kreuzer 10	20	
l) Elektr. Maschinen- ausgaberaum	1	Gr. Schiffe 5	13	
		Kl. Kreuzer 3,5	7	
m) F.-T.-Hellegatt	1	Gr. Schiffe 6	15	
		Kl. Kreuzer 6	15	

### 3. Unterbringung des Brennstoffvorrates.

a) Kohlen. Stauraum für 1 t geschüttete Kohle 1,25 bis 1,3 m<sup>3</sup>, Stauraum für 1 t gesackte Kohle 1,7 m<sup>3</sup>. 1 m<sup>3</sup> Raum faßt 0,6 m<sup>3</sup> Kohle, so daß 0,4 m<sup>3</sup> Luft verbleiben. Der Bunkerinhalt ist nur bis zur Unterkaante der Deckbalken zu rechnen, wenn die Decke des Raumes annähernd wagerecht ist und die Balkenabstände weniger als 2 m betragen. Für alle Einbauten, Rohr- und Tunneldurchführungen, Ecken und Winkel sind entsprechende Abzüge zu machen. Bei Anordnung der Kohlenbunker ist zu beachten:

Lage der Bunker zu den Feuern,

Kohlenförderung in die Bunker und zu den Feuern,

Verwendung der Kohle zum Schutz gegen Geschosse und Sprengungen,

Trimmlage des Schiffes,

Einfluß der Bunker auf die Größe des Schiffes.

Über Kohlenförderung siehe S. 754.

Abmessungen der Bunker: Bunkertiefe (wagrecht gemessen) nicht kleiner als 0,9 m, neben Wärmequellen nicht größer als 3 m. Temperaturrohre sind in den Bunkern vorzusehen. Über Lüftung der Bunker siehe S. 694.

b) Heizöl. Zulässige Füllung der Ölzellen im Doppelboden 80 vH, im übrigen 90 vH.

Bei Anordnung der Ölzellen ist auf Schutz gegen Geschosse zu achten, daher Ölzellen nicht über Panzerdeck, wenn zugänglich, auch nicht in Doppelbodenzellen unter Kesselräumen unterbringen. Neben den Endschotten der Ölzellen sind Leerzellen anzuordnen. Jede Ölzelle muß ein Entlüftungrohr zum Entweichen und Nachströmen der Luft beim Füllen und Entleeren erhalten, das bis über das Oberdeck zu führen ist. Innerhalb der Ölzellen dürfen keine Flanschen von Rohrleitungen liegen, da Öl die Dichtung anfrißt. Einrichtungen zum Vorwärmen des Öls sind vorzusehen.

c) Treiböl. Der Treibölvorrat für Hilfsmaschinen ist an räumlich getrennten Stellen unterzubringen, damit nicht der gesamte Vorrat auf einmal verloren gehen kann.

#### 4. Besondere Einrichtungen für die Benutzung der Schiffsräume.

##### Lüftungseinrichtungen.

**1. Allgemeines.** Durch die weitgehende wasserdichte Unterteilung und durch die Anordnung des Panzerschutzes wird auf Kriegsschiffen die Lüfterneuerung der einzelnen Räume und die Wärmeabfuhr aus dem Schiff auf natürlichem Wege sehr erschwert oder unmöglich gemacht. Infolgedessen ist der Einbau einer umfangreichen Lüftungseinrichtung erforderlich, deren Durchführung auf erhebliche Schwierigkeiten stößt. Durch das hierzu nötige Kanalnetz ist die Durchbrechung wasserdichter Wandungen und gepanzerter Decks unvermeidlich und es sind besondere Vorkehrungen zu treffen, um diese Schwächungen der Wasserdichtigkeit und des Panzerschutzes, soweit zugänglich, aufzuheben. Bereits beim Schiffsentwurf sind die erforderlichen Zu- und Abluftschächte zu berücksichtigen und festzulegen.

Die Luftverschlechterung entsteht durch den Lebensvorgang der Besatzungsmannschaften, Wärmeausstrahlung, Kohlen-, Rauch-, Gase, Farben- und Öldunst, Kohlenstaub, durch das Hintzutreten verdorbener Luft aus Vorrätsräumen, Aborten u. dgl. Feuchte Luft infolge Dampfundichtigkeiten und hohem Feuchtigkeitsgehalt der Seeluft wirkt störend, da die Aufnahme der Ausdünstung der Menschen durch gesättigte Luft gering ist; Luftbewegung im Raum wirkt aufnahmefördernd.

**2. Lüftungsarten.** Zur Anwendung gelangen natürliche und künstliche Lüftung. Bei der ersteren wird der Luftwechsel durch die bewegende Kraft der Druck- und Temperaturunterschiede zwischen Innen- und Außenluft und des Windanfalls erzielt. Die Wirkung dieser Lüftungsart ist gering und daher deren Anwendung nur beschränkt. Auf größeren Schiffen kommt die natürliche Lüftung nur für kleine, untergeordnete Räume im Oberschiff zur Anwendung, während sie auf kleineren Schiffen und Torpedoboote weitgehender verwandt werden kann.

Bei der künstlichen Lüftung wird der Luftwechsel durch Aufwendung mechanischer Arbeit mittels Lüftungsmaschinen (Lüfter) erzielt, wobei jede erforderliche Wirkung erreichbar ist. Sie bildet daher die wichtigste Lüftungsart auf allen größeren Schiffen.

**3. Luftwechsel und Luftbedarf.** Die stündlich ab- oder zuzuführende Luftmenge richtet sich nach Lage und Zweck des Raumes; der Luftwechsel schwankt zwischen dem Vier- und dem Neunzigfachen. Zuluft erhalten alle größeren, wichtigen Räume und solche, in denen sich Menschen aufhalten, sowie Räume mit Maschinen, die Luft verbrauchen (Luftverdichter, Dieselmotoren) oder Kühlluft benötigen (Dynamos, Elektromotoren), Abluft alle Räume mit Wärmequellen und Luftverschlechterung, sowie Bunker zur Verhinderung von Kohlengasexplosionen. Der Anschluß eines Raumes an Zu- und Ablufteinrichtungen wird nötig, sofern ein Entweichen oder Nachströmen der Luft auf natürlichem Wege nicht zu erzielen ist.

An Zu- und Abluft angeschlossene Räume mit Wärmequellen oder mit Luftverschlechterung erhalten eine gegenüber der Zuluftmenge um 10 vH größere Abluftmenge, um ein Übertreten schlechter Luft in andere Räume zu vermeiden (Räume mit Unterdruck). Munitionskammern, Lasten brauchen nur zeitweise und gruppenweise nacheinander gelüftet zu werden. Erfahrungswerte für den Luftbedarf der wichtigsten Räume gibt die Tabelle S. 695.

**4. Entwurf der Lüftungsanlage.** Nach Eintragung der für die einzelnen Räume erforderlichen Ab- und Zuluftmengen in die Schiffspläne, ist die Lüftungsart, die Führung der Luftkanäle und die Zahl und Aufstellung der Lüfter festzulegen. Mit Ausnahme der Schiffsenden unter und über den Unterwasserpanzerdecks erhält jede Abteilung besondere Lüfter, um die Durchbrechung der Abteilungschotte zu vermeiden und um kurze Leitungen zu erhalten. Es sind möglichst gleichgroße Lüfter zu verwenden, damit die Zahl der Ersatzteile für die

**Zusammenstellung des stündlichen Luftbedarfs der  
Schiffsräume.**

Räume	Stündl. Luft- wechsel	Bemerkungen
<b>A. Räume mit Wärmequellen.</b>		
Hilfsmaschinen mit Dampf- oder Ölmotorantrieb	20—90	
Desgl. mit elektrischem Antrieb . . . . .	10—45	
Dampfrohrgänge . . . . .	60	
<b>B. Wohnräume.</b>		
Kajüten, Messen u. dgl. . . . .	10	} Stündliche Leistung (m <sup>3</sup> ) für jeden Kopf der Belegschaft
Mannschaftsräume . . . . .	20—50	
Wohnkammern . . . . .	30—50	
Lazarett . . . . .	75—100	
<b>C. Arbeitsräume.</b>		
Munitionsräume . . . . .	20	
Hellegatts, Magazine, Ruderräume, Werkstätten	4—20	
Zentralen, Mittelgänge . . . . .	30—60	
Gänge auf dem Panzerdeck über den Maschinen- räumen . . . . .	15	
Desgl. über den Kesselräumen . . . . .	30	
<b>D. Räume mit Quellen für Luftverschlech- terung.</b>		
Aborte, Bäder . . . . .	12—20	} Möglichst besondere Lüfter für Aborte
Anrichten, Küchen, Bäckerei . . . . .	6—20	
Taulasten, Segel und Vorratsräume . . . . .	6—10	
<b>E. Räume für besondere Zwecke.</b>		
Gefechtsverbandsplätze . . . . .	20	} Erhalten nach Möglichkeit be- sondere Lüfter
Wäschereianlagen . . . . .	30	
Wäschetrocknräume . . . . .	—	} Besondere Bestimmungen Lüfter für Bewegung der Kühlluft für 60fachen Luftwechsel
Fleischkühlräume . . . . .	4	
Kasematten, Funkräume . . . . .	30	
Akkumulatorenräume . . . . .	—	
Schaltanlagen . . . . .	20	} Besondere Bestimmungen
<b>F. Räume ohne besondere Lüftung.</b>		
Kohlenbunker . . . . .	4	} Für Linienschiffe künstliche Ab- luft durch Anschluß an Schiffs- raumlüfter. Natürliche Zuluft durch Peil-, Luft- und Tempera- turrohre. Für Kreuzer Lüftung durch Kohlenlöcher und Schütten nach den freien Decks Zuluft durch Anschluß an die tragbaren Lüfter. Abluft durch die Entlüftungsrohre Lüftung durch die tragbaren Lüfter nach Bedarf
Heizöllasten . . . . .	—	
Doppelboden, Doppelwand, Wallgang usw. . . . .	—	

Motoren beschränkt und diese gegenseitig austauschbar sind. Die Lüfter sollen möglichst in der Mitte des Kanalnetzes liegen, um kleine Leitungswiderstände zu erhalten, und soweit zugänglich, gegen Geschoß- und Splitterwirkung geschützt zu sein.

**5. Berechnung des Leitungsnetzes<sup>1)</sup>.** Unter Zugrundelegung der Ausblasegeschwindigkeit des Lüfters und der Aus- oder Eintrittsgeschwindigkeit an den Netzenden sind die Luftgeschwindigkeiten  $v$  im Netz vorläufig anzunehmen, unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Unterbringungsmöglichkeit der Kanäle im Schiff.

<sup>1)</sup> Über Berechnung des Leitungsnetzes siehe auch Simpson: The Naval Constructor, S. 548 ff.

Luftgeschwindigkeit in Schächten bis 20 m/sek, in Kanälen bis 30 m/sek. Luftaustrittsgeschwindigkeit für Wohnräume höchstens bis 10 m, um Zugbelastungen zu vermeiden. Die Geschwindigkeit fällt mit der Entfernung vom Lüfter und mit abnehmender Durchflußmenge. Hierbei erfolgt Energieumsetzung von Geschwindigkeit in Druck oder umgekehrt, unter Berücksichtigung der Umsetzungsverluste  $h_u$  (siehe unter 5 b,  $\gamma$ ).

Die Gesamtdruckhöhe (Pressung) der Hauptleitung (ungünstigster Strang) ist mit den angenommenen Geschwindigkeiten zu berechnen und gegebenenfalls die Rechnung mit geänderten Geschwindigkeiten zu wiederholen, bis sich brauchbare Werte für Gesamtpressung und Querschnitte ergeben. Erfolgt die ergänzende Luftzu- oder -abfuhr durch einen Schacht von oder nach der Außenluft, so ist der Widerstand desselben mit in Rechnung zu setzen.

Zweigleitungen sind so zu bemessen, daß die Gesamtdruckhöhe der Zweigleitung gleich der des Hauptkanals an der Zweigstelle ist, nur dann tritt richtige Verteilung der Luft ein.

#### a) Berechnung der Querschnitte.

Die Querschnitte  $f$  in  $m^2$  berechnen sich aus der Durchflußmenge  $Q$  in  $m^3/st$  und der Luftgeschwindigkeit  $v$  in m/sek zu

$$f = \frac{Q}{v \cdot 3600}.$$

#### b) Berechnung der Gesamtdruckhöhe (Pressung).

##### $\alpha$ ) Geschwindigkeitshöhe $h_v$ (dynamischer Druck).

Jede Luftgeschwindigkeit  $v$  (m/sek) entspricht einem Aufwand an Druckhöhe zur Erzeugung der Luftbewegung im widerstandslos gedachten Kanal von

$$h_v = \gamma \cdot \frac{v^2}{2g} \approx \left(\frac{v}{4}\right)^2 \text{ (mm W.S.)}.$$

$\gamma = 1,293$  = Raumbgewicht der Luft,  $g = 9,81$  = Erdbeschleunigung.

$$\text{Geschwindigkeitshöhen } h_v = \gamma \frac{v^2}{2g}$$

für trockene Luft und  $0^\circ$  bei 760 mm Barometerstand:

$v = 4$	5	6	7	8	9	10	11	12	13	m/sek
$h_v = 1$	1,6	2,4	3,2	4,2	5,3	6,6	8	9,5	11,1	mm W.S.
(abgerundet)										

$v = 14$	15	16	17	18	19	20	21	22	m/sek
$h_v = 12,9$	14,8	16,9	19	21,4	23,8	26,4	29,1	31,9	mm W.S.
(abgerundet)									

$v = 23$	24	25	26	27	28	29	30	m/sek
$h_v = 34,9$	38	41,2	44,6	48	51,7	55,4	59,3	mm W.S.
(abgerundet)								

##### $\beta$ ) Widerstandshöhe $h_w$ (statischer Druck).

Der Aufwand an Druckhöhe zur Überwindung der Widerstände beim Durchfluß der Luft durch die Leitungen beträgt:

$$h_w = W \cdot h_v \text{ (mm W.S.)},$$

$$\left( W = \frac{h_w}{h_v} = \text{Widerstand der Leitung} \right).$$

Der Widerstand  $W$  setzt sich zusammen aus dem stetigen Widerstand  $R$ , verursacht durch Reibung der Luft an den Kanalwandungen und aus der Summe der Einzelwiderstände, verursacht durch Richtungsänderungen in der Luft-

bewegung wie Krümmen usw. und Hindernisse wie Grätinge, Verschlüsse usw., so daß

$$W = R + (\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_u) = R + \Sigma \xi$$

wird.

γ) Die Gesamtdruckhöhe  $H$  beträgt

$$H = h_v + h_w = \gamma \frac{v^2}{2g} + W \cdot \gamma \frac{v^2}{2g} = \gamma \frac{v^2}{2g} + (R + \Sigma \xi) \gamma \frac{v^2}{2g} \text{ (mm W.S.) .}$$

Für Querschnittsänderungen an den Zweigstellen usw. sind die infolge Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck oder umgekehrt entstehenden Umsetzungsverluste  $h_u$  der Widerstandshöhe zuzuzählen, und zwar mit:

$$h_u = a(h_{v_1} - h_{v_2}) \text{ (mm W.S.)}$$

[ $a$  = Umsetzungsahl, siehe unter 5 e γ,  $(h_{v_1} - h_{v_2})$  = Geschwindigkeitshöhenunterschied an den Enden].

c) Berechnung der Widerstände.

α) Widerstand  $R$ : Dieser hängt von der Länge  $l$ , dem Umfang  $u$  und dem Querschnitt  $f$  (in m bzw. m<sup>2</sup>), sowie von der Reibungszahl  $\rho$  ab und beträgt

$$R = \rho \frac{l \cdot u}{f} .$$

Reibungszahl  $\rho$  (nach Rietschel).

Innerer Umfang des Kanals m	Luftgeschwindigkeit $v$ in m/sek							
	6	8	10	12	14	16	18	20
0,18	0,0062	0,0059	0,0057	0,0056	0,0055	0,0054	0,0054	0,0053
0,24	55	53	51	50	50	49	49	48
0,3	51	49	48	47	46	46	46	45
0,35	48	46	45	45	45	44	44	44
0,4	47	45	44	43	43	42	42	42
0,45	46	44	43	42	42	42	41	41
0,5	44	43	42	41	41	40	40	40
0,6	43	41	41	40	40	39	39	39
0,8	41	40	39	38	38	38	37	37
1,0	40	39	38	37	37	37	37	36
1,5	38	37	36	36	36	35	35	35
2,0	37	36	36	36	35	35	35	34
2,5	37	36	35	35	35	34	34	34

β) Einzelwiderstände.

Richtungsänderungen.

Knie von 90° . . . . .	1,1
Bogen „ 90° mittl. Bogenhalbmesser = Kanalbreite . . . . .	0,25
„ „ 90° „ „ = 2mal Kanalbreite . . . . .	0,20
„ „ 90° „ „ = 4 „ „ . . . . .	0,15
„ „ 90° „ „ = 6 „ „ . . . . .	0,07
„ „ 90° „ „ $\geq 6$ „ „ . . . . .	0,00
„ „ 135° „ „ $\geq 2$ „ „ . . . . .	0,15
Ausbiegestück „ „ = 3–8mal Kanalbreite . . . . .	0,25–0,4

Da die Bordverhältnisse zwingen, größere Kanäle meist in verhältnismäßig schärferen Bogen zu führen als kleinere, so ist zweckmäßig für den Entwurf mit folgenden Angaben zu rechnen:

Bogen von 90° wenn Querschnitt > 1000 cm <sup>2</sup> . . .	0,3
„ „ 90° „ „ = 600–1000 cm <sup>2</sup> 0,2	
„ „ 90° „ „ < 600 cm <sup>2</sup> . . .	0,15

Verschlüsse:

W. d. Einzelklappen mit Luftstrom . . . . .	0,2
Schieber . . . . .	0,00
Drossel- und Stellklappen . . . . .	0,15

Drahtgeflechte und Panzergrätige (Durchflußquerschnitt = Kanalquerschnitt)

Drahtgeflecht in Kanälen eingebaut . . . . .	0,2
„ am Kanalende . . . . .	0,1
„ „ „ (weitmaschig) . . . . .	0,0
Panzergrätige (Mittelwert) . . . . .	0,2

Verschiedenes.

Pilzkappen an Zuluftschächten mit Leitblechen . . . . .	0,5
„ „ „ ohne Leitbleche . . . . .	0,8
Krümmerköpfe für Zu- oder Abluft mit Leitblech . . . . .	0,3–0,8
„ „ „ ohne Leitblech . . . . .	0,6–1,5

γ) Umsetzungswiderstände.

Diese sind abhängig vom Neigungswinkel der Kanalerweiterung bzw. -verengerung, bei Seitenneigungen von 0° bis 8° ist die Umsetzungszahl  $a = 0$ . Für den Entwurf ist es zweckmäßig, mit dem Mittelwert  $a = 0,4$  zu rechnen.

d) Hilfskurven zur Berechnung von Lüftungsnetzen.

Die in Abb. 557 zusammengefaßten Hilfskurven enthalten alles zur Berechnung erforderliche in einfachster Form. Kurve  $a$  gibt die Geschwindigkeits-

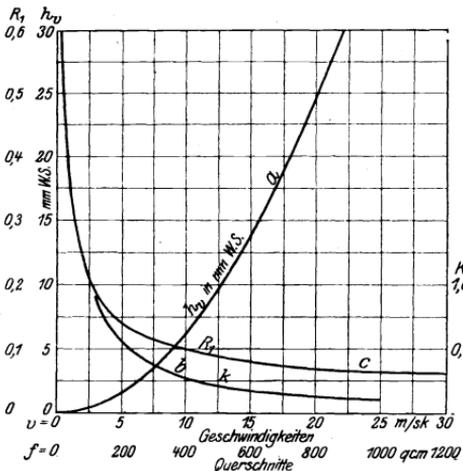


Abb. 557.

höhen  $h_v$  in mm Wassersäule für die Geschwindigkeiten  $v$  in m/sek, Kurve  $b$  ermöglicht, für alle Geschwindigkeiten  $v$  den für jede stündliche Durchflußmenge  $Q$  nötigen Querschnitt  $f$  als Faktor eines Beiwertes  $k$  zu berechnen, da auf cm und sek ungerechnet

$$f = \frac{10000}{3600 \cdot v} \cdot Q = k \cdot Q$$

ist.  $k = \frac{100}{36 \cdot v}$  ist in Kurve  $b$  als Funktion von  $v$  aufgesetzt.

Die Berechnung des Reibungswiderstandes für jede Strecke nach der Formel

$$R = \rho \frac{u}{f} \cdot l$$

würde zu umständlich sein. Zunächst muß für Wert  $\rho$ , der von 0,006 bei  $u = 0,18$  m Kanalumfang und  $v = 1$  m/sek auf 0,004 bei  $u = 2,50$  m Kanalumfang und  $v = 20$  m/sek sinkt, ein Mittelwert angenommen werden. Da  $v$  nur selten unter 4 m/sek sinkt, ist für kleine Kanäle  $\rho = 0,006$ , für große  $\rho = 0,004$  gewählt, was für jeden Fall eine reichliche Sicherheit gibt. Weil der Kanalquerschnitt  $f$  ohnehin berechnet werden muß, die Bestimmung des Umfanges  $u$  aber lästig ist, wurde die Reibung für 1 m Kanallänge ( $R_1$ ) als Funktion

von  $f$  dargestellt (Kurve c). Um das Verhältnis  $u/f$  zu berücksichtigen, wurde in Annäherung an die Ausführung an Bord für die kleinen Kanäle das Seitenverhältnis 1 : 1, für die mittleren 1 : 2 und für die großen 1 : 3 angenommen. Die dargestellte Kurve c ist eine Vermittlung der sich sprungweise ändernden Werte. Zur Bestimmung des Reibungswiderstandes  $R$  einer Strecke ist es demnach nur erforderlich, aus Geschwindigkeit und Durchflußmenge mit Hilfe von  $k$  den Querschnitt  $f$  zu bestimmen und dafür in der Kurve c das zugehörige  $R_1$  abzulesen. Dieses ergibt mit der Streckenlänge  $l$  in  $m$  multipliziert den Reibungswert  $R$ .

e) Beispiel zur Berechnung eines Lüftungsnetzes.

Um ein übersichtliches Bild über die Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse zu erhalten, ist in Abb. 558 das Leitungsnetz für einen Lüfter schematisch und die Druckverteilung in der Hauptleitung zeichnerisch dargestellt, und es sind die Einzelwerte für die Hauptleitung und für einen Abzweig in der untenstehenden Zahlentabelle eingetragen. Für jeden einzelnen Abzweig ist die Berechnung in gleicher Weise vorzunehmen.

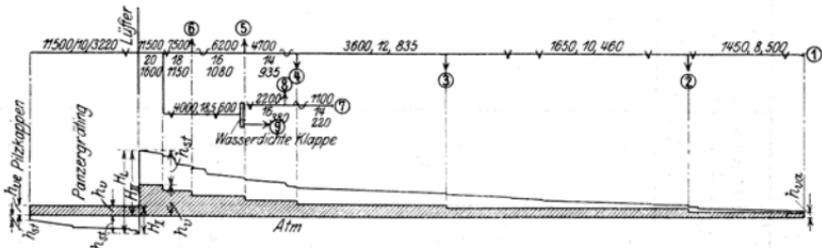


Abb. 558. ① Raumnummer,  $v$  Bogen,  $\cup$  Ausbiegestück. Erste Zahl am Strang: Durchflußmenge in  $m^3/Std$ ; zweite Zahl:  $v$  in  $m/sek$ ; dritte Zahl: Querschnitt in  $cm^2$ .

Weiteres über Berechnung von Kanalnetzen siehe auch:

1. Knipping: Entwurf und Berechnung von Luftanlagen für Schiffe. Z. V. d. I. 1913, Nr. 31.

2. Freudenthal: Entwurf und Berechnung von Lüftungsanlagen auf Schiffen Schiffbau XIX. Jahrg., S. 485 ff.

3. Viktor Blaeß: Die Strömung in Röhren. München und Berlin 1911 Berechnung mittels äquivalenten Querschnittes).

**6. Lüftungsmaschinen (Lüfter).** a) Nutzleistung und Arten.

Für den Bau der Lüfter (Festlegung der Nutzleistung, Kraftbedarf usw.) sind folgende, nach dem Leitungsnetz zu bestimmende Angaben zu machen<sup>1)</sup>:

$\alpha$ ) Fördermenge  $QL$  des Lüfters in  $m^3/st$  = Luftmenge  $Q$  der angeschlossenen Räume zuschläglich 10 bis 15 vH für Verluste durch Undichtigkeiten und für etwaige spätere Änderungen des Kanalnetzes, sowie der Luftmengen.

$\beta$ ) Geschwindigkeitshöhe  $h_v$  (dynamischer Druck) hinter dem Lüfter in mm W.S. nach 5 b  $\alpha$ ).

$\gamma$ ) Gesamtwiderstandshöhe  $h_w$  (statischer Druck) vor und hinter dem Lüfter (Unterdruck + Überdruck) in mm W.S. nach 5 b  $\beta$ ).

$\delta$ ) Gesamtdruckhöhe  $HL$  (Nutzdruck, Pressung) des Lüfters = Gesamtdruckhöhe  $H$  des Kanalnetzes ( $h_v + h_w$  nach 5 b  $\gamma$ ) zuschläglich 10 vH als Sicherheit für etwaige Abweichungen zwischen Berechnung und Ausführung des Kanalnetzes.

Gesamtdruckhöhen von 30 bis 150 mm W.S. gebräuchlich. Schraubenradlüfter wegen ihrer geringen Pressung nur zur Luftbewegung innerhalb eines geschlossenen Raumes anwendbar [„Schlotter“-Schraubenradlüfter<sup>2)</sup>] erreicht bei

<sup>1)</sup> Rietschel, H.: Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren 1925 und Leitfadens zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungsanlagen, 5. Aufl. Berlin 1913.

<sup>2)</sup> Lieferer Siemens-Schuckert-Werke Berlin.

Zahlentabelle.

Lfd. Nr.	Kanalstrecke	Gegebene Größen		Geschwindigkeit		Umsetz- verluste $h_u$ mm W.S.	Widerstände		Gesamt- verluste $h_w = h_u + h_p + h_r$ mm W.S.	Quer- schnitte / cm <sup>2</sup>	Verfügbare Druckhöhe für Ab- zweige mm W.S.
		Menge $Q$ m <sup>3</sup> /st	Länge $l$ m	$v$ m/sek	Höhe $h_p$ mm W.S.		Reibung $R = R_1 \cdot l$	Einzel- $\Sigma \xi$			
I	Saugschacht von außen bis Lüfter Eintritts — $h_p$	11 500	4,5	10	6,3	3,9 <sup>1)</sup>	0,2	0,6	9,0 6,3	3220	
	<b>HI = Saugseite — Ges.-Druckhöhe</b>										
II	Hauptdruckstrang n. Raum 1	11 500	1,0	20	25	0	0,1	—	2,5	1600	—
1	Lüfter bis Abzweig n. 7/9	7 500	1,2	18	20,2	1,9	0,1	0,3	10,0	1150	51,2
2	Abzweig II/1 bis Abzweig n. 6	6 200	2,2	16	16	1,7	0,2	0,3	9,7	1080	41,2
3	„ II/2 „ „ „ 5	4 700	2,2	14	12,2	1,5	0,2	0,3	7,6	935	31,5
4	„ II/3 „ „ „ 4	3 600	6,2	12	9	4,3	0,4	—	4,9	835	23,9
5	„ II/4 „ „ „ 3	1 650	10,0	10	6,3	1,1	1,0	0,5	10,5	460	19,0
6	„ II/5 „ „ „ 2	1 450	4,7	8	4	0,9	0,5	0,4	4,5	500	8,5
7	„ II/6 „ in den Raum 1										
	<b>Ges.-Verluste in II Austritts — <math>h_p</math></b>								49,7 4,0		
	<b>III = Druckseite — Ges.-Druckhöhe</b>								53,7 9,0		
	<b>III = Saugseite — Widerstandshöhe</b>								62,7		
	<b>HL = Lüfter — Ges.-Druckhöhe</b>										
III	Abzweig nach Raum 7	4 000	3,4	18,5	21,4	1,4	0,3	0,6 <sup>2)</sup>	20,7	600	50,9
1	Abzweig III/1 bis wd. Klappe	2 200	1,7	10	16	2,2	0,2	0,2	8,6	380	30,2
2	Wd. Klappe bis Abzweig n. 8	1 100	2,0	14	12,2	1,5	0,25	0,4	9,4	220	21,6
3	Abzweig III/2 bis in den Raum 7										
	<b>Ges.-Verluste in III Austritts — <math>h_p</math></b>								38,7 12,2		
	<b>IIII = errechnete Ges.-Druckhöhe</b>								50,9		
	<b>IIII = verfügbare Ges.-Druckhöhe</b>								51,2		

1) Umsetzung von 10 auf rd. 16 m am Saugstutzen.

2) Besonders ungünstiger Bogen.

gutem Wirkungsgrad höhere Pressung, läuft jedoch nicht geräuschlos]. Sonst fast nur Schleuderradlüfter gebräuchlich. Antrieb mit Gleichstrom-Nebenschluß-elektromotoren ohne Drehzahlregelung. Kolbendampfmaschinen kommen wegen ihrer geringen Drehzahl seltener zur Anwendung. Prüfung der Lüfter an Bord durch Messen der Druckhöhen an den Sauge- und Druckstutzen mittels Flüssigkeitsmanometer (U-Röhren). Ermittlung der Fördermenge an Bord aus der durch Messen der Geschwindigkeitshöhe (möglichst am Saugestutzen) sich ergebenden Geschwindigkeit und Querschnitt. Instrumente zur Druckmessung: Pitotrohr, Stauscheibe von Recknagel, Staurohre von Brabée und Prandl. Anemometer sind ungenau und weniger gebräuchlich.

Meteor-Schleuderradlüfter, einseitig saugend<sup>1)</sup>.

Nr. des Lüfters	1	1 $\frac{1}{2}$	2	2 $\frac{1}{2}$	3	3 $\frac{1}{2}$	4	5	
Raddurchmesser . . .	125	190	255	320	380	445	510	635	mm
Saugestutzendurchm.	152	241	305	381	445	521	584	730	„
Druckstutzendurchm.	102	152	203	254	305	356	406	508	„
Drehzahl . . . . .	3750	2400	2200	1750	1450	1450	1250	1000	minutl.
Pressung . . . . .	50	50	75	75	75	100	100	100	mm W.S.
Fördermenge . . . .	15	33	68	106	158	242	334	508	m <sup>3</sup> /Min.
Kraftbedarf . . . .	0,3	0,7	2,5	4	5,4	11,4	14,8	23,6	PS
Gewicht ohne Motor .	12	27	50	78	116	158	230	330	kg

Meteor-Schraubenradlüfter.

Nr. des Lüfters	2 $\frac{1}{2}$	3	3 $\frac{1}{2}$	4	5	
Raddurchmesser . . .	318	381	445	508	635	mm
Drehzahl . . . . .	1300	1450	1225	1200	1000	minutl.
Pressung . . . . .	5	7,5	7,5	10	10	mm W.S.
Fördermenge . . . .	28	54	73	108	175	m <sup>3</sup> /Min.
Kraftbedarf . . . .	0,12	0,43	0,47	0,62	0,85	PS
Gewicht ohne Motor .	17	25	34	49	70	kg

### 7. Reinigung und Ozonisierung der Frischluft.

a) Reinigung der Kühlluft für elektrische Maschinen mittels in Schächten eingebauter Filter (Taschen-, Viscose-, Viscin-Filter u. dgl.) wird angestrebt, Unterbringung wegen großer Abmessungen schwierig.

Diese Einrichtungen erhöhen den vom Lüfter zu überwindenden Luftwiderstand bedeutend.

b) Luftozonisierung wird zur Verbesserung der Luft in Fleischkühlräumen angewandt. Die Ozonanlage<sup>2)</sup> wird elektrisch betrieben (hohe Spannung) und enthält einen Lüfter, der die Luft mittels einer Rohrleitung aus dem betr. Raum im Kreislauf durch die Anlage nach dem Raum zurückbefördert. Aufstellung der Ozonanlage in der Nähe der Kühlräume, möglichst im Kühlmaschinenraum.

**8. Einbau der Lüftungseinrichtungen.** Die Schächte und Kanäle sind möglichst geradlinig, unter Vermeidung scharfer Krümmungen zu verlegen. Die wasserdichte Unterteilung des Schiffes darf durch die Schächte und das Kanalnetz nicht gefährdet werden. Unterhalb des Panzerdecks im Mittelschiff keine Durchbrechung der Abteilungsschotte. Wasserdichte Kanäle möglichst senkrecht bis in die gelüfteten Räume. Verschlüsse beim Beginn der Wasserdichtigkeit auf dem Panzerdeck und vor dem Ende des Kanals im gelüfteten Raum.

Unterhalb des Panzerdecks im Vor- und Hinterschiff nicht wasserdichte Kanäle. Verschlüsse auf beiden Schottseiten. Im Oberschiff im allgemeinen nicht wasserdichte Kanäle. Verschlüsse: Schotten und Decks.

<sup>1)</sup> Lieferer: Th. Fröhlich, Berlin.

<sup>2)</sup> Lieferer: Alle Elektrizitätsfirmen.

Für die Verschlüsse sind im allgemeinen nur Klappen mit Hebelverschluß anzuwenden. Schieber sind nur dann vorzusehen, wenn Gestänge zur Bedienung nötig ist.

Die Kanäle können runden oder rechteckigen Querschnitt erhalten, erstere sind theoretisch die günstigsten, lassen sich aber in größeren Abmessungen an Bord nicht zweckmäßig unterbringen.

Material: Flußeisenblech verzinkt, für nicht wasserdichte Kanäle 0,5 bis 2 mm dick, für wasserdichte 1 bis 4 mm. Sämtliche Kanäle sind nach Einbau auf Wasserdichtigkeit zu prüfen. Die Saug- und Druckleitungen sind möglichst mit Ein- bzw. Auslaufraum (Diffuser) an die Lüfter anzuschließen. Über Diffuser siehe Hütte II, 1915, S. 593. An ihrem oberen Ende erhalten die Luluftschächte Pilzkappen, die Abluftschächte nach hinten offene Kappen. Abluft, Flugasche, Pulvergase dürfen von den Lüftern nicht angesaugt werden. Schächte, die nicht hoch genug über Oberdeck geführt werden können und dem Seeschlag ausgesetzt sind, müssen wasserdichte Verschlüsse (Klappen-Korkschwimmer) erhalten.

#### Isolierungen.

1. Allgemeines. Zum Schutze gegen Wärmeübergang durch Strahlung oder Leitung, sowie zum Schutze gegen Schallübertragung werden Isolierungen eingebaut.

Im Unterschiff sind es in erster Linie die Munitionskammern, die Kohlenbunker, die Räume, die im Gefecht besetzt sind, wie Zentralen, Torpedoräume, Mittel- und Seitengänge, von denen ein Wärmeübergang von benachbarten Räumen mit Wärmequellen, wie Maschinen-, Kessel-, Hilfsmaschinenräume, Dampfrohrleitungen, Schornsteinschächte, Dampfrohrgänge und Schächte, fernzuhalten ist. Wandungen von Munitionskammern, die an Kohlenbunker grenzen, sind gegen Wärmeübergang bei Bunkerbränden zu schützen. Lasten und Hellegatts sind dort, wo sie an Räume mit Wärmequellen grenzen, zu isolieren; ferner Wände, Böden und Decken der Kühlräume und der Funkräume. Räume, von denen störende Geräusche fernzuhalten sind, wie Kommandozentralen, Funkräume, sowie Sprachrohre, die durch geräuschvolle Räume führen, sind gegen Schallübertragung zu isolieren.

Im Oberschiff müssen die Kammern und Mannschaftsräume gegen die Witte-rungseinflüsse geschützt werden, Räume mit Wärmequellen, wie Wäschetrockenkammern und Schornsteinschächte, Dampfrohrleitungen u. dgl. zur Verhinderung des Wärmeübergangs in das Oberschiff isoliert und Schallübertragungen aus geräuschvollen Räumen in Nachbarräume verhindert werden.

2. Isoliermaterialien gegen Wärmeübergang. Anforderungen an bordfähige Schutzmittel:

- a) Sie müssen wasserabweisend und wasserbeständig sein, da eine Isolierung, die Wasser aufgesogen hat, besser leitet, als wenn sie nicht vorhanden wäre.
- b) Es darf keine Brennbarkeit vorhanden sein, nur Verkohlen und Schwelen ist zulässig.
- c) Sie müssen eine gewisse Festigkeit haben, dürfen nicht zerbröckeln, vertrocknen oder sich zersetzen.
- d) Allgemein: schlechte Wärmeleitung, wenig Strahlung, geringes Gewicht, kein unangenehmer Geruch, nicht faulen, keine Bakterien beherbergen.

Holz, Torfoleum, Korkstein, gebrannte Kieselgur, Asbest und Filz sind die gebräuchlichsten Materialien. Im Oberschiff ist die Verwendung von Holz und Filz unzulässig. Eine Luftschicht wirkt als Isolierung nur, wenn sie ruhend ist.

3. Berechnung der Isolierungen gegen Wärmeübergang (siehe Hütte 1925, Bd. I, S. 447).

Die durch eine ebene Wand von gleichförmiger Dicke hindurchgehende Wärmemenge  $W$  in WE. wird berechnet nach der Formel:

$$W = F(T_1 - T_2)k,$$

worin

$F$  = Fläche der Wand in  $m^2$ ,

$T_1 - T_2$  = Temperaturunterschied in den durch die Wand getrennten Räumen,

$k$  = Wärmedurchgangszahl oder Anzahl der Wärmeeinheiten, welche bei  $1^\circ C$  Temperaturunterschied durch  $1 m^2$  Einstrahlungsfläche in der Stunde hindurchtreten.

Der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet sich aus:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}$$

$\alpha_1$  und  $\alpha_2$  = Ein- und Ausströmungskoeffizienten der beiden Oberflächen der Trennungswand,

$\lambda$  = Wärmeleitzahl der Trennungswand,

$\delta$  = Dicke der Trennungswand.

Der Ein- und Ausstrahlungskoeffizient  $\alpha$  setzt sich aus den beiden Koeffizienten  $l$  und  $s$  zusammen,

Für ruhende Luft . . . . .	$l = 4$	} Koeffizient für die Leitung der Wärme durch Berühren der Luft mit festem Körper
„ bewegte Luft . . . . .	$l = 6$	
„ Ölfarbenanstrich . . . . .	$s = 3,7$	} Strahlungskoeffizienten
„ Zink . . . . .	$s = 0,24$	
„ pol. Eisenblech . . . . .	$s = 0,45$	
„ gew. Eisenblech . . . . .	$s = 2,77$	
„ Wasser . . . . .	$s = 5,3$	

Wärmeleitzahlen für verschiedene Stoffe (siehe Z. V. d. I. 1908, S. 906: Die Wärmeleitfähigkeit von Wärmeisolistoffen von Nusselt).

Für Eisen . . . . .	$\lambda = 60$	Für gebr. Kieselgur . . . . .	$\lambda = 0,07$
„ Kiefernholz . . . . .	$\lambda = 0,13$	„ Isolierpapier . . . . .	$\lambda = 0,04$
„ Tannenholz . . . . .	$\lambda = 0,14$	„ Asbestmatte . . . . .	$\lambda = 0,15$
„ Eichenholz . . . . .	$\lambda = 0,21$	„ Asbestschiefer . . . . .	$\lambda = 0,19$
„ Teakholz . . . . .	$\lambda = 0,15$	„ Filz, ungeteert . . . . .	$\lambda = 0,08$
„ Torfoleum . . . . .	$\lambda = 0,04$	„ ruhende Luft . . . . .	$\lambda = 0,02$
„ Korkstein . . . . .	$\lambda = 0,05$	„ bewegte Luft . . . . .	$\lambda = 0,12$
„ Expansitkorkstein $\lambda = 0,03 - 0,045$			

Rechnungsbeispiel: Die Höchsttemperatur in einer Munitionskammer soll  $30^\circ C$  nicht überschreiten, die Temperatur in einem Nachbarraum wird mit  $60^\circ C$  angenommen, hiernach:

$$T_1 - T_2 = 30^\circ$$

Der Wärmedurchgang soll nicht mehr als höchstens 20 WE. für jedes  $m^2$  Einstrahlungsfläche betragen, hiernach:

$$20 = 30 \cdot k,$$

$k = 0,666$  im Höchstfalle,

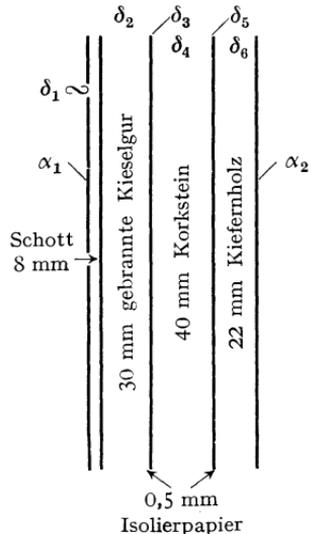
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} + \frac{\delta_6}{\lambda_6} + \frac{1}{\alpha_2},$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{10} + \frac{0,008}{60} + \frac{0,03}{0,07} + \frac{0,0005}{0,04} + \frac{0,04}{0,05}$$

$$+ \frac{0,005}{0,04} + \frac{0,022}{0,13} + \frac{1}{10},$$

$$k = 0,616,$$

Wärmedurchgang =  $30 \cdot 0,616 = 18,48$  WE/ $m^2$  und Stunde.



4. Schutz gegen Schwitzwasser. Dem schädlichen Einfluß der Schwitzwasserbildung wird im Unterschiff, in Lasten und Hellegatts, die an die Außenhaut grenzen, im allgemeinen nur dadurch entgegengetreten, indem die Stau-einrichtungen nicht bis dicht an die Bordwand geführt, teilweise auf Innenkante Spanten eine offene Wegerung, die eine Konservierung der Außenhaut ermöglicht, angebracht und auf dem Fußboden losnehmbare Blechgrätinge vorgesehen werden.

Im Oberschiff müssen die Kammern, Vorratsräume, Küchen usw. eine Wege- rung erhalten, die aus dünnem Blech, das auf der Innenkante der Spanten und Decksbalken angebracht wird, bestehen kann. In den Mannschaftsräumen unter Wetterdecks wird die Decke in gleicher Weise nur dann bekleidet, wenn das freiliegende Deck keinen Holzbelag hat. Für Abfluß des Schwitzwassers muß gesorgt werden.

5. Grundsätze für Isolierungen gegen Schallübertragung. Nach den Untersuchungen von Berger (Gesundheits-Ingenieur 1911, S. 925, 1913 S. 433, 1914 S. 185 und 661 und 1915 S. 49) findet die Fortpflanzung des Schalles im allgemeinen teils durch die Luft, teils durch feste Körper statt und ist daher zwischen Luftschall- und Bodenschalleitung zu unterscheiden. Die Ausbreitung des in einem Stoffe (Luft oder Boden) erzeugten Schalles kann dadurch verhindert werden, daß man an diesen Stoff einen solchen grenzen läßt, bei welchem das Produkt aus spezifischem Gewicht und Schallgeschwindigkeit möglichst stark von dem des ersten Stoffes abweicht. Hiernach sind Wände und Türen gegen die Ausbreitung des Luftschalles dadurch zu isolieren, daß ein möglichst vollkommener Luftabschluß hergestellt wird und die Biegungsschwingungen der Wände oder Türen durch möglichst schwere Bauart der Wände und Türen vermieden werden. Beim Bodenschall, wo Drücke übertragen werden, ist eine Trennschicht aus einem spezifisch leichten und elastischen Stoff zu verwenden.

#### Kühlanlagen.

Räume, in denen bestimmte Wärmegrade nicht überschritten werden dürfen und bei denen der Einbau von Isolierungen als Wärmeschutz nicht ausreicht, erhalten eine künstliche Kühlung. Es sind dies die Vorratsräume für frisches Fleisch u. dgl. (Kühlräume) und die Munitionskammern. Außerdem dient die Kühlanlage zur Eiszeugung. Das Prinzip der künstlichen Kühlung besteht darin, daß ein Kälte-träger durch den Luftkühler des Kühlraumes und durch den Eisbildner sowie durch die Kühlschlangen der Munitionskammern gepumpt wird. In den Kühlräumen wird im Kreislauf die wärmere Raumluft durch einen im Kühlraum eingebauten Lüfter aus einem hochliegenden Saugekanal abgesaugt und durch den Luftkühler nach einem tiefliegenden Druckkanal und von diesem wieder in den Raum gedrückt. Zeitweilige Lüftererneuerung erfolgt hier durch die Schiffslüftung.

Es kommen Ammoniak-, Schweflige Säure-, Kohlensäure- und Wasserdampf-Kühlmaschinen zur Anwendung. Als Kälte-träger zur Kühlung der Munitionskammern dient Salzlauge. Aus Gründen der Betriebssicherheit ist es zweck-mäßig, zwei räumlich voneinander getrennte Kühlmaschinen anzuordnen, von denen jede unabhängig von der anderen die gesamte Kühlanlage speisen und als Ersatz für die andere dienen kann. Die für jede Kühlanlage erforderliche Leistung in WE. wird nach der unter Isolierung S. 702 zu 3 aufgeführten Rech-nungsmethode ermittelt. Diesen Wärmebetrag hat der Kälte-träger aufzunehmen, wonach die Leistung der Kühlmaschinen zu bemessen ist (siehe Stetefeld: Die Eis- und Kälteerzeugungsmaschinen).

Leistungen und ungefähre Gewichte von Kohlensäuremaschinen (Verdichter mit Motor, Verdampfer, Kondensator, Luftkühler, Eisbildner, Sole- und Kühl-wasserpumpen mit Motoren, Kohlensäure und Solerohrleitungen innerhalb der Maschine nebst Isolierungen und sonstiges Zubehör) gibt nachfolgende Tabelle, wobei die Leistungen bei  $-2^{\circ}$  bis  $-3^{\circ}$  Sole- und  $10^{\circ}$  C Kühlwassertemperatur gemessen sind.

## Kohlensäuremaschinen.

(Nach Angaben der Firma G. Niemyer-Harburg.)

Stündliche Leistung . . . WE	20 000	30 000	45 000	60 000	75 000	100 000
Gewicht . . . . . t	5 $\frac{1}{2}$	7	9	11,5	13,5	17

## Heizung.

Die Erwärmung der Schiffsräume erfolgt durch Dampf, Warmwasser oder Warmluft. Für die Dampfheizung kommt Mittel- oder Niederdruckheizung in Frage. Die Mitteldruckheizung erhält Anschluß an die Hilfsdampfleitung (Zudampf) und den Kondensator (Abdampf). Durch ein Druckminderventil mit Sicherheitsventil ist der Druck in der Zudampfleitung auf etwa 2 kg/cm<sup>2</sup> herabzusetzen. Bei der Niederdruckheizung wird gering gespannter Dampf in besonderen Verdampfern mit Hochdruckdampfchlangen erzeugt und im Kreislauf durch die Heizkörper geführt. Bei der Warmwasserheizung wird erwärmtes Wasser mittels Kreispumpen im Kreislauf durch die Heizkörper gedrückt. Die Niederdruck- und Warmwasserheizung sind gesundheitlich günstiger, bedingen aber höheres Gewicht und höhere Anlagekosten. Bei der Warmluftheizung (Thermotanksystem) wird die Zuluft in Apparaten, die gleichzeitig Lüfter und Heizkörper enthalten, erwärmt und durch das gegen Wärmeausstrahlung geschützte Kanalnetz der Schiffslüftung in die Räume gedrückt. Derartige Anlagen eignen sich nur für größere, gleichartige Räume.

Die Heizanlage ist für alle Kammern, Mannschaftsräume, Arbeitsräume, Werkstatträume u. dgl. vorzusehen. Um die Schiffe von Land beheizen zu können, ist eine Landanschlußleitung vorzusehen. Von der Dampfheizung wird außerdem den Gegenstromapparaten für die Badeeinrichtungen durch besondere Leitungen der erforderliche Dampf zugeführt. Heizungsrohre dürfen nicht durch Munitionsräume, Kohlenbunker und Provianträume durchgeführt werden. Die Heizkörper sind an der kältesten Wand (z. B. Bordwand) aufzustellen. Die Größen der Heizkörper sind so zu bemessen, daß bei einer Außentemperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$  und einer Wassertemperatur von  $0^{\circ}\text{C}$  folgende Temperaturen dauernd gehalten werden können:

Wohnkammern, Lazarette, Schreibstuben u. dgl.	+ 15° C
Mannschafts- u. Arbeitsräume, Vorräume u. dgl.	+ 10° „
Torpedoräume, Gänge, Klosetts . . . . .	+ 5° „
Wäschetrockenkammern . . . . .	+ 45° „

Ungefähre Gewichte von Mitteldruckheizungen:

Linien- und Panzerkreuzer . . . . .	15—38 t
Kleine Kreuzer . . . . .	6—15 t
Kanonen- und Torpedoboote . . . . .	1,5—4 t

## Beleuchtung.

Tageslicht im Schiff mittels Seitenfenster, Decksfenster und Decksgläser. Glasdurchmesser von Seitenfenstern 344 mm, lichter Fensterdurchmesser 380 mm. Für Wohnkammern genügt ein Fenster, in Mannschaftsräumen Fensterabstand etwa 2 m, Fensterhöhe über Deck 1,6 m. Glasscheiben aus Preßhartglas, 10 bis 15 mm dick, an Bord nicht mehr bearbeitbar, daher Normalgrößen für Decksfensterscheiben 400×220 mm und 450×250 mm. Alle Fenster müssen abblendbar sein. Schutz gegen Seeschlag und Gasdruck der eigenen Geschütze durch schwere Blenden. Unter den Decksfenstern in den Kammern Rußfänger vorsehen.

Als künstliches Licht allgemein elektrische Beleuchtung. Stets mehrere getrennte Stromkreise. Für große, wichtige Räume, Lampen an mehrere Stromkreise anschließen. Zur Beleuchtung für kleine, selten begangene Räume, Kabelhandlampen. Notbeleuchtung durch Wandleuchter und Akkumulatorenlampen bei Ausfall der elektrischen Beleuchtung vorsehen.

## Sechster Abschnitt.

# Einrichtungen für den Schiffsbetrieb.

## I. Bemastung und Takelung.

Die Bemastung und Takelung dient ihrem ursprünglichen Zweck, die für die Fortbewegung des Schiffes erforderlichen Segel zu tragen, nur noch bei den großen und kleineren Frachtsegelschiffen und bei Sportfahrzeugen. Die Segelfahrzeuge werden auch heute noch nach der Takelung bezeichnet (s. S. 7 und die Abbildungen von Segelschiffen S. 9 bis 25).

Bei den Dampfschiffen der Handelsflotten und bei Kriegsschiffen haben Bemastung und Takelung als Träger der Besegelung keine oder nur ganz untergeordnete Bedeutung; sie dienen hier nur noch als Träger des Ladegeschirrs, ferner dem Signaldienst und zur Aufnahme hochgelegener Beobachtungsstände.

### A. Handelsschiffe<sup>1)</sup>.

#### 1. Wahl der Takelung.

(Vgl. S. 9 bis 25.)

##### a) Segelschiffe.

Vor Anfertigung des Segelrisses ist festzustellen, welcher Art die Takelung sein soll, also ob Vollschiff-, Bark-, Brigg- oder Schoner- usw. Takelung anzuwenden ist. Dies wird sich im allgemeinen nach der Größe, den Formverhältnissen sowie der Bauart, dem Verwendungszweck und -gebiete des Schiffes richten. Im allgemeinen sind Dreimastschoner, Schonerbarken und Barken vorteilhafter als Briggs und Vollschiffe. Briggs werden nur noch sehr selten gebaut; Vollschiffe sind dagegen überall da am Platze, wo man bei einer gegebenen Segelfläche bei Barktakelung auf zu große Abmessungen der Rahen stößt, die man nicht viel über 30 m lang machen sollte.

Middendorf gibt zur Erleichterung dieser Wahl vorstehendes Schaubild (Abb. 559), welches oben die Größe des Schiffes in Brutto-Reg.-Tons, links die Takelungsart unter Angabe der Zahl der Masten überhaupt (römische Ziffern) und der davon vollgetakelten, d. h. mit Rahen versehenen (arabische Ziffern) enthält. Die verschiedene Schraffierung zeigt, welche Takelungsarten man beim Übergang von einer Größengruppe zur andern auslassen kann; z. B. kann man von einer Schonerbrigg gleich auf die Schonerbark, dann auf das Vollschiff übergehen und dabei Brigg und Bark überspringen. Middendorf ist der Ansicht, daß im allgemeinen die Barktakelung die beste ist.

Auch die Herstellungs- und Unterhaltungskosten sowie die Bedienung werden die Wahl der Takelung beeinflussen; Schiffe mit Gaffelsegeln bedürfen einer verhältnismäßig geringeren Mannschaft zur Bedienung als Schiffe von gleicher Größe und Segelfläche mit Rahsegeln; auch fallen bei ersteren die Rahen fort, und es können, da geringeres Toppgewicht vorhanden, die Masten

<sup>1)</sup> Vgl. die auf S. 255 angeführten Quellen.

weniger stark gefertigt werden, wodurch die Masten und Segel sich billiger herstellen lassen. Erstere Takelung ist daher nicht nur bei kleineren Schiffen üblich, sondern wird selbst bei großen siebenmastigen Segelschiffen angewendet. Das

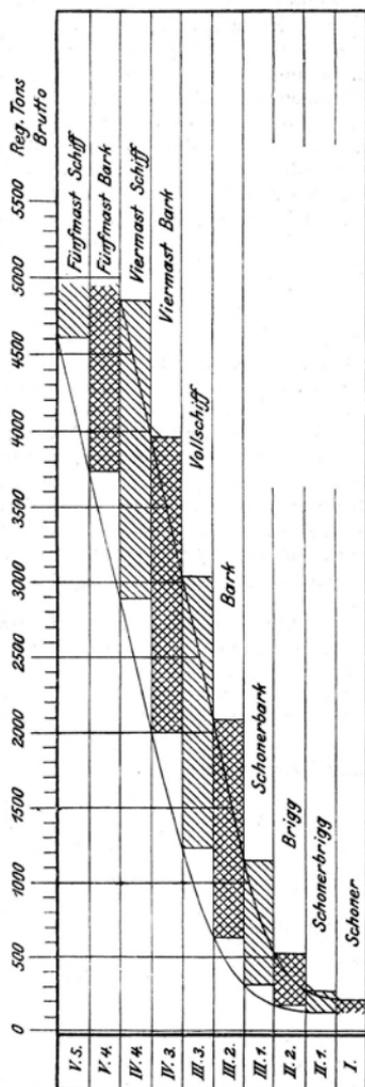


Abb. 559.

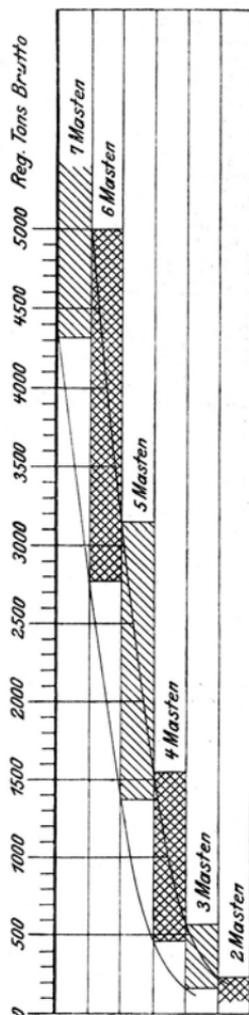


Abb. 560.

in Abb. 560 dargestellte Schaubild (nach Middendorf a. a. O.) läßt die zu wählende Anzahl der Masten bei den verschiedenen Schiffsgrößen erkennen.

#### b) Dampfschiffe.

Bei Dampfern und Motorschiffen hat die Bemastung und Takelung für die Fortbewegung keine Bedeutung mehr, sondern die wenigen, meist bei Ein-

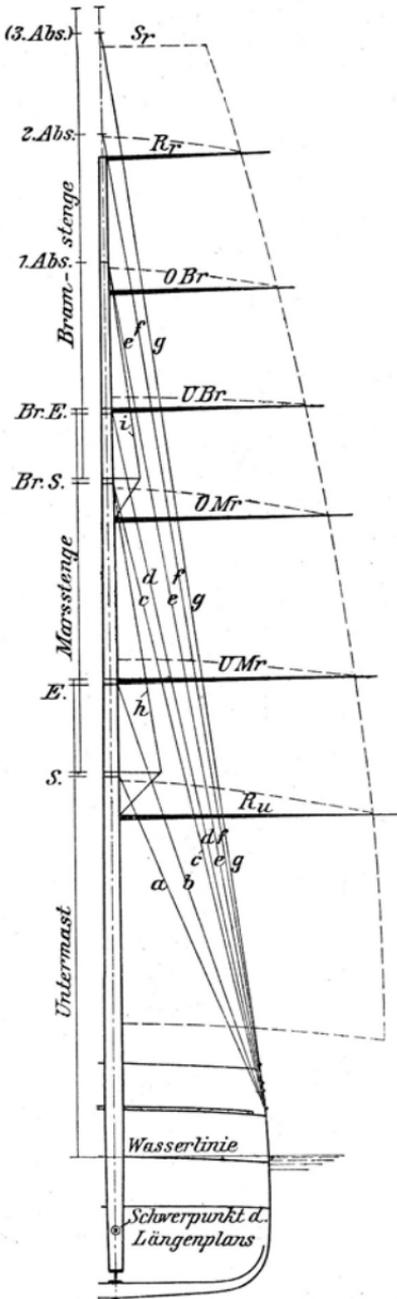


Abb. 561.

schaubenschiffen geführten Segel haben nur den Zweck, das Schiff im Falle der Not, also wenn die Maschinenanlage ganz oder teilweise nicht mehr gangbar ist, oder in hohem Seegang zu stützen.

Die Anordnung von Masten auf Dampfern ist daher durch andere Forderungen (Anbringen von Ladebäumen, Ausgucken, Signalmitteln) bedingt. Die Stellung der Masten, die fast durchweg als einfache Pfahlmasten ausgebildet werden, ist dabei mehr von Zweckmäßigkeitsgründen (Lage der Ladeluken, Aufbauten, Schornsteine, Kommandobrücken usw.) abhängig als von der Anordnung und Verteilung von Segeln; die Rücksicht auf ein gefälliges Aussehen wird hierbei nicht außer acht gelassen.

Der Fall der Masten richtet sich hier nach demjenigen der Schornsteine; bei Schiffen, auf welchen die Masten fast lediglich zum Tragen des Ladegeschirrs dienen, wird ein Fall der Masten wegen des nachteiligen Schwingens der Ladebäume möglichst vermieden, oder der Fall der Masten wird so gering gehalten, daß sich durch Anbringen von Ladebaumstühlen mit entsprechender Ausladung Nachteile beheben lassen.

Zum Anschlagen von Blöcken für Signalflaggenleinen sind kurze Signalrahen bisweilen vorhanden.

Für Löschzwecke bei Nacht werden besondere, beiklappbare Arme oder besondere Lampenrahen zum Tragen von Beleuchtungsmitteln vorgesehen.

## 2. Größe und Verteilung der Segelfläche.

Stellung und Länge der Masten, Rahen usw.

Über die zu wählende Stellung und den Fall der Masten gibt die Tabelle auf S. 710 Auskunft.

### Erläuterung zu Abb. 561:

S. Saling, E. Eselshaupt, Br.S. Bramsaling, Br.E. Brameselshaupt, 1. Abs. erster Absatz der Bramstenge, 2. Abs. zweiter Absatz der Bramstenge, 3. Abs. dritter Absatz der Bramstenge, Ru Unterraht, UMr Untermarsraht, OMr Obermarsraht, UBr Unterbramraht, OBr Oberbramraht, Rr Royal (Roil)raht, Sr Sky (Skei)segelsraht, a Untervant, b untere Toppwanten, c Stengepardunen, d Stengetoppardunen, e Brampardunen, f Royalpardunen, g Skypardunen, h Stengewanten, i Bramwanten.

Für den Fall der Masten galt früher die Regel, bei schlanken Schiffen mehr Neigung nach hinten vorzusehen als bei völligen; dies ist bei den großen Segelschiffen nicht mehr in dem Maße zutreffend. Eine gewisse Neigung muß indessen immer bei den Masten vorhanden sein, weil außer dem gefälligeren Aussehen, das die Schiffe dadurch erhalten, Masten und Stengen besser von den Pardunen gestützt werden und die Rahen beim Am-Winde-Segeln schärfer angebraßt werden können, als wenn die Masten senkrecht stehen.

Die Größe und Höhe der Segelfläche, also auch die Länge der Masten ist, wie im 3. Abschnitt S. 457f. erläutert, von den Stabilitätsverhältnissen des Schiffes abhängig und kann nach den daselbst gegebenen Regeln ermittelt werden. Die Höhe der Masten wird deshalb nach der Breite des Schiffes bestimmt. Die Verteilung der Segelfläche  $S$  auf die einzelnen Masten richtet sich nach der Stellung der Masten und nach der Lage des Segelschwerpunktes (s. S. 279). Diese Verteilung ist nach Middendorf in Teilen von  $S$  wie folgt zu nehmen:

Schiffe	Verteilung der Segelfläche $S$ auf die Segel am					
	Bugsprit (Vorsegel)	Fock- mast ( $a$ ) $\eta = a : S$	Großmast	Mittel- mast	Haupt- mast	Kreuz- (Besahn-) mast
Fünfmastvollschiff . . . . .	0,0624	0,1975	0,2106	0,1985	0,2047	0,1263
Fünfmastbark . . . . .	0,0652	0,2124	0,2248	0,2132	0,2235	0,0609
Viermastvollschiff . . . . .	0,0600	0,2630	0,2630	—	0,2630	0,1510
Viermastbark . . . . .	0,0634	0,2892	0,2890	—	0,2912	0,0672
	bis	bis	bis		bis	bis
	0,0713	0,2748	0,2925		0,2837	0,0777
Vollschiff . . . . .	0,0840	0,3402	0,3660	—	—	0,2098
	bis	bis	bis			bis
	0,0833	0,3424	0,3536			0,2207
Bark . . . . .	0,0864	0,3864	0,4090	—	—	0,1182
	bis	bis	bis			bis
	0,0991	0,3791	0,3826			0,1392
Schonerbark . . . . .	0,1232	0,3700	0,2993	—	—	0,2075
Brigg . . . . .	0,1540	0,3500	0,4960	—	—	—
Schonerbrigg . . . . .	0,1604	0,4720	0,3676	—	—	—
Dreimasttoppsegel- schoner . . . . .	0,1889	0,2079	0,4278	—	—	0,1754
Dreimastschoner . . . . .	0,1943	0,2184	0,3830	—	—	0,2043
Schoner . . . . .	0,2270	0,4510	0,3220	—	—	—
Gaffelschoner . . . . .	0,2765	0,2811	0,4434	—	—	—
Logger . . . . .	0,3117	0,5069	—	—	—	0,1814
Kutter . . . . .	0,3100	0,6900	—	—	—	—

Bezeichnet  $a$  für alle Schiffe die Fläche der Rahsegel am Fockmast, so ist das Verhältnis dieser Fläche zur Gesamtsegelfläche  $\eta = a/S$ ; da nun  $S \cdot h = \varepsilon \cdot P \cdot \overline{MG}$  bekannt ist (s. S. 273), so ergibt sich durch Multiplikation der Wert  $a \cdot h = \eta \cdot \varepsilon \cdot P \cdot \overline{MG}$ . Nach diesem Werte  $a \cdot h$  bestimmt man aus der Tabelle auf S. 711 (Abb. 561) die ungefähren Längen der Masten, Stengen und Rahen sowie deren Toppen, die Höhenlage der Rahen und ihre Längen, ferner die Segelfläche  $a$  und ihre Schwerpunkthöhe  $h$  für den Großmast der Vollschiffe und Barken sowie für den Fockmast aller übrigen Schiffarten. (Für zwischenliegende Segelflächen sind die einzelnen Werte zu interpolieren.) Die Stengen und Rahen an den verschiedenen Masten werden gleich groß genommen, nur am Kreuzmast sind sie kleiner (vgl. Tabelle auf S. 712/713).

Stellung und Fall der Masten bei Segelschiffen (nach Middendorff).

Art der Takelung	Fockmast		Großmast		Mittelmast		Hauptmast		Kreuz- Besahn- Treiber- Mast		Bis Hintersteven	Bugspriet
	Stellung <sup>1)</sup>	Fall	Stellung	Fall	Stellung	Fall	Stellung	Fall	Stellung	Fall		
Fünfmastvollschiffe	0,1082	3 $\frac{1}{2}$	0,1954	4	0,1954	4 $\frac{1}{2}$	0,1954	5	0,1729	5 $\frac{1}{2}$	0,1327	18-19
Fünfmastbarcken	0,1202-0,1333	3 $\frac{1}{2}$	0,1995-0,2089	4	0,1995	4 $\frac{1}{2}$	bis 0,2004	5	0,1652-0,1554	5 $\frac{1}{2}$	0,1161-0,0984	18-19
Viermastvollschiffe	0,151-0,163	3-4	0,240	4-4 $\frac{1}{2}$	—	—	0,240	4 $\frac{1}{2}$ -5	0,213	5-5 $\frac{1}{2}$	0,156-0,144	17 $\frac{1}{2}$ -19
Viermastbarcken	0,160-0,170	3-4	0,258	4-4 $\frac{1}{2}$	—	—	0,258	5	0,182-0,194	5 $\frac{1}{2}$	0,142-0,120	17 $\frac{1}{2}$ -19
Vollschiffe <sup>2)</sup>	0,1906-0,2070	3-4	0,3338-0,3205	4-4 $\frac{1}{2}$	—	—	—	—	0,3013-0,2935	5-5 $\frac{1}{2}$	0,1743-0,1790	17 $\frac{1}{2}$ -19
Barcken	0,2085-0,220	3-4 $\frac{1}{2}$	0,3488-0,342	5	—	—	—	—	0,2719-0,270	5 $\frac{1}{2}$ -6	0,1708-0,168	17-19
Schonerbarcken	0,2057	3-4	0,2982	4-5 $\frac{1}{2}$	—	—	—	—	0,2825	5-6	0,2136	17-19
Briggs	0,246	3-4	0,407	4-5	—	—	—	—	—	—	0,347	17-19
Schonerbriggs	0,2788-0,2845	3-4	0,3125-0,3155	5-6	—	—	—	—	—	—	0,4087-0,4000	17-19
Dreimasttopsegel- schoner	0,197	3-4	0,335	4 $\frac{1}{2}$ -5	—	—	—	—	0,275	6-6 $\frac{1}{2}$	0,193	17-19
Dreimastschoner	0,2000	3 $\frac{1}{2}$ -4	0,2983	4 $\frac{1}{2}$ -5	—	—	—	—	0,2822	5 $\frac{1}{2}$ -6	0,2195	17-19
Schoner	0,265-0,250	3-7	0,348-0,362	4 $\frac{1}{2}$ -8	—	—	—	—	—	—	0,387-0,388	17-19
Dreimastgaffelschoner	0,2-0,170	2-4	0,3-0,296	2 $\frac{1}{2}$ -5	—	—	—	—	0,3-0,296	3-6	0,2-0,238	15-18 $\frac{1}{2}$
Gaffelschoner (Fracht- schiff)	0,242-0,247	1 $\frac{1}{2}$ -7	0,379-0,350	2 $\frac{1}{2}$ -8	—	—	—	—	—	—	0,379-0,403	15-18 $\frac{1}{2}$
Gaffelschoner (Jacht oder Lotsenschoner)	0,264-0,2418	2-3	0,345-0,3771	3-4	—	—	—	—	—	—	0,391-0,3811	10-12
Galloten und Gale- assen	—	—	0,320-0,30	0-2	—	—	—	—	0,437-0,45	0-2	0,240-0,25	17-19
Küffen und Schüngen	—	—	0,286-0,315	0-1 $\frac{1}{2}$	—	—	—	—	0,534-0,515	0-4 $\frac{1}{2}$	0,180-0,170	12-19
Besahnkähne und -ewer.	—	—	0,347	0-1 $\frac{1}{2}$	—	—	—	—	0,418	0-4 $\frac{1}{2}$	0,235	12-19
Logger	0,3227	2	—	—	—	—	—	—	0,5737	5	0,1016	8
Kutter	—	—	0,3783	0-2	—	—	—	—	—	—	0,6217	2
Tjalks	—	—	0,29-0,31	1-3	—	—	—	—	—	—	0,71-0,69	3-4

<sup>1)</sup> Die Stellung des vordersten Mastes ist von Vorkante Vorsteven zu messen, die der übrigen von Mitte bis Mitte Mast, sämtlich in Teilen von L (Schiffslänge von Vorderkante Vorsteven bis Hinterkante Hintersteven). Die Spalte „Bis Hintersteven“ gibt die Entfernung der Mitte des hintersten Mastes von Hinterkante Hintersteven an. Fall der Masten und Steigung des Bugspriets in Grad.

<sup>2)</sup> Vollschiffe erhalten vorteilhaft etwas weniger Fall der Masten als Barkschiffe (auch als Viermastbarcken).

Beispiele: Maße für die Teile des Großmastes als Grundmaße für die einzelnen Teile der Bemastung<sup>1)</sup>.  
(Nach Middendorf, Tafel II.) (S. Abb. 561 u. S. 712/713.)

Nummer	Fläche der Rahsegel am Fockmast		Grund- maß	900	800	700	600	500	400	300	200
	Segehschwerpunkt vom $\odot$ des Längenplans unter der WL	Produkt									
	$a = m^2$	$h = m$									
1.	Großrah über WL		—	18,00	16,50	15,20	14,00	13,00	12,00	11,00	10,00
2.	Saling über WL (Fuß der Marsstenge)		—	20,20	18,70	17,20	16,00	14,75	13,60	12,50	11,40
3.	Eisshaupt und Untermarsrah über WL = Länge des Großmastes <sup>2)</sup>		Gr	25,20	23,20	21,50	20,00	18,50	17,20	15,80	14,60
4.	Länge des Topps <sup>3)</sup> (3-2)		Gt	5,00	4,50	4,30	4,00	3,75	3,60	3,30	3,20
5.	Obermarsrah über WL		—	33,70	30,90	28,40	26,20	24,50	22,50	20,80	19,00
6.	Bramselrah über WL (Fuß der Bramstenge)		—	35,70	32,80	30,10	27,80	26,20	24,00	22,00	20,00
7.	Bramselhaupt und Unterbramrah über WL (Topp der Marsstenge)		Ms	39,50	36,40	33,50	30,80	28,50	26,00	23,80	21,50
8.	Länge der Marsstenge (7-2)		Mt	19,30	17,70	16,30	14,80	13,75	12,40	11,30	10,10
9.	Länge des Topps der Marsstenge (7-6)		—	3,80	3,60	3,40	3,00	2,30	2,00	1,80	1,50
10.	Oberbramrah über WL		—	45,70	42,00	38,50	35,30	31,50 <sup>4)</sup>	28,70	26,00	23,50
11.	Erster Absatz der Bramstenge über WL		Bs	47,30	43,40	39,60	36,50	32,70	29,60	26,80	24,10
12.	Vom Fuß bis zum ersten Absatz (11-6)		—	11,50	10,60	9,50	8,70	6,50	5,60	4,80	4,10
13.	Royalrah über WL		—	52,70	48,30	44,00	40,40	36,50	32,90	29,50	26,40
14.	Zweiter Absatz der Bramstenge über WL		—	54,20	49,50	45,20	41,20	37,50	33,70	30,20	26,80
15.	Vom ersten bis zum zweiten Absatz (14-11)		B <sub>1</sub>	7,00	6,10	5,60	4,70	4,80	4,10	3,40	2,70
16.	Skysegehr über WL		—	—	—	48,50	44,10	40,00	—	—	—
17.	Dritter Absatz der Bramstenge über WL		—	—	—	49,20	44,80	40,70	—	—	—
18.	Vom zweiten bis zum dritten Absatz (17-14)		B <sub>2</sub>	—	—	4,00	3,60	3,20	—	—	—
19.	1/2 Länge der Unterrah		Ru	15,30	14,25	13,20	12,25	11,10	9,80	8,50	7,00
20.	1/2 „ „ Untermarsrah		UMr	13,70	12,75	11,80	11,00	9,90	8,60	7,40	6,00
21.	1/2 „ „ Obermarsrah		OMr	12,70	11,80	10,90	9,90	8,75	7,70	6,50	5,20
22.	1/2 „ „ Unterbramrah		UBr	11,20	10,30	9,50	8,70	7,50	—	—	—
23.	1/2 „ „ Oberbramrah		OBr	10,00	9,20	8,40	7,50	6,80 <sup>4)</sup>	—	—	—
24.	1/2 „ „ Royalrah		Rr	8,00	7,25	6,50	5,80	5,00	4,10	3,50	2,80
25.	1/2 „ „ Skysegehr		Sr	—	—	4,75	4,25	3,50	—	—	—
26.	$\odot$ des Längenplans unter WL		—	3,90	3,50	3,25	3,00	2,75	2,50	2,00	1,50

<sup>1)</sup> Nach den Werten für den Entwurf können durch Interpolation für diese Beispiele, oder aus einer daraus gebildeten Kurvenschar die Grundmaße für den Entwurf gefunden werden.

<sup>2)</sup> Mittelmast bei Fünfmastvollschiffen und Fünfmastbarken wie Großmast. Fockmast bei Schonerbarken, Briggs und Schonerbriggs wie Großmast.

<sup>3)</sup> Die Toppen sind beim Fock-, Mittel- und Hauptmast ebenso lang wie beim Großmast.

<sup>4)</sup> Bramrah über WL. Das Bramsegehr ist bei Schiffen von dieser Größe ab nicht mehr geteilt.

## Längen der einzelnen Teile der

Benennung	Länge	Fünfmastvollschiff	Fünfmastbark	Viermastvollschiff
Fockmast <sup>1)</sup> . . .	über der Wasserlinie (WL) . . .	0,975-0,98 G <sub>r</sub>	0,975-0,98 G <sub>r</sub>	0,98-0,99 G <sub>r</sub>
Hauptmast . . .	„ „ „ „ . . .	0,97 -0,98 G <sub>r</sub>	0,98 -0,99 G <sub>r</sub>	0,96-0,97 G <sub>r</sub>
Kreuzmast . . .	„ „ „ „ . . .	0,90 -0,91 G <sub>r</sub>	—	0,83-0,90 G <sub>r</sub>
Besahnmast . . .	„ „ „ „ . . .	—	0,965-1,00 G <sub>r</sub>	—
Bugsprit . . . .	des Topps . . . . .	0,85 -0,90 G <sub>t</sub>	0,80 -0,85 G <sub>t</sub>	0,82-0,85 G <sub>t</sub>
	von Vorkante Vorsteven . . . .	0,60 -0,86 G <sub>r</sub>	0,60 -0,86 G <sub>r</sub>	0,60-0,80 G <sub>r</sub>
Kreuzstenge . .	bei doppelten { ganze L. . . . .	0,84 -0,845 M <sub>s</sub>	—	0,84 -0,845 M <sub>s</sub>
	Bramrahen { L. d. Topps . . . .	0,80 -0,90 M <sub>t</sub>	—	0,80 -0,90 G <sub>t</sub>
	bei einfacher { ganze L. . . . .	0,835-0,84 M <sub>s</sub>	—	0,835-0,84 M <sub>s</sub>
	Bramrah { L. d. Topps . . . .	0,70 -0,80 M <sub>t</sub>	—	0,70 -0,80 M <sub>t</sub>
Besahnstenge . .	v. Fuß bis z. ersten Absatz . . . .	—	0,742-0,747 M <sub>s</sub>	—
	v. ersten bis z. zweiten Absatz . . .	—	0,385-0,455 M <sub>s</sub>	—
Kreuzbram- stenge . . . .	v. Fuß bis z. ersten Absatz . . . .	0,80 -0,87 B <sub>s</sub>	—	0,65 -0,80 B <sub>s</sub>
	v. ersten bis z. zweiten Absatz . . .	0,65 -0,80 B <sub>i</sub>	—	0,70 -0,85 B <sub>i</sub>
Unterrah . . . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	0,021-0,028 R <sub>u</sub>	0,022-0,029 R <sub>u</sub>	0,023-0,030 R <sub>u</sub>
Untermarsrah . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	UMr	UMr	UM
Obermarsrah . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	OMr	OMr	OM
Unterbramrah . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	UBr	UBr	UI
Bramrah . . . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	UBr	UBr	UI
Oberbramrah . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	—	—	—
Royalrah . . . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	0,022-0,028 OBr	0,023-0,029 OBr	0,024-0,030 OI
Skysegelrah . . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	R <sub>r</sub>	R <sub>r</sub>	R <sub>r</sub>
		0,026-0,031 R <sub>r</sub>	0,027-0,032 R <sub>r</sub>	0,028-0,033 R <sub>r</sub>
		S <sub>r</sub>	S <sub>r</sub>	S <sub>i</sub>
		0,028-0,034 S <sub>r</sub>	0,029-0,035 S <sub>r</sub>	0,030-0,036 S <sub>i</sub>
Bagienrah . . . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	0,800 R <sub>u</sub>	—	0,800 R <sub>i</sub>
Unterkreuzrah . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	0,022-0,030 R <sub>u</sub>	—	0,024-0,032 R <sub>u</sub>
Kreuzrah . . . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	0,800-0,820 UMr	—	0,800-0,810 UI
Oberkreuzrah . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	0,006-0,010 R	—	0,008-0,013 R
Kreuzbramrah . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	OMr	—	OI
Kreuzroyalrah . .	Ganze Länge der Nocken . . . . .	0,022-0,025 R	—	0,024-0,026 R
		0,800-0,870 OMr	—	0,77 -0,85 OI
		0,022-0,025 R	—	0,024-0,026 R
		1,000 R <sub>r</sub>	—	1,000 R <sub>r</sub>
		0,026-0,031 R <sub>r</sub>	—	0,028-0,033 R <sub>r</sub>
		1,000 S <sub>r</sub>	—	1,000 S <sub>r</sub>
		0,028-0,034 S <sub>r</sub>	—	0,030-0,036 S
Besahnbaum (Briggbaum) . . . .	Ganze Länge der Nock-Baumlänge × . . . . .	0,149 L	0,137 L	0,150 L
Besahngaffel (Briggaffel) . . . .	Ganze Länge der Nock-Gaffellänge × . . . . .	0,030-0,050	0,030-0,051	0,030-0,052
Fockmast . . . .	üb. d. Wasserl. (s. Abb. 561 u. S. 711)	0,093 L	0,106 L	0,104 L
Großmast . . . .	des Topps	0,100	0,100	0,100
Besahnmast . . . .	über der Wasserlinie . . . . .	—	—	—
	des Topps . . . . .	—	—	—
Großstenge . . . .	v. Fuß bis z. ersten Absatz . . . . .	—	—	—
Besahnstenge . . . .	v. ersten bis zweiten Absatz vom Fuß bis zum Absatz . . . . .	—	—	—
Großbaum . . . .	Ganze Länge . . . . .	—	—	—
Großgaffel . . . .	der Nock-Baumlänge × . . . . .	—	—	—
Besahnbaum . . . .	Ganze Länge . . . . .	—	—	—
Besahngaffel . . . .	der Nock-Gaffellänge × . . . . .	—	—	—
	Ganze Länge . . . . .	—	—	—
	der Nock-Baumlänge × . . . . .	—	—	—
	Ganze Länge . . . . .	—	—	—
	der Nock-Gaffellänge × . . . . .	—	—	—

1) Mittelmast bei Fünfmastschiffen wie Großmast.



## Durchmesser der Masten, Stengen und Rahen aus Stahl.

## 1. Masten.

Ganze Länge <sup>1)</sup> des Mastes	Segelschiffe [Durchmesser <sup>2)</sup> ]				Dampfschiffe (Durchmesser)		
	in der Fischung <sup>2)</sup>	am Fuß	an der Unterkante der Längssattlung	am Topp	in der Fischung	am Fuß	am Angriff der Wanten
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
14	390	300	310	260	340	260	270
15	420	320	330	280	360	270	290
16	440	340	350	300	380	290	310
17	470	360	380	310	410	310	330
18	500	380	400	330	440	330	350
19	530	400	420	350	470	350	370
20	560	420	440	360	500	370	390
21	580	440	470	380	520	390	410
22	610	460	490	400	540	400	430
23	640	490	510	420	560	420	450
24	670	510	530	430	580	440	470
25	700	530	560	450	600	460	490
26	720	550	580	470	620	475	510
27	750	570	600	490	640	490	530
28	780	590	620	500	660	505	550
29	810	610	650	520	680	520	565
30	830	630	670	540	700	535	580
31	850	650	690	560	720	550	595
32	880	670	720	580	740	565	610
33	900	690	740	600	760	580	625
34	920	710	760	610	780	595	640
35	—	—	—	—	800	610	655
36	—	—	—	—	820	625	670

## 2. Marsstengen.

Ganze Länge der Stenge	Durchmesser			Ganze Länge der Stenge	Durchmesser		
	am Fuß	am Unterende des Topps	am Esels- haupt		am Fuß	am Unterende des Topps	am Esels- haupt
	m	mm	mm		m	mm	mm
9,5	290	250	220	15,5	460	410	340
10,0	300	260	230	16,0	470	430	350
10,5	320	280	240	16,5	490	440	360
11,0	330	290	250	17,0	500	460	370
11,5	350	300	260	17,5	520	470	380
12,0	360	320	270	18,0	530	480	390
12,5	370	330	280	18,5	550	500	400
13,0	390	350	290	19,0	560	510	410
13,5	400	360	300	19,5	570	520	420
14,0	420	370	310	20,0	590	540	430
14,5	430	390	320	20,5	600	550	440
15,0	450	400	330	21,0	620	570	450

<sup>1)</sup> Für Masten, die Segel oder Ladebäume führen, gilt als Länge die Entfernung von der Oberkante der Bodenwange bis zum Eselshaupt oder bei Pfahlmasten bis zu der Stelle, an der die Wanten befestigt sind. Wenn Masten, die nur zu Signalzwecken dienen, auf einem Deck oder Tunnel stehen, kann die Länge vom Mastfuß gerechnet werden.

<sup>2)</sup> Der Durchmesser der Masten für Segelschiffe in der Fischung braucht nicht größer zu sein als 28 mm auf das laufende Meter der Länge für vollgetakelte Masten mit Rahen, 25 mm für Masten mit nur einer Stenge und 2 bis 3 Rahen und 21 mm für Masten ohne Rahen.

Der größte Durchmesser von Masten und Bugsprietten darf um 10 vH verringert werden, wenn sie aus Pitchpine, um 5 vH, wenn sie aus Kiefer oder Lärche hergestellt werden.

## 3. Rahen.

Ganze Länge m	Durchmesser					Ganze Länge m	Durchmesser				
	in der Mitte mm	beim 1.Viertel mm	beim 2.Viertel mm	beim 3.Viertel mm	an den Nocken mm		in der Mitte mm	beim 1.Viertel mm	beim 2.Viertel mm	beim 3.Viertel mm	an den Nocken mm
10	200	195	180	150	100	21	420	410	380	315	210
11	220	215	200	165	110	22	440	430	395	330	220
12	240	235	215	180	120	23	460	450	415	345	230
13	260	255	235	195	130	24	480	470	430	360	240
14	280	275	250	210	140	25	500	490	450	375	250
15	300	295	270	225	150	26	520	510	470	390	260
16	320	310	290	240	160	27	540	530	490	405	270
17	340	330	305	255	170	28	560	545	505	420	280
18	360	350	325	270	180	29	580	565	525	435	290
19	380	370	340	285	190	30	600	585	540	450	300
20	400	390	360	300	200						

## Durchmesser der Bugspriete aus Stahl.

1. Kurze Bugspriete				2. Hornbugspriete				
Länge außerhalb der Bettung m	Durchmesser			Länge außerhalb der Bettung m	Durchmesser			
	in der Bettung mm	am Fuß mm	am Esels- haupt mm		in der Bettung mm	am Fuß mm	in der Mitte zwischen Bettung und Nock mm	an der Nock mm
4,0	400	320	280	8,0	350	280	310	150
4,5	450	360	310	9,0	410	330	370	170
5,0	500	400	340	10,0	470	380	420	190
5,5	550	450	380	11,0	530	440	480	210
6,0	600	490	410	12,0	590	490	530	230
6,5	650	530	440	13,0	650	530	570	260
7,0	700	570	470	14,0	700	570	620	280
7,5	750	610	500	15,0	750	610	660	300
8,0	800	660	530	16,0	800	660	700	320
8,5	850	700	570	17,0	850	700	750	340
9,0	900	740	600	18,0	900	740	800	360

## Durchmesser der Bäume für Gaffelsegel.

Länge des Baumes mm	Auf $\frac{1}{3}$ der Länge vom äußeren Ende mm	Auf $\frac{1}{3}$ der Länge vom Mast mm	am äußeren Ende des Baumes mm	am Mastende mm	Länge des Baumes mm	Auf $\frac{1}{3}$ der Länge vom äußeren Ende mm	Auf $\frac{1}{3}$ der Länge vom Mast mm	am äußeren Ende des Baumes mm	am Mastende mm
11	230	200	180	160	17	350	315	275	250
12	250	220	195	175	18	370	335	290	265
13	270	240	210	190	19	390	350	310	280
14	290	260	225	205	20	410	370	320	295
15	310	280	240	220					

### 3. Ausführung und Abmessungen der Bemastung<sup>1)</sup>.

Bei kleinen Schiffen besteht die ganze Bemastung aus Holz; bei mittelgroßen ebenfalls, ausgenommen Untermasten und Bugspriet; bei großen Schiffen werden meist nur noch die Bramstengen, die oberen Rahen sowie die Gaffeln und Bäume aus Holz gefertigt, alles übrige aus Stahl (Flußeisen).

Die Querschnittform der aus Stahl gefertigten Teile ist kreisrund. Rundhölzer können in Bereichen, wo es wünschenswert erscheint, viereckig oder auch achteckig gemacht werden.

Beanspruchung der Masten und Rundhölzer.

Ist in Abb. 562

$W$  die Richtung,

$ab$  die Größe des Winddruckes,

$h$  die Höhe des Segelschwerpunktes über dem Schwerpunkt des Längenplans,

$\varphi$  der Neigungswinkel,

dann ist  $W \cdot h$ , das Segelmoment, gleich dem Stabilitätsmoment und

$$\overline{ac} = \overline{ab} \cdot \cos \varphi,$$

der auf die Takelung wirkende Normaldruck.

In der Richtung des Wants, das mit dem Mast den Winkel  $\alpha$  bildet, entsteht daher eine Zugkraft

$$\overline{ad} = \frac{\overline{ac}}{\sin \alpha} = \sqrt{\overline{ae}^2 + \overline{ac}^2}$$

und in der Richtung des Mastes eine Druckkraft

$$\overline{ae} = \overline{ac} \cdot \operatorname{ctg} \alpha,$$

welche den Mast auf Zerknicken beansprucht. Der Winkel  $\alpha$  beträgt ungefähr  $18^\circ$  und der, welchen die Pardunen mit dem Mast oder der Stenge bilden, etwa  $10^\circ$ , also ist  $\alpha$  im Mittel =  $14^\circ$ ; demnach wird durchschnittlich

$$\overline{ad} = 3,50 \cdot \overline{ac} \text{ die Zugspannung im Want,}$$

$$\overline{ae} = 3,40 \cdot \overline{ac} \text{ die Druckspannung im Mast,}$$

also beide Beanspruchungen ungefähr gleich groß, weil der Mast infolge Schlaffwerdens der Leewanten noch eine kleine Biegespannung auszuhalten hat.

Ferner erfährt der Mast auch durch die Stenge die weitere Beanspruchung auf Biegung und durch die am Rackband aufgehängte Rah eine solche auf Verdrehung, welche durch das Eigengewicht der Stengen und Rahen, durch scharfes Stagen und Anbrassen sowie durch Schlingern des Schiffes noch vergrößert werden.

Die Marsstenge wird in gleicher Weise wie der Mast beansprucht, die Bramstengen und das Bugspriet dagegen nur auf Druck und Biegung, ebenso die Bäume, Rahen und Gaffeln, und zwar die beiden letzteren vorwiegend auf Biegung, die Bäume dagegen mehr auf Druck, also Zerknicken. Gegen alle diese Beanspruchungen ist kreisrunde Querschnittsform die geeignetste, die daher auch fast allgemein für alle Teile der Bemastung angewendet wird. Da die Kräfte, welche auf letztere wirken, sehr verschiedenartig sein können, ist eine Berechnung dieser Teile sehr schwierig.

Die Durchmesser der stählernen Masten und Rundhölzer der Segelschiffe werden daher aus den vorausgehenden Vorschriften und Tabellen (S. 714/715) des Germanischen Lloyd bestimmt, deren Angaben auf langjährigen Erfahrungen beruhen.

<sup>1)</sup> Vgl. die Vorschriften des Germanischen Lloyd für Klassifikation und Bau von flußeisernen Seeschiffen (s. a. Middendorf: a. a. O. S. 239 u. folg.).

Die Maße für die Pfahlmasten der Dampfer können ebenfalls nach den Vorsch. des G. L. gewählt werden. Bei Belastung der Masten durch schweres Ladegeschirr und Ladegut (mehr als 5 t) ist eine besondere Festigkeitsrechnung erforderlichlich zur Ermittlung der notwendigen Mastverstärkungen<sup>1)</sup> (s. Ladegeschirr S. 741).

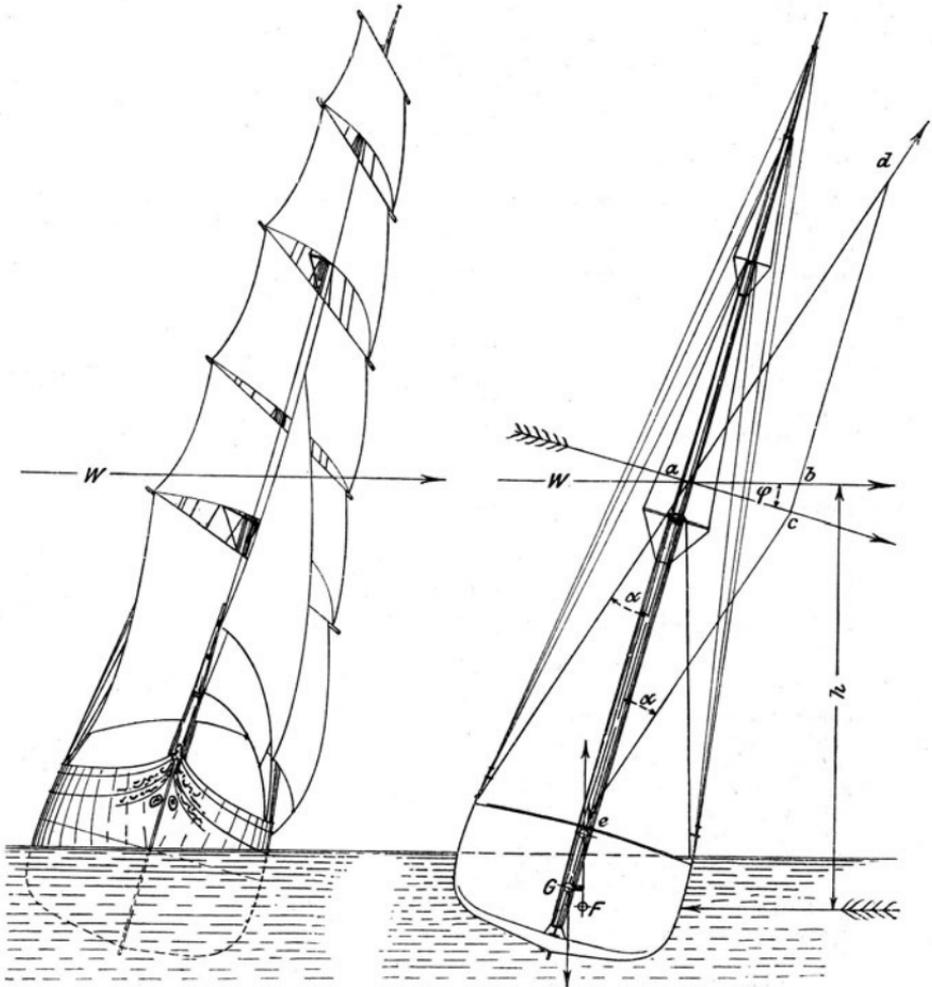


Abb. 562.

Hornbugspriete aus Holz können im Durchmesser ebenso dick genommen werden wie stählerne. Kleine Jachten haben oft ein flaches und breites Bugspriet.

<sup>1)</sup> Über Mastbeanspruchungen durch Ladebäume vgl. Stowasser: Über die Berechnung von Masten. Zeitschr. Jahrg. 1914, S. 69 u. folg.; ferner: Siemann: Beitrag zur Mastberechnung. Schiffbau 1919, S. 522; ferner: Meyer: Über die Lös- und Ladeeinrichtungen der Frachtschiffe. Schiffbau 21. Jg.; ferner: Güttschow: Beiträge zur Berechnung von Lademasten. Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1922, S. 294.

Die Durchmesser der in den Tabellen S. 714 bis 715 enthaltenen Rundhölzer sind nach ihren Längen ( $l$ )<sup>1)</sup> wie folgt zu nehmen.

1. Besahnstenge für Barken, Vor- und Großstenge für Schoner, Großstenge für Schonerbarken und Dreimastschoner, alle Bramstengen mit zwei Absätzen für Schiffe, Barken, Schonerbarken und Briggs<sup>2)</sup>:

Dicke am Fuß	Durchmesser					
	im 1.	im 2. Viertel	im 3.	beim ober- sten Absatz	am Flaggentopp unten      oben	
1 × 0,0244 quadratisch	0,0217	0,0202	0,0180	0,0154	0,0130	0,0065

2. Bramstengen mit ein, zwei und drei Absätzen für Schiffe und Barken, Besahnstengen für Schonerbarken und Dreimastschoner<sup>2)</sup>:

1 × 0,0200 quadratisch	0,0194	0,0180	0,0158	0,0130	0,0110	0,0052
---------------------------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

3. Bäume: auf  $\frac{2}{3}$  vom Mast 0,022; am Mast 0,015; am Außenende 0,018.

4. Gaffeln: auf  $\frac{1}{3}$  vom Mast 0,022; an der Klaue 0,015; am Außenende 0,006.

5. Klüverbaum: im Eselshaupt 0,034; innen 0,026; außen 0,014.

Über die Herstellung und Befestigung der einzelnen Teile der Bemastung sind in dem genannten Werke von Middendorf ausführliche Angaben, Berechnungen und Zeichnungen enthalten, auf welche hiermit verwiesen wird.

#### 4. Form und Verwendung der Segel.

##### Rahsegel.

Breite und niedrige Segel stehen besser „am Winde“ als schmale und hohe, welche leicht großen Bauch haben, der, je älter das Segel wird, sich vermehrt und dann nicht mehr zu beseitigen ist. Wegen der notwendig werdenden langen Rahen sind indessen erstere nicht so handlich wie letztere. Es empfehlen sich daher für Segelschiffe auf kleiner Fahrt mehr hohe und schmale, für Segelschiffe auf langer Fahrt dagegen mehr niedrige und breite Segel. Bei letzteren Schiffen darf jedoch nicht außer acht gelassen werden, daß die Obersegel nicht zu klein und daß sie möglichst hoch angebracht werden, damit in den Tropen bei eintretender Windstille die etwa vorhandenen Oberwinde möglichst ausgenutzt werden können<sup>3)</sup>. Deshalb findet man bei Schiffsführern oft eine Vorliebe für hohe und oben breite Takelung.

Große Segelschiffe haben daher gewöhnlich doppelte oder geteilte Mars- und Bramsegel, die leichter zu handhaben sind und weniger Mannschaft zur Bedienung erfordern. Die Untermarssegel müssen auch deshalb recht niedrig sein, weil sie als Sturmsegel zu dienen haben.

Die Länge der Unterrahen sollte nicht viel über doppelte Schiffsbreite und nicht größer als 1,34 des Mastenabstandes genommen werden.

<sup>1)</sup> Bei Stengen wird  $l$  ohne Flaggentopp, beim Klüverbaum außerhalb des Eselhauptes gerechnet.

<sup>2)</sup> Die Absätze der Stengen werden durch Vergrößerung des Durchmessers gebildet, wie folgt: bei einem Stengedurchmesser von weniger als

150 mm	24 mm	Vergrößerung,
150—200	„ 28	„
200—300	„ 32	„
über 300	„ 36	„

die Füße der Stengen sind quadratisch.

<sup>3)</sup> S. S. 417 Windgeschwindigkeit.

## Stagsegel.

Dreieckige Segel — Stagsegel, Toppsegel und Flieger (Trysegel) — sind in der Regel mit Ausnahme des Klüvers und des Stagfock- oder Vorstengestagegels, nur als Hilfssegel zu betrachten und werden deshalb bei der Berechnung des Segelschwerpunktes nicht mitgezählt.

Dreieckige Segel haben vor den viereckigen den Vorteil, daß sie zu ihrer Befestigung keiner Rahen bedürfen; außerdem stehen solche Segel, wenn das Unterliek nicht gar zu groß wird, meistens gut und können daher sehr hart am Winde gefahren werden.

## Gaffelsegel.

Die Gaffel- oder Baumsegel (mit oder ohne Baum) stehen nicht ganz so gut am Winde wie die Stagsegel, da die Gaffel stets bestrebt ist, sich nach Lee überzulegen, während der Baum durch die Schot festgehalten wird und so nicht selten das Segel oben flattert (killt), während es unten vollsteht. Durch guten Schnitt und zweckentsprechende Ausführung, namentlich (was bei Jachten vielfach geschieht) durch Einnähen von schwachen Holzleisten in die hinteren Bahnen des Segels, senkrecht zum Achterliek, kann indessen dieser Übelstand wesentlich gemildert, wenn nicht ganz beseitigt werden.

Gaffelsegel sind für Schiffe, welche viel manövrieren müssen, also solche, die in engen Fahrwassern sich bewegen, von Wert; sie haben den Vorteil, daß sie von Deck aus und durch verhältnismäßig geringe Mannschaft bedient werden können.

5. Aufhängung und Schnitt der Segel<sup>1)</sup>.

## Aufhängung.

Die Achse, um welche die Rahen sich drehen, kann in der verlängerten Mittellinie der Bramstengen angenommen werden. Senkrecht zu dieser Linie werden die Mittellinien der Rahen abgesetzt.

In Wirklichkeit fallen, wie Abb. 563 zeigt, die Rahmitten nicht immer in diese, meist überhaupt nicht in eine gerade Linie, sondern nur bei Masten, die ohne Stenge ausgeführt sind (*III*), wogegen bei Masten mit einer Stenge meist nur die oberste und die untersten, bei Masten mit zwei Stengen die mittleren Rahen ihre Mitten auf einer geraden Linie haben.

Die Rahen werden an Racken ( $\gamma$ ), Hangerketten und an Toppnanten aufgehängt und sollen, ohne an ein Want oder Stag anzustoßen, bis zu einem Winkel von  $34^\circ$  angebraßt werden können.

Die Racken sind mittels Rackbändern (oder -ringen) am Mast oder Eselsaupt und an der Rah befestigt.

Die Entfernung des Rackbandes von der Saling (Sattlung), also die Höhenlage der Rah am Mast, ergibt sich aus der Tabelle auf S. 712 bei den verschiedenen Takelungen. Die Höhenlage des Bugspriets richtet sich nach dem Strak des Vorschiffes und der Form des Galions (s. S. 4).

Die Gaffel liegt in einem Winkel von 20 bis  $40^\circ$ , möglichst parallel mit dem Besahn- oder Großstag und etwa um das 5fache des Mastdurchmessers unter der Unterkante der Saling, wenn kein Schnaumast vorhanden ist; andernfalls wird sie in der Höhe der Rah aufgehängt.

Bei großen Schiffen sind bisweilen doppelte Gaffeln vorhanden.

Die Gaffeln fahren am Mast mit Klauen (Gabeln), welche den Mast etwa zur Hälfte umfassen und aus Holz oder Eisen gefertigt sind. Bei größeren Schiffen wurden diese Klauen an einer hinter dem Mast aufgestellten dünneren Spiere, dem Schnaumast, angebracht, damit sie nicht zu groß werden. Neuerdings wendet man dafür allgemein Gleitschienen (Jackstage) am Mast an.

<sup>1)</sup> Vgl. Heinks: Berechnung und Schnitt der Segel. Bremerhaven: Kommissionsverlag L. v. Vangerow.

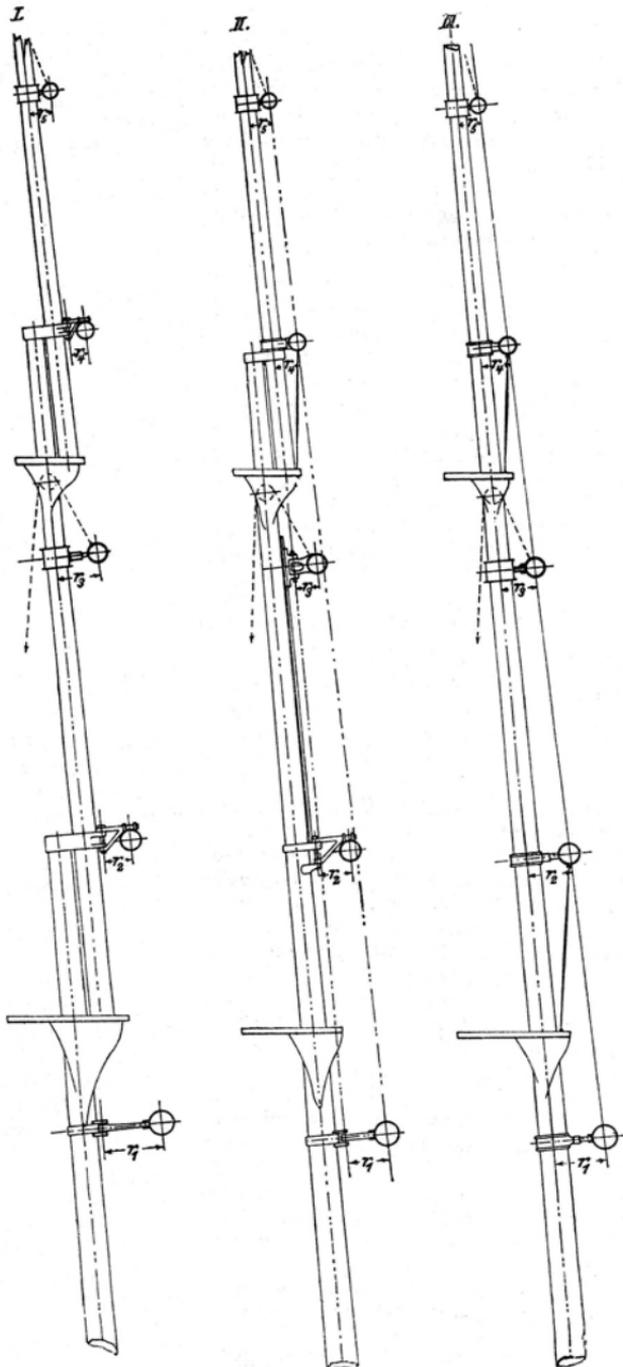


Abb. 563.

Die Bäume der Gaffelsegel sind mit dem Mast nur selten mit Klauen, meist wie Ladebäume mittels eines am Fuße des Baumes befindlichen und in dem Mastbeschlag drehbaren Zapfens (Lümmels) verbunden. An ihrem Außenende werden sie mittels der Dirken (Kranleinen) am Mast gehalten.

Zum Anschlagen (Befestigen) der Segel erhalten alle Rahen der Länge nach auf dem oberen vorderen Viertel ihres Umfanges Jackstagen, das sind Stangen aus Rundeisen, die von einer Nock zur andern reichen und mit der Rah durch Augbolzen verbunden sind.

Auch auf dem Bugsprit werden an dessen oberer Kante solche Jackstagen zum Befestigen der Klüver angebracht.

#### Schnitt der Segel.

Nach Middendorf (a. a. O. S. 65) sollen in allgemeinen die Rahsegel so geschnitten werden, daß die Innenkante des Nockbandes oben wenigstens  $0,025 R$ <sup>1)</sup> von dem stehenden Liek, unten  $0,013 R$  von der Brille (Schothorn) des Segels entfernt ist. Bei stark nach oben zugespitzten Segeln muß das erstere Maß größer sein; dagegen darf bei Rahsegeln, die zum Reffen eingerichtet sind, die Breite des Segels am untersten Reff nicht größer sein als die Länge der Rah zwischen den Nägeln<sup>2)</sup> der Schotenscheiben, weilsonst beim Reffen die äußersten Reffleget nicht mehr innerhalb der Nocken bleiben (Abb. 564).

In der Regel werden aber die Segel vom Segelmacher nie so groß angefertigt, weil das Tuch sich beim Gebrauch ausdehnt (reckt). Dies tritt natürlich um so mehr ein, je

länger das Liek ist; deshalb überragen gewöhnlich die Endpunkte der gewölbten Unterlieken der Rahsegel diejenigen der Oberlieke der darunter befindlichen um ein geringes Maß, etwa  $0,40$  bis  $0,70$  m an jeder Seite. Nur die untersten Rahsegel haben meist parallele Seitenlieken.

Der Ausschnitt (die Wölbung) der Unterlieks richtet sich danach, ob unter dem Segel Stagen und Brassn durchfahren, welche einen größeren Ausschnitt bedingen oder nicht, und ist je nach Höhe und Breite des Segels im ersten Fall etwa  $1$  bis  $1,5$  m, im zweiten etwa  $0,5$  bis  $1$  m hoch. Einen Anhalt für die Höhe der Ausschnitte bei den verschiedenen Rahsegeln geben die Segelschiffskizzen im Beiheft.

Die Länge des Ober- und Unterlieks der Baum- (Besahn-) Segel kann man ähnlich bestimmen wie bei den Rahsegeln; doch sind diese Abstände des Lieks und Schothorns von den Nockbändern hier nicht so fest gegeben wegen der Verschiedenartigkeit der Beschläge an diesen Teilen, namentlich am Baum.

Der Baum ragt (außer bei kleinen Fahrzeugen und Jachten) selten über das Heck des Schiffes hinaus; das Schothorn des Baumsegels schneidet daher gewöhnlich mit der Hinterkante des Hecks ab.

Die Unterlieken sämtlicher Untersegel sind so hoch anzunehmen, daß sie von den Deckshäusern und den auf Deck befindlichen Booten usw. frei fahren.

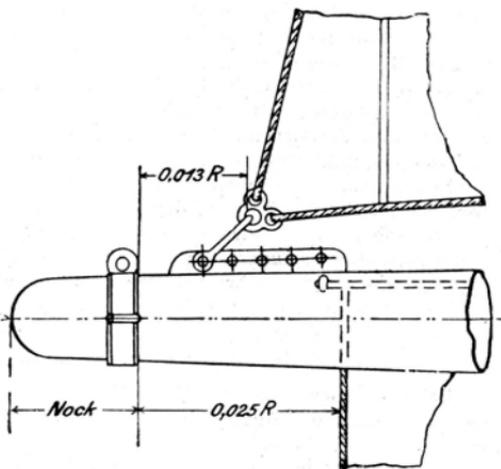


Abb. 564.

<sup>1)</sup>  $R$  = ganze Länge der Rah.

<sup>2)</sup> Drehachsen.

Die Vorsegel sind so zu bemessen, daß sie sich nicht gegenseitig den Wind nehmen und die Bedienung der Segel des Fockmastes nicht behindern. Sie sind im Vorliek ungefähr  $\frac{2}{3}$  bis  $\frac{3}{5}$ mal so lang zu machen wie das zugehörige Stag. Das Hinterliek ist dann  $\frac{2}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  und das Unterliek etwa  $\frac{1}{2}$  mal so lang wie das Vorliek.

Die Dreiecksegel zwischen den Masten werden in ähnlichen Verhältnissen geschnitten, und zwar gewöhnlich so, daß die gleichnamigen Stengestagegel an allen Masten, außer am Kreuzmast, gleich groß sind.

Das Gaffeltoppsegel des Besahnmastes ist ebenfalls meistens ein Dreiecksegel, dessen Spitze bis zum zweiten Absatz der Stenge hinauf und dessen Schothorn etwas unterhalb der Gaffel hinabreicht. Nur selten ist es ein Gaffelsegel; in diesem Falle wird die Gaffel nur bis zum ersten Absatz der Besahnstenge geheißt.

**Gleichgewicht der Segel.** Bei einem gut ausgeführten Segelriß sollen einzelne Segel sich derart das Gleichgewicht halten, daß bei ihrer Fortnahme der allgemeine Segelschwerpunkt wenig oder gar nicht geändert wird.

So sollte sich Großmast und Klüver, Besahn- und Fockmast und ebenso der Klüver und die oberen Segel des Besahns gegenseitig ausgleichen. Dasselbe gilt für die sog. Schönwettersegel. Der gemeinsame Schwerpunkt der sich ausgleichenden Segel muß sich alsdann in der Nähe des Segelschwerpunktes befinden; seine Lage wird indessen auch abhängig von der Schiffsform und der Takelungsart sein müssen, da sich mit dem Zustand der See, der Stärke des Windes, der Fahrtgeschwindigkeit und Fahrtrichtung des Schiffes (ob vor, bei oder am Winde segelnd) einerseits der Angriffspunkt des Seitenwiderstandes ändert, andererseits je nach den obwaltenden Umständen bei den verschieden getakelten Schiffen andere Segel zur Verwendung kommen.

Näheres s. S. 724: Beispiele von Segelschiffen.

## 6. Stehendes Gut.

Bei der Anfertigung des Takelrisses ist insbesondere bei Segelschiffen auf eine geschmackvolle Anordnung des stehenden Tauwerks (stehendes Gut) zu achten.

Die Stagen sollen bei Segelschiffen möglichst in gleicher Richtung und eins in die Verlängerung des anderen gesetzt werden; z. B. sollen Vorstag und Groß-

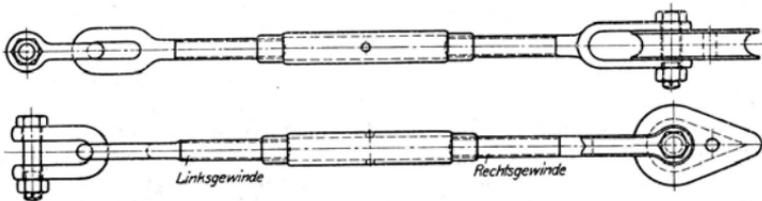


Abb. 565.

stengestag in eine gerade Linie fallen und beide parallel dem Großstag laufen. Das sieht gut aus und erleichtert die wünschenswerte Übereinstimmung mehrerer Segel in Form und Größe. Das gute Aussehen aber hebt das Vertrauen in die Segeligenschaften eines Schiffes.

Ferner müssen die Unter- und Stengewanten sowie die Pardunen, vom Ende aus gesehen, unter sich gleichgerichtet sein. Dies ist durch richtige Bemessung der Breiten von Rüsten und Marsen zu erreichen.

Das stehende Gut, aus Hanftau oder verzinktem Eisen- oder Stahl-drahttau bestehend, wird gewöhnlich oben um die Toppen der Masten und Stengen geschlungen und versplißt, unten an Deck an Augbolzen oder Rüsteisen befestigt und mittels Spannschrauben (Abb. 565) zum Nachsetzen

ingerichtet. Nur beim Bugspriet werden als stehendes Gut vorzugsweise Stangen und Ketten benutzt. Spannschrauben für stehendes Gut können nach Normalmaßen des HNA, Lg 4, ausgeführt werden.

Die Festigkeit dieses Tauwerks sowie Festigkeit und Gewicht des in der deutschen Kriegsmarine gebräuchlichen Tauwerks ergeben sich aus den weiter unten (bei Ausrüstung) folgenden Tabellen.

Für die Verteilung und die Abmessungen des stehenden Gutes sind die Vorschriften des Germanischen Lloyd maßgebend.

Die Anzahl der Stagen und Wanten aus Stahldrahttauwerk ergibt sich danach wie folgt:

## Stehendes Gut aus Stahldrahttauwerk.

Bezeichnung der Stagen und Wanten	Vollgetakelte Segelschiffe und Dampfer <sup>1)</sup>		Nicht vollgetakelte Segelschiffe und Dampfer <sup>2)</sup>		Segelschiffe <sup>3)</sup>	
	Mastlänge <sup>4)</sup> m	Anzahl	Mastlänge <sup>5)</sup> m	Anzahl	Mastlänge <sup>5)</sup> m	Anzahl
Unterstagen . . .	18-34	2	11-23	2	—	—
Unterwanten . . .	18-19	4	11-18	4	10-16	3
	19-25	5	18-23	5	16-22	4
Untere Toppwanten	25-34	6	—	—	—	—
	18-22	—	—	—	—	—
	22-30	1	—	—	—	—
Stengestagen . . .	30-34	2	—	—	—	—
	18-34	2	11-21	1	10-22	1
Stengepardunen . .	—	—	21-23	2	—	—
	18-26	2	11-16	1	10-18	1
Stengetoppardunen	26-34	3	16-21	2	18-22	2
	—	—	21-23	3	—	—
Bramstagen . . . .	18-24	—	—	—	—	—
	24-34	1	—	—	—	—
Brampardunen . . .	18-31	1	11-23	1	s. Stengestagen	—
	31-34	2	—	—	—	—
Royalstagen und -pardunen . . .	18-23	1	11-20	1	10-22	1
	23-24	2	20-23	2	—	—
Bugstagen . . . .	18-34	1	—	—	—	—
	18-24	1	—	—	—	—
	24-34	2	—	—	—	—

Das für das stehende Gut der Handelsschiffe zur Verwendung kommende Drahttauwerk muß die in der Tabelle auf S. 728 angegebene Bruchfestigkeit haben.

<sup>1)</sup> Fockmasten von Schonerbriggs und Schonerbarken; vollgetakelte (Rah-) Masten von Drei-, Vier- und Fünfmastbarken; alle Masten von Briggs, sowie Drei-, Vier- und Fünfmast-Vollschiffen.

<sup>2)</sup> Besahnmast von Drei-, Vier- und Fünfmastbarken; Großmast von Schonerbarken; Fock- und Großmast von Drei- und Viermast-Toppsegelschonern; Fockmast von Schonern und Dreimastschonern.

<sup>3)</sup> Großmast von Schonern und Dreimastschonern; zweiter Großmast (Hauptmast) von Viermast-Toppsegelschonern; Besahnmast von Schonerbarken, Dreimastschonern. Drei- und Viermast-Toppsegelschonern; Masten von Gaffelschonern, Loggern, Tjalkern und Kuttern.

<sup>4)</sup> Gemessen von Hauptdeck (bei Dampfern vom obersten durchlaufenden Deck) bis Oberkante Bramsaling.

<sup>5)</sup> Gemessen von Hauptdeck (bei Dampfern vom obersten durchlaufenden Deck) bis Oberkante Saling.

Beispiele von Segelschiffen (nach Middendorf).

Takelung	L m	B m	H m	T ohne Kiel m	P = D t	Schiffs- eigen- gewicht t	Ladung t	Raum- gehalt m <sup>3</sup> Br.-Reg.-T.	MG beladen m	Segel- fläche S <sub>1</sub> m <sup>2</sup>	Segelschwerpunkt		
											über WL m	über d. L. Pl. s) m	vor 1/2 L m
Fünfmastvollschiff <sup>3)</sup> . . . . .	120,0	16,40	9,90	7,614	10794	3432	7362	$\frac{14\ 612}{5160}$	0,529	4663,5	26,43	30,38	7,00
Fünfmastbark . . . . .	109,4	14,84	8,50	6,70	7585	2200	5385	$\frac{10\ 350}{3650}$	0,847	3882,5	24,83	28,33	7,74
Viermastvollschiff . . . . .	95,0	13,87	8,35	6,72	6176	1710	4466	$\frac{8252}{2913}$	0,591	2932,0	23,45	26,96	5,25
Viermastbark (s. Tafel im Beiheft)	95,0	13,87	8,35	6,72	6176	1710	4466	$\frac{8252}{2913}$	0,591	2932,0	23,89	27,40	5,19
„ <sup>3)</sup> . . . . .	85,0	13,00	8,00	6,45	4681	1440	3241	$\frac{6630}{2341}$	0,591	2665,2	21,90	25,25	5,68
Vollschiff <sup>3)</sup> . . . . .	80,0	12,25	7,50	6,05	4250	1140	3110	$\frac{5513}{1946}$	0,513	2007,0	20,99	24,14	4,84
Bark . . . . .	80,0	12,25	7,50	6,05	4250	1140	3110	$\frac{5513}{1946}$	0,513	2007,0	20,16	23,31	5,45
„ <sup>3)</sup> . . . . .	70,0	11,60	7,40	5,77	3235	890	2345	$\frac{4324}{1526}$	0,419	1581,0	19,03	22,03	5,23
„ . . . . .	58,3	10,21	6,52	5,32	2120	620	1500	$\frac{2910}{1016}$	0,453	1254,6	16,76	19,51	3,99
Schonerbark <sup>2)</sup> . . . . .	40,59	8,30	4,02	3,25	661,5	208,3	453,2	$\frac{360}{822}$	0,985	689,2	12,64	14,35	2,86
Brigg <sup>3)</sup> . . . . .	36,8	7,45	4,00	3,375	554	170	384	$\frac{822}{290}$	0,950	683,0	12,15	13,92	2,37

Schonerbrigg <sup>3)</sup> . . . . .	32,0	7,70	4,28	3,75	539	163	376	$\frac{791}{279}$	0,732	513,0	12,64	14,51	2,33
Dreimasttoppselchoner <sup>3)</sup> . . . . .	36,6	8,10	4,60	4,00	656	211	445	$\frac{1023}{360}$	0,788	691,0	14,21	16,29	1,82
Dreimastschoner <sup>3)</sup> . . . . .	33,3	7,40	3,61	2,92	445	138	307	$\frac{667}{236}$	0,837	515,0	12,09	13,63	2,50
Schoner <sup>3)</sup> . . . . .	27,0	6,57	3,20	2,81	328	92	236	$\frac{426}{150}$	0,857	414,6	10,94	12,42	1,94
„ <sup>3)</sup> . . . . .	23,4	5,85	2,92	—	—	—	—	—	—	330,4	9,49	—	1,33
Siebennastgaffelschoner <sup>3)</sup> . . . . .	112,0	15,24	10,50	8,27	10000	2500	7500	—	—	3770,0	22,18	26,43	1,65
Viermastgaffelschoner <sup>3)</sup> . . . . .	68,5	12,80	5,65	—	—	—	—	$\frac{2830}{1000}$	—	—	—	—	—
Dreimastgaffelschoner <sup>3)</sup> . . . . .	33,22	7,47	3,125	2,70	442	128	314	$\frac{582}{205}$	1,175	573,0	11,69	13,07	1,82
Zweimastgaffelschoner mit Schwert	33,22	8,00	3,125	2,70	468,4	137	331,4	—	1,382	639,1	12,87	14,46	1,55
Ders. (Schonerjacht) <sup>3)</sup> . . . . .	34,00	6,20	2,65	2,20	297	90	207	$\frac{419}{148}$	0,962	442,0	10,46	11,64	0,20
Lotsschoner <sup>3)</sup> . . . . .	23,1	5,60	3,38	2,90	200	68	$\frac{100+32}{m. Ballast}$	$\frac{328}{116}$	0,946	331,2	9,37	10,87	-0,17
Logger <sup>3)</sup> . . . . .	22,0	5,95	3,45	2,63	196	73	123	$\frac{309}{109}$	0,714	253,1	8,67	10,06	-0,07
Kutter <sup>3)</sup> . . . . .	18,5	5,80	3,10	2,20	95	50	$\frac{45}{m. Ballast}$	$\frac{249}{88}$	1,409	296,0	9,74	10,91	-0,02

<sup>1)</sup> Soweit sie für die Berechnung maßgebend ist, also ohne die leichten Segel.

<sup>2)</sup> Die Höhe *h* s. S. 717, L. Pl. = Längenplan unter der WL (eingetauchter Längenplan).

<sup>3)</sup> S. Abb. auf S. 9 bis 25.

### 7. Laufendes Gut.

Das laufende Gut dient zum Bewegen und Befestigen der Rahen, Bäume und Gaffeln sowie zum Setzen, Bewegen und Bergen der Segel. Um hierbei die nötige Kraft anzuwenden, werden Winden und Flaschenzüge (Taljen) benutzt. Eine Talje besteht in der Regel aus zwei Blöcken und einem Läufer; letzterer kann ein Hanf- oder Stahldrahttau oder eine Kette sein. Stahldrahtläufer für Ladegeschirr erhalten meist am unteren Ende ein etwa 3 m langes Stück kurzgliedrige Krankette. Nach der Anzahl der Scheiben in den Blöcken richtet sich die Übersetzung der Talje, d. h. die Größe der mit ihr auszuübenden Zugkraft; je größer die Anzahl der Scheiben ist, desto geringer kann daher bei einer bestimmten Zugkraft die Stärke, also der Umfang des Läufers sein. Letzterer sollte, sofern er nicht auf Winden, sondern durch Menschenkraft angeholt werden soll, nicht unter 50 und nicht viel über 76 mm sein, weil solches Tauwerk für normale Hände am besten anzufassen ist. Deshalb werden bei kleinen Schiffen oft die Läufer stärker genommen als eigentlich nötig. Für die Läufer des Ladegeschirrs wird flachlitziges Stahldrahttauwerk wegen seines guten Aufliegens in der Scheibe und seiner dadurch bedingten geringeren Abnutzung bevorzugt.

#### Tragfähigkeit der Taljen.

Wird mit Hilfe einer Talje eine Last  $Q$  gehoben, so ist — ohne Rücksicht auf die Reibungs- und sonstigen Widerstände — die Zugkraft  $P$  am Ende des Läufers =  $Q$ , geteilt durch die Anzahl der einzelnen Partien (Stränge) des Läufers. Die größte Zahl der Scheiben in einem Block ist gewöhnlich drei, weil bei mehr Scheiben die Widerstände zu groß werden.

In dem mehrfach erwähnten Buch gibt Middendorf auf S. 347 eine Tabelle, welche die Anordnung ein- und mehrscheibiger Taljen und die Bruchbelastung der Läufer für Hanftau, Stahldrahttau und Kette anzeigt. Genügt die Zugkraft einer Talje nicht, so kann man auf den Läufer noch eine zweite Talje (Talje auf Talje) setzen. Die ganze Anordnung heißt dann Takel und Mantel oder Manteltakel; die erste Talje der Mantel und der Läufer der zweiten Klappläufer.

### 8. Beispiele von Segelschiffen.

Als Beispiele gibt Middendorf in seinem mehrfach genannten Werke die Segelrisse einer großen Anzahl von mustergültigen Segelschiffen und Fahrzeugen sowie von Dampfern nebst eingehenden Berechnungen.

Ein Teil derselben ist im Beiheft in verkleinertem Maßstab dargestellt.

Die Hauptmaße und Berechnungsergebnisse der Segelschiffe sind in der Tabelle S. 724/725) enthalten.

### 9. Gewichte von Einzelheiten der Bemastung und Takelung.

Gewichte der Rahen und Beschläge<sup>1)</sup>.

Länge der Rah m	Rah aus Stahl kg	Rah aus Holz kg	Be- schläge kg	Länge der Rah m	Rah aus Stahl kg	Rah aus Holz kg	Be- schläge kg
6	90	50	20	20	1300	1150	150
8	140	100	40	22	1700	1500	200
10	250	150	60	24	2200	1960	250
12	400	250	80	26	2800	2500	320
14	550	400	90	28	3500	3150	400
16	750	580	100	30	4350	3900	500
18	1000	840	120	32	5350	—	600

<sup>1)</sup> Nach Middendorf: S. 284.



## Drahtseile für Handelsschiffe (stehend Gut)

42 Drähte 6 Litzen zu je 7 Drähten und 1 Fasereinlage								6 Litzen zu je			
Umfang der Seile		Durchmesser der		Rechnerisches Gewicht für 1 m Seil kg	Bruchfestigkeit der Seile in t bei			Umfang der Seile		Durchmesser der	
mm	engl. Zoll	Seile mm	Drähte mm		40 kg/mm <sup>2</sup>	70 kg/mm <sup>2</sup>	130 kg/mm <sup>2</sup>	mm	engl. Zoll	Seile mm	Drähte mm
25	1	8	0,85	0,23	0,95	1,68	3,10	41	1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	13	1,0
29	1 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	9	1,0	0,32	1,32	2,31	4,28	45	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	14	1,1
32	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	10	1,1	0,38	1,60	2,79	5,21	48	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	16	1,2
35	1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	11	1,2	0,46	1,90	3,33	6,17	51	2	16	1,3
38	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	12	1,3	0,53	2,23	3,90	7,27	57	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	18	1,4
41	1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	13	1,4	0,62	2,59	4,52	8,40	60	2 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	19	1,5
45	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	14	1,5	0,71	2,97	5,19	9,66	64	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	20	1,6
48	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	15	1,6	0,81	3,38	5,91	10,96	67	2 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	21	1,7
51	2	16	1,7	0,91	3,81	6,67	12,39	70	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	22	1,8
54	2 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	17	1,8	1,02	4,28	7,48	13,90	76	3	24	1,9
57	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	18	1,9	1,14	4,76	8,33	15,50	78	3 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	25	2,0
60	2 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	19	2,0	1,26	5,28	9,24	17,14	86	3 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	27	2,2
67	2 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	21	2,2	1,42	6,39	11,17	20,75	95	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	30	2,4
70	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	22	2,4	1,81	7,60	13,30	24,70	102	4	32	2,6
76	3	24	2,6	2,12	8,92	15,61	28,98	111	4 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	35	2,8
83	3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	26	2,8	2,46	10,35	18,08	33,60	114	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	37	3,0
89	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	28	3,0	2,82	11,88	20,78	38,60	133	5 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	42	3,4
102	4	32	3,4	3,63	15,25	26,69	49,96	146	5 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	47	3,8
114	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	36	3,8	4,53	19,05	33,34	61,91	165	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	52	4,2
121	4 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	39	4,2	5,53	23,27	40,73	75,64				

## Gewichte der Segel.

Das gebräuchliche Segeltuch<sup>1)</sup> wird in sieben verschiedenen Stärken angefertigt.

Die Tabelle auf S. 727 gibt das Gewicht der Stärkennummern und ihre Verwendung für die verschiedenen Segel und Schiffsklassen an.

Das Gewicht der fertigen Segel einschl. der Lieken, Verdoppelungen usw. beträgt ungefähr für 1 m<sup>2</sup> Oberfläche und bei den angegebenen Einheitsgewichten (vgl. die Tabelle auf S. 727):

Gewicht des Segeltuches kg/m <sup>2</sup>	Gewicht des fertigen Segels kg/m <sup>2</sup>	
Gewöhnliches Segeltuch	0,90	Großsegel und Fock 1,8; Sturmsegel 1,8 bis 2,0.
	0,87	Marssegel 2,4 bis 2,1; Stagssegel und Klüver 1,6
	0,78	Rahsegel 1,7 bis 1,4; Gaffelsegel 1,3; Klüver 1,1
	0,83	Kreuzsegel 2,1 bis 2,0; Stagssegel und Klüver 1,55
	0,74	Rahsegel 1,6 bis 1,2; Gaffelsegel 1,1; Klüver 1,05
	0,70	Bramsegel 1,5 bis 1,2; Klüver 1,0
Leichtes Tuch . . .	0,58	Bramsegel 1,0; Klüver 0,97
Bramtuch . . .	0,56	Oberbramsegel 0,85; Außenklüver 0,95
Bramtuch . . .	0,36	Oberbramsegel 0,75; Außenklüver 0,75

Nach Steinhaus kann man im ganzen für das Gewicht sämtlicher veranschlagten Segel 530 kg auf je 100 m<sup>2</sup> Fläche rechnen und den Gesamtschwerpunkt der fertigen Segel in dem Schwerpunkt des Segelrisses liegend annehmen.

<sup>1)</sup> Von der Firma Conr. Wilhelm Delius & Co. in Vermold, Westfalen, in zwei Güten. „Kern“ als erste, „Kron“ als zweite.

nach DINORM. Kreuzschlag, rechts- oder linksgängig.

72 Drähte 12 Drähten und 1 Fasereinlage				114 Drähte 6 Litzen zu je 19 Drähten und 1 Fasereinlage							
Rechnerisches Gewicht für 1 m Seil kg	Bruchfestigkeit der Seile in t bei			Umfang der Seile		Durchmesser der		Rechnerisches Gewicht für 1 m Seil kg	Bruchfestigkeit der Seile in t bei		
	40 kg/mm <sup>2</sup>	70 kg/mm <sup>2</sup>	130 kg/mm <sup>2</sup>	mm	engl. Zoll	Seile mm	Drähte mm		40 kg/mm <sup>2</sup>	70 kg/mm <sup>2</sup>	130 kg/mm <sup>2</sup>
0,54	2,26	3,96	7,34	51	2	16	1,0	0,85	3,58	6,27	11,63
0,65	2,74	4,79	8,93	54	2 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	17	1,1	1,03	4,33	7,58	14,08
0,78	3,26	5,70	10,58	60	2 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	19	1,2	1,22	5,16	9,02	16,76
0,91	3,82	6,69	12,46	64	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	20	1,3	1,44	6,05	10,59	19,67
1,06	4,43	7,76	14,40	70	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	22	1,4	1,67	7,02	12,28	22,81
1,21	5,09	8,91	16,56	73	2 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	23	1,5	1,91	8,06	14,10	26,19
1,38	5,79	10,14	18,79	76	3	25	1,6	2,18	9,17	16,05	29,80
1,56	6,54	11,44	21,24	86	3 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	27	1,7	2,46	10,35	18,12	33,64
1,75	7,33	12,83	23,83	89	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	28	1,8	2,76	11,60	20,31	37,72
1,94	8,16	14,29	26,57	95	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	30	1,9	3,07	12,93	22,62	42,01
2,15	9,05	15,84	29,38	98	3 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	31	2,0	3,40	14,33	25,07	46,56
2,60	10,95	19,16	35,57	108	4 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	34	2,2	4,12	17,33	30,33	56,33
3,10	13,03	22,80	42,34	114	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	37	2,4	4,91	20,67	36,16	67,16
3,64	15,29	26,76	49,68	127	5	40	2,6	5,75	24,21	42,37	78,68
4,22	17,34	31,04	57,60	133	5 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	43	2,8	6,67	28,08	49,14	91,26
4,84	20,36	35,63	66,17	146	5 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	46	3,0	7,66	32,23	56,47	114,76
6,21	26,15	45,76	84,96	165	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	52	3,4	9,83	41,40	72,45	139,55
7,76	32,66	57,16	106,13	184	7 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	58	3,8	11,68	51,71	90,50	168,07
9,48	39,90	69,82	129,67	203	8	65	4,2	14,86	63,17	110,55	205,32

Gewichte des stehenden und laufenden Gutes.

Das Gewicht des stehenden und des laufenden Gutes, bezogen auf die Segelfläche, ist nach derselben Quelle angenähert bei:

Art des Schiffes	Segelfläche m <sup>2</sup>	Stehendes Gut kg/m <sup>2</sup>	Laufendes Gut kg/m <sup>2</sup>	Gesamtgewicht kg/m <sup>2</sup>
Schonern . . . . .	430—570	1,4—1,6	6,4—6,8	7,8—8,4
Schonerbriggs . . . . .	680	2,9	8,3	11,2
Briggs . . . . .	950	4,6	10,8	15,4
Barken . . . . .	810	5,0	14,6	19,6
Vollschiffen . . . . .	1310—2170	5,2—7,0	13,0—15,8	18,2—22,8

Gesamtgewicht der Takelung.

Das Gewicht der ganzen fertigen Takelung, Rundhölzer, Segel, stehendes und laufendes Gut mit allem Zubehör, beträgt im allgemeinen für vorstehende Schiffsarten:

bei Segelflächen von etwa 400 bis 600 m<sup>2</sup>, 23 bis 25 kg/m<sup>2</sup>,

700	„	31	„
800	„	39	„
950	„	47	„
1200 bis 1500	„	50 bis 52	„
1700	„	57	„
2200	„	63	„
2650	„	62	„

Im Vergleich zum ganzen Schiffsgewicht macht das Gewicht der Takelung, einschl. Ausrüstung, bei Handelsschiffen ungefähr 4 bis 5 vH



des ersteren aus, und das Gewicht der Takelung allein ungefähr 4 bis 5 vH vom Gewicht des ausgerüsteten Schiffes ohne Ladung (vgl. die Tabelle auf S. 82).

### 10. Vorkehrungen an Masten und Takelung<sup>1)</sup>.

Hierüber bestimmen die Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft für Segelschiffe<sup>2)</sup> (Ausgabe 1925) folgendes:

**Blitzableiter.** § 40. In langer Fahrt müssen an den Spitzen der Masten hölzerner Schiffe oder eiserner und stählerner Schiffe, deren Masten bis zur obersten Spitze aus Holz bestehen, Blitzableiter angebracht werden, welche bis zum Wasserspiegel zu führen sind; bestehen die Masten der eisernen oder stählernen Schiffe teilweise aus Holz und teilweise aus Eisen oder Stahl, so müssen die Blitzableiter eine leitende Verbindung zwischen den Spitzen und den unteren Metallteilen der Masten herbeiführen; bestehen die Masten eiserner oder stählerner Schiffe bis zur obersten Spitze aus Eisen oder Stahl, so können Blitzableiter fehlen.

**Bootsmannsstuhl.** § 57. Falls Arbeiten an Pfahlmasten erforderlich werden, müssen die hierzu verwendeten Mannschaften in einem Bootsmannsstuhl, unter Anwendung eines Jolltaues, welches oben am Topp des Pfahlmastes über eine Scheibe läuft, nach oben gehißt werden, ausgenommen, wenn es sich um Einscheren oder Nachsehen des Jolltaues handelt. Zum Einscheren und Durchholen des Jolltaues dient ein dünnes Stahldrahttau, welches stets an Stelle des Jolltaues eingeschoren sein muß. Ist in dem Topp des Pfahlmastes keine Scheibe zum Durchscheren des Jolltaues vorhanden, so ist an deren Stelle am Topp ein Stahldraht- oder Kettenstropf oder eine breite, eiserne Schelle mit eisernem Block anzubringen.

**Pferde.** § 58 und 59. Am Klüverbaum und nicht einziehbaren Bugspriet eines jeden Schiffes müssen starke Fußpferde und Handpferde angebracht sein; auch sind durch Netze oder Quertaue (Reiter, Schwichtinge) Vorkehrungen gegen das Herabfallen der Mannschaft zu treffen. (Schiffe über 700 Brutto-Reg.-Tons mit einem festen Hornbugspriet sind verpflichtet, Netze unter diesem zu führen, die mittschiffs bis an die Back reichen müssen.)

Auf allen Rahen müssen starke Fußpferde sowie Handpferde oder andere Handgriffe den Mannschaften ausreichend sicheren Halt bieten. Aus Drahttauwerk hergestellte Pferde müssen bekleidet sein.

### 11. Ersatzstücke für die Bemastung und Takelung.

Der Germanische Lloyd schreibt vor, folgende Ersatzstücke von Rundhölzern an Bord zu nehmen:

Für Segelschiffe außerhalb der großen Küstenfahrt:

1 Spiere zu einer Unterrah oder zu einer Stenge,

1 Spiere zum Klüverbaum oder zu einer Marsrah;

für Schiffe der großen und kleinen Küstenfahrt und Segelschiffe mit Schonertakelung: eine Ersatzspiere.

Darüber hinaus wird empfohlen, soviel weitere Ersatzspieren an Bord zu nehmen, daß für jeden Mast eine Spiere vorhanden ist.

An laufendem Gut sollte jedes Schiff außerhalb der großen Küstenfahrt 1 kg und in der großen Küstenfahrt 0,5 kg auf jede Registertonne in den gangbarsten Stärken als Ersatz haben.

Über die für Segelschiffe erforderlichen Ersatzsegel siehe Vorschr. d. Germ. Lloyd.

## B. Kriegsschiffe<sup>3)</sup>.

### I. Anforderungen an die Bemastung.

Signalmittel: Die Antennen der Funkentelegraphie sollen zur Erzielung einer großen Fernwirkung derart aufgehängt werden, daß das ausstrahlende Ge-

<sup>1)</sup> Gleichlautend mit den §§ 66 und 67 für Dampfer und 56 bis 60 für Segelschiffe außerhalb der kleinen Küstenfahrt.

<sup>2)</sup> Über Einrichtungen für Funkspruch an Masten s. S. 839.

<sup>3)</sup> Siehe Schiffbau XV, S. 913 f.: Die Bemastung der Großkampfschiffe.

bilde eine möglichst große Fläche hat und möglichst hoch über dem Schiffskörper angeordnet werden kann. Es muß sich eine Teilung des Antennennetzes ermöglichen lassen, um einen großen Wellenbereich zu erzielen; eine Induktion durch geerdete Metallteile ist zu vermeiden. Die Zuleitung vom Funkspruchraum zu den Antennen soll im Interesse eines geringsten Energieverlustes möglichst senkrecht zur KWL geführt werden. Bei gleichzeitiger Verwendung verschiedener Funkensysteme muß die gegenseitige Induktion der Antennen wie der Zuleitungen, soweit zugänglich, vermieden werden.

Die Flaggsignale müssen von einem Signalstand, der in möglichster Nähe der Schiffsnavigierungsstelle liegen soll, so vorgeheißt werden können, daß mehrstellige Signale allseitig gut gesehen werden können, ohne durch Aufbauten, Schornsteine usw. abgedeckt zu werden, und bei ihrer Bedienung von Scheinwerferständen, Brücken und Mastverstagungen gut freikommen. Die Flaggleinen sollen den heißen Rauchgasen entzogen werden, um eine schnelle Abnutzung zu vermeiden.

Fast die gleichen Bedingungen sind bei der Anordnung der Lampensignale sowie der in Form von großen geometrischen Körpern zur Anwendung kommenden Fernsignale zu beachten.

Von den Signalmitteln für Fahrten im Verbande erfordern nur die Ankermanöver- und Führerlaterne eine allseitig gut sichtbare Aufstellung, während es für die Ruder-, Fahrt- und Stoppbälle genügt, wenn sie von den in der Nähe fahrenden Schiffen beobachtet werden können.

**Beobachtungsmittel:** Für den allgemeinen Beobachtungsdienst der Schiffsführung sowie zur Aufschlagbeobachtung beim Schießen ohne Verwendung besonderer Beobachtungsinstrumente wird im allgemeinen nur die Anordnung einer Plattform (Ausguck) gefordert, die so hoch liegen soll, daß sie einen freien, durch Aufbauten unbehinderten Ausblick gewährt, dem Schornsteinrauch, dem Pulverqualm der eigenen Geschütze sowie den Wassersäulen der krepierenden feindlichen Kurzschlüsse möglichst entzogen ist. Die Abmessungen eines derartigen Ausgucks müssen derart sein, daß zwei bis drei Beobachtungsposten und ein Mann für den Meldedienst darin Platz finden.

Bei einer Erweiterung der artilleristischen Beobachtung von den Masten aus unter Verwendung besonderer Beobachtungs- und Meßinstrumente tritt zu den vorstehenden Bedingungen die möglichst erschütterungsfreie Aufstellung dieser Apparate grundsätzlich hinzu, da deren Verwendung nur von einer ruhigen Plattform aus möglich ist. Außerdem muß ein derartiger Stand neben Instrumenten eine größte Zahl Beobachtungspersonal aufnehmen können und Schutz gegen Wind und Wetter sowie gegen Splitter bieten.

Allgemein: Hohe Standfestigkeit gegen Erschütterungen, große Standsicherheit gegen Beschießen, geringes Gewicht, kleine Zielfläche.

## **2. Zahl und Aufstellung der Masten.**

Im allgemeinen zwei Masten, um die Antennen der Funkentelegraphie in genügender Höhe aufhängen zu können und um für den Fall, daß ein Mast durch einen Treffer zerstört wird, eine Reserve zum Signalisieren zu haben. Nur bei Wahl einer Mastkonstruktion, die große Standfestigkeit und Standsicherheit besitzt und deren Höhe der Funkentelegraphie eine genügende Reichweite sichert sowie für kleine Fahrzeuge kann ein Einzelmast genügen. Aufstellung der Masten in möglichster Nähe der Schiffs- und Artillerieleitstellen.

## **3. Bauart und Höhe der Masten.**

Bauarten: Dünnere Pfahlmast, dicker Pfahlmast, Dreibeinmast, Gittermast. Die dünnen Pfahlmasten eignen sich nicht für die Anordnung hochgelegener Artilleriebeobachtungsstände und werden daher vornehmlich auf kleinen Fahrzeugen verwendet. Masthöhe abhängig von Reichweite der Funkentelegraphie

und von Abmessungen der Flaggensignale. Die unterste Flagge eines drei- oder vierstelligen Flaggensignals muß gut sichtbar sein. Masthöhe begrenzt durch die Durchfahrtsmöglichkeit durch bestimmte Brücken und durch die Abstagemöglichkeiten. Auch die Länge von fieberbaren Stengen ist abhängig von der erforderlichen Abstagemöglichkeit. Höhe der Masten auf großen Schiffen einschließlich der fieberbaren Stengen im allgemeinen 50 bis 60 m. Für Signalzwecke erhalten die Masten Signalrahen und Gaffeln, für die Antennenführung gespreizte Funkergaffeln oder Rahen. Herstellung der Masten aus Platten geschweißt oder genietet, Gittermasten aus Röhren, die nach Art eines Korbgelächtes angeordnet und durch Schellen miteinander verbunden werden, Masten auf kleinerem Fahrzeugen aus Holz.

#### 4. Berechnung der Masten [Abb. 566<sup>1)</sup>].

Beanspruchende Kräfte: Eigengewicht, Winddruck, Beschleunigung infolge der Schlingerbewegungen des Schiffes und Zug durch die Abstagung.

Zur Ermittlung der Beschleunigungskraft ist die Winkelbeschleunigung des Schiffes nach der Formel

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \varepsilon = \frac{\text{Stabilitätsmoment des Schiffes}}{\text{Trägheitsmoment}}$$

zu bestimmen.

$$\varepsilon = \frac{D \cdot \overline{MG} \cdot \sin \alpha}{\left(\frac{T}{\pi}\right)^2 \cdot D \cdot \overline{MG}} = \frac{\pi^2 \cdot \sin \alpha}{T^2}.$$

- $D$  = Verdrängung,  
 $\overline{MG}$  = metazentrische Höhe,  
 $T$  = Zeitdauer einer einfachen Schwingung,  
 $\alpha$  = Schlingerwinkel.

Da der Mast mit dem Schiff schwingt, muß er die gleiche Winkelbeschleunigung besitzen. Die Beschleunigungskraft, die auf das Mastsystem wirkt, ist daher

$$B = \frac{Q}{g} \cdot \varepsilon \cdot r.$$

- $Q/g$  = Masse des Mastes,  
 $r$  = Entfernung des Gesamtschwerpunktes des Mastes vom Drehpunkt des Schiffes.

Die infolge des Zuges durch die Abstagung auftretende Kraft wird errechnet, indem zunächst ermittelt wird, welche Kraft im Angriffspunkt der Abstagung (Mastring) wirken müßte, um die durch die Belastung (Eigengewicht, Winddruck, Beschleunigung) hervorgerufene Mastdurchbiegung wieder aufzuheben. Dieser Wert ist sodann durch Berücksichtigung des Tauwerks zu berichtigen.

Werden zur Vereinfachung der Rechnung alle Wanken durch ein einziges in der Querschiffsebene liegendes ersetzt, so ist die Durchbiegung des Mastes in Höhe des Mastringes infolge der Belastung

$$f = \frac{P \cdot a^2}{6E \cdot J} (3L - a).$$

- $P$  = Gesamtbelastung (Eigengewicht, Winddruck, Beschleunigung) im Mastschwerpunkt vereinigt,  
 $a$  = Abstand des Mastschwerpunktes von der Masteinspannstelle,  
 $L$  = Abstand des Mastringes von der Masteinspannstelle,  
 $E$  = Elastizitätsmaß,  
 $J$  = Trägheitsmoment an der Einspannstelle.

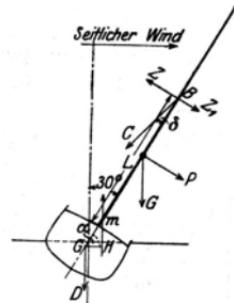


Abb. 566.

<sup>1)</sup> Siehe Schiffbau XVI, S. 67 f.: Über die Berechnung von Masten; Schiffbau XVIII, S. 271 f.: Ein Beitrag zur Berechnung von Masten.

Die Kraft, die im Mastring wirken müßte, um diese Durchbiegung  $f$  aufzuheben, ergibt sich aus

$$Z = \frac{f \cdot 3 E \cdot J}{L^3}.$$

Da das zur Abstagung dienende Tauwerk sich reckt, so ist es nicht imstande, eine Ausbiegung des Mastes völlig zu verhindern.

$$\text{Taureck } \lambda = \frac{C \cdot l}{e \cdot q}.$$

$C$  = Zug im Want,  
 $l$  = Länge des Wantes,  
 $q$  = Querschnitt des Wantes,  
 $e$  = Elastizitätsmaß des Wantes.

Mastausbiegung infolge des Taurecks

$$f_1 = \frac{\lambda}{\sin \delta}.$$

$\delta$  = Abstagungswinkel am Mastring.

In Wirklichkeit ist die Ausbiegung des Mastes etwas geringer, da der Mast eingespannt ist.

Wirksame Kraft infolge des Taurecks hiernach

$$Z_1 = \frac{f_1 \cdot 3 \cdot E \cdot J}{L^3}.$$

Die Kraft  $R = Z - Z_1$  wirkt in entgegengesetzter Richtung wie die Gesamtbelastung (Eigengewicht, Winddruck, Beschleunigung), so daß die Gesamtbeanspruchung des Mastes gegeben ist durch

$$M_P - M_R.$$

Ermittlung der auftretenden Spannungen.

Die vorstehenden Kräfte beanspruchen den Mast auf Biegung und Druck und, falls exzentrisch angebrachte Anbauten vorhanden sind, auf Verdrehung. Nach den bekannten Formeln der Festigkeitslehre sind die hiernach in den einzelnen Mastquerschnitten und Wanten auftretenden Spannungen zu ermitteln.

## II. Lade- und Löscheinrichtungen der Handelsschiffe.

### I. Einleitung.

Die Durchbildung eines Schiffes vom Standpunkt der Lade- und Löschtechnik erfordert mit Rücksicht auf seine Wirtschaftlichkeit die allergrößte Aufmerksamkeit. Die Bedeutung der Umschlageneinrichtungen lassen sich in dieser Beziehung unmittelbar in Parallele stellen zu allen Maßnahmen, die den Schiffswiderstand und die Antriebsmittel betreffen. In derselben Weise wie die letzteren wesentlich sind für die Wirtschaftlichkeit des Schiffes während der Fahrt, sind es die Umschlageneinrichtungen während der Liegezeit. Von der Gesamtlebensdauer eines Frachtschiffes kommt, von einigen Sondertypen des Massengutverkehrs abgesehen, selten weniger als  $\frac{1}{3}$ , oft aber (im Nahverkehr) mehr als  $\frac{2}{3}$  auf die Liegezeit. Da die Dauer der Liegezeit in erster Linie durch das Laden und Löschen bedingt ist, so erhellt daraus, wie wichtig die hierfür vorgesehenen Einrichtungen für das Schiff sind. Ermittlungen haben ergeben, daß Abkürzungen der Liegezeit die Wirtschaftlichkeit in weit stärkerem Maße beeinflussen als Verbesserungen der Schiffsform und Antriebsmittel es je vermögen.

Zu den Lade- und Löscheinrichtungen gehören schlechterdings alle Anordnungen und Einrichtungen an Bord eines Schiffes, die den Lade- und Löschen

betrieb fördern. Sie sind von wesentlichem Einfluß auf die Gestaltung des Generalplanes eines Schiffes. Die Raumteilung, -verteilung und -gestaltung, die Größe, Anzahl, Lage und Gestaltung der Luken und Pforten, die Anzahl, Anordnung, Gestaltung und Leistungsfähigkeit der Hebezeuge, die Primärstationen für die Kräftezeugung, die Kraftleitungsorgane von dort zu den Hebezeugen, alle Einrichtungen im Raum, an Deck und außenbords, die unmittelbar oder mittelbar dem Umschlag dienen wie Beleuchtungsanlagen, Vertäueinrichtungen am Schiff für Leichter, Anordnung der Platten auf Doppelboden, Decks und an der Außenhaut zur Schonung des Ladegeräts und zur Verhütung des Aneckens der Ladung usw., sind Maßnahmen zur Verbesserung der Lade- und Löscheinrichtung.

## 2. Schiffe der allgemeinen Frachtfahrt.

Sie stellen den bei weitem größten und wichtigsten Teil aller Schiffe dar. Ihr gemeinsames Kennzeichen ist, daß sie zur Aufnahme der allerverschiedensten Güter geeignet sind. Ihre Beschäftigung erfolgt entweder in der festen sog. Linienfahrt oder in der freien sog. wilden oder Trampfahrt. Die ersten sind die bei weitem hochwertiger gebauten und ausgerüsteten Schiffe, oft sind sie gleichzeitig für eine mehr oder weniger große Zahl von Fahrgästen eingerichtet. Sie befördern die hochwertigen Güter. Alles wirkt zusammen, sie in jeder Weise mit den besten Umschlageneinrichtungen zu versehen, um sie so schnell wie möglich ihrem eigentlichen Zweck, dem Transport, wieder zuzuführen. Im Gegensatz hierzu sind die Trampschiffe in Bau und Ausrüstung so einfach wie möglich gehalten. Mit der ständig wachsenden Ausdehnung der Linienschifffahrt ist ihre Bedeutung zurückgegangen. Mehr und mehr sinken sie zu Aushilfsschiffen der Linienfahrt herab. Sie kommen gewöhnlich nur für den Transport billiger Massengüter in Frage. Für sie spielt die schnelle Abfertigung nicht die entscheidende Rolle.

Auf großen Frachtschiffen ist die Mittschiffsanordnung der Maschinen- und Kesselräume für den Umschlag vorteilhaft, weil die Landkrane sich dann gleichmäßiger über die Schiffslänge verteilen und ebenso die neben dem Schiff liegenden Leichter sich gegenseitig weniger behindern. Auf kleinen Küstenschiffen mit nur zwei Luken dagegen ist die Hinterschiffsanordnung der M.-Räume vorzuziehen, weil sie alsdann mit einem einzigen, zwischen beiden Luken stehenden Lademast auskommen. Wenn nicht besondere Umstände das Gegenteil fordern, ist danach zu streben, alle Laderäume möglichst gleich groß zu machen, damit das Schiff in allen Räumen möglichst gleichzeitig voll oder leer wird. Der ideale Laderaum vom Standpunkt des Ladens und Löschens ist derjenige ohne Stringer, Rahmenspannen und Stützen. Sind sie nicht zu vermeiden, ist ihre Zahl möglichst zu beschränken und ihre Anordnung so vorzusehen, daß sie nicht so sehr stören. Mittellängsschotte, die im Bereiche der Luke unterbrochen sind, behindern das Laden und Löschen wenig. Die Beplattung des Doppelbodens, soweit er keine Wegerung hat, und der Ladungsdecks ist so zu verlegen, daß die Ladung beim Löschen von beiden Enden und Seiten mit dem Lastseil der Winde nach der Luke gezogen werden kann, ohne gegen vorstehende Plattenstöße, Laschen und Nähte zu stoßen. Der Transport in umgekehrter Richtung beim Laden ist in dieser Beziehung von geringerer Bedeutung, weil derselbe von Hand vorgenommen wird und viel umständlichere Maßnahmen erfordert. Beim Laden schwerer Stückgüter müssen hierbei oft Taljen verwendet werden, und es sind zu deren Befestigung Augen an geeigneten Stellen im Raum vorzusehen. Zur Erleichterung des Ladens und Löschens werden ferner alle scharfen Ecken an Schottkanten, Raumleitern, Mannlochdeckeln, an Unterkante und Oberkante und an den Ecken der Luken, an Oberkante, Schanzkleid bzw. Schergang vermieden und, wenn erforderlich, durch Halbrundeisen garniert. Die Nähte der Außenhaut außenbords werden entweder gleichfalls abgerundet oder gebrochen, oder man ordnet die Gänge, wenn gejoggelt, in umgekehrter Klinkerart an, damit die Nahtkanten beim Laden keinen Widerstand bieten.

Die Ladelupe soll möglichst zentral über dem Raum liegen, weil dadurch der Umschlag sehr begünstigt wird. Beim Vorraum ist man oft genötigt, die Lupe an das hintere Ende zu legen. Dann sind Zwischendecks in diesem Raum möglichst ohne Sprung einzubauen, um ein Bergantrimmen der Ladung zu vermeiden. Ungünstig liegen oft die Luken von Räumen unter den Enden langer Mittschiffsaufbauten auf Fahrgastschiffen. Wegen ihrer schlechten Bearbeitungsmöglichkeit sind diese Räume so klein wie möglich zu halten. Die Lukengröße richtet sich nach der Art der am häufigsten vorkommenden Ladung. Schiffe, die vorzugsweise Ballen und Sackgut fahren, haben verhältnismäßig kleine Luken. Bei hochwertigen großen Stückgutschiffen dagegen sind Luken von 6 bis 7 m Breite und 10 bis 12 m Länge nicht selten. Auch Schiffe der Holzfahrt erhalten möglichst lange Luken.

Als Ladegeschrir für Schiffe der allgemeinen Frachtfahrt kommen entweder Krane oder Bäume in Frage. Krane waren früher viel häufiger als heute. Ihr Nachteil besteht in zu kleiner Ausladung, Gebundenheit an einen bestimmten Schwenkkreis, zu sperriger Bauart für Decks, zu großer Betriebsempfindlichkeit. Dagegen haben sich Ladebäume in Verbindung mit Winden als das Normalladegeschrir für Frachtschiffe fast restlos durchgesetzt. Für die richtige Wahl bzgl. Tragfähigkeit, Menge und Anordnung des Ladegeschrirs ist die Kenntnis der Verhältnisse auf jeder einzelnen Linie von entscheidender Bedeutung. Zunächst lassen sich hierfür folgende

#### fünf Umschlagfälle

unterscheiden:

1. Die Ladung geht über eine Bordseite unter Verwendung des Bordladegeschrirs.
2. Die Ladung geht über beide Bordseiten unter Verwendung des Bordladegeschrirs.
3. Die Ladung geht über eine Bordseite unter Verwendung des Bordladegeschrirs mit Unterstützung fremden Ladegeschrirs (von Land oder vom Leichter).
4. Die Ladung geht über beide Bordseiten unter Verwendung des Bordladegeschrirs an beiden Bordseiten mit Unterstützung fremden Ladegeschrirs an einer Seite.
5. Die Ladung geht über beide Bordseiten unter Verwendung des Bordladegeschrirs an beiden Seiten mit Unterstützung fremden Ladegeschrirs an beiden Seiten.

Andererseits ist es wichtig, zu wissen, nach welcher Methode gearbeitet wird. Es lassen sich in der Hauptsache drei Umschlagmethoden unterscheiden, nämlich:

1. Das Heben, Schwenken und Senken der Last erfolgt durch einen Baum und eine Winde. Das Schwenken geschieht von Hand mittels der an der Nock des Baumes angreifenden Geerentaljen.

2. Das Heben, Schwenken und Senken der Last erfolgt durch zwei Bäume und zwei Winden in der Weise, daß einer der Bäume über der Lupe, der andere über Bord zeigend, festgesetzt wird. Die Enden der Lastseile beider Bäume sind miteinander verkuppelt. Die Last wird von dem Seil des einen Baumes gehoben, sodann durch das Seil des anderen Baumes zu diesem hinübergezogen und darauf durch das letztere gesenkt. Beim Heben läuft das zweite Seil unbelastet mit, beim Senken das erste Seil. Während des Hinüberziehens hängt die Last in beiden Seilen. Stärkere Beanspruchung der äußeren Geeren. Keine Handarbeit.

3. Das Heben, Schwenken und Senken erfolgt durch zwei Bäume und zwei Winden in der Weise, daß die Bäume ähnlich wie bei 2 festgesetzt sind, jedoch so, daß sie einen kleinen Schwenkwinkel besitzen. Die Seile sind nicht verkuppelt. Der eine Baum hebt die Last beispielsweise aus der Lupe und setzt sie an Deck ab, der andere Baum befördert sie von dort über Bord.

Die Methoden 2 und 3 erfordern doppelt so viel Geschrir als Methode 1, arbeiten aber wesentlich schneller. Am leistungsfähigsten ist Methode 3. Der Außenbordbaum bei 2 kann auch durch den Baum eines Leichters oder durch

eine entsprechende Anlage an Land ersetzt werden, derjenige bei 3 ebenfalls durch einen fremden Baum oder Kran.

Arbeitsmethoden, bei welchen nicht auf jeden Baum eine Winde kommt, sind veraltet und von geringerer Leistungsfähigkeit als die drei angeführten.

Die Zahl der an einer Luke nebeneinander angeordneten Sätze (Baum und Winde) schwanken von 1 bis 4.

Ein Satz läßt sich nur nach einer Seite ausnutzen.

Zwei Sätze lassen sich vollwertig bei Verwendung sowohl nach einer Seite wie nach beiden Seiten ausnutzen.

Drei Sätze lassen sich bei Verwendung nach einer Seite vollwertig nur bei ganz großen Schiffen (von etwa 20000 t an) ausnutzen, bei allen übrigen Schiffen nur nach beiden Seiten.

Vier Sätze lassen sich vollwertig nur bei Verwendung nach beiden Seiten ausnutzen.

Am verbreitetsten ist aus diesem Grunde die Anordnung von zwei Sätzen nebeneinander. Nur dort, wo der Umschlag nach beiden Seiten die Regel bildet, kann die Anordnung von drei oder vier Sätzen gutgeheißen werden. Anzustreben ist jedoch die paarweise Aufstellung. Zwei Sätze an jedem Lukenende sind der Aufstellung von vier Sätzen an einem Lukenende vorzuziehen.

Die auf einen Baum nebst Winde kommende Ladungsmenge schwankt etwa zwischen 200 und 1000 t. Der erstere Wert wird erreicht auf kleineren Küstenschiffen, der letztere kommt auf schlecht ausgerüsteten großen Überseeschiffen vor. Als mittlere Werte kann man 500 bis 750 t, als hohe Werte 400 bis 500 t je Ladebaum und Winde auf Überseeschiffen annehmen, wobei die kleineren Zahlenwerte für kleinere, die größeren für große Schiffe gelten. Die eigenartige Erscheinung, daß kleine Schiffe besser mit Ladegeschirr ausgerüstet werden, liegt daran, daß auf ihnen auf die Ladetonne berechnet mehr Deckslänge zur Verfügung steht. Unter günstiger, allerdings restloser Ausnutzung der Deckslänge lassen sich jedoch selbst für Schiffe von 12- bis 16000 t Gesamttragfähigkeit Werte von etwa 500 t je Baum bei paarweiser Anordnung erreichen, ohne daß dadurch die Lukenlänge gegenüber den üblichen Abmessungen verkürzt zu werden braucht.

Das Bestreben sollte dahin gehen, große Schiffe in bezug auf Ladegeschirrausrüstung nicht ungünstiger zu stellen als kleine, weil nur dann die gleichkurzen Liegezeiten innegehalten werden können. Dies ist um so mehr anzustreben, als infolge der größeren Förderwege die Leistungsfähigkeit jedes Ladegeschirrsatzes auf großen Schiffen sinkt. Nur durch erstklassige Ausbildung des Ladegeschirrs ist gewährleistet, daß die Vergrößerung der Tragfähigkeit sich restlos als eine Verbesserung der Wirtschaftlichkeit auswirkt.

Die Ladebäume sollen unter einem Winkel von 25° gegen die Wagerechte aufgetoppt, wenigstens 2,5 m über Bord reichen. Bei großen hochwertigen Linienfrachtschiffen müssen sie manchmal so lang sein, daß sie das zweite Gleis oder die zweite Leichterreihe neben dem Schiff bedienen können (6 bis 8 m über Bord).

Die Ladebäume werden befestigt:

1. an glatten Mittschiffsmasten in radialer Anordnung,
2. an Mittschiffsmasten mit seitlich angebauten Ladebaumstühlen und Salingen,
3. an Doppelmasten, die in Salinghöhe miteinander verbunden sind,
4. an einzelstehenden seitlichen Ladeposten.

Bäume an Mittschiffsmasten erfordern die größte Länge für eine bestimmte Reichweite über Bord, doch lassen sie sich nach beiden Bordseiten gleichmäßig gut verwenden. Bei ihrer großen Länge eignen sie sich besonders gut für lange Luken, da sie diese in ihrer vollen Ausdehnung am besten bestreichen können. Die Winden dieser Bäume lassen sich fast stets sehr gut zwischen den Quersäulen benachbarter Luken aufstellen, wo sie immer am besten untergebracht sind. Mittschiffsmasten lassen sich am besten stagen.

Bäume an seitlichen Ladepfosten lassen sich als Außenbordbaum nur an der Seite verwenden, an welcher sie sitzen. Für die andere Bordseite lassen sie sich nur als Lukenbaum benutzen. Sie gestatten die geringste Baumlänge und eignen sich gut für die Umschlagmethode 1 (Schwenken) besonders bei kürzeren Luken. Da die zugehörigen Ladepfosten häufig ganz ungestagt bleiben, eignen sich die Bäume, wenn sie zwischen zwei Luken sitzen, sehr gut zur wechselseitigen Benutzung für jede dieser beiden Luken. Ein Nachteil der Bäume an seitlichem Pfosten ist, daß sie, sofern sie sich nicht an Aufbauten anlehnen, die freie Deckfläche zwischen Schanzkleid und der Flucht der Lukenlängssülle, die gern für lange Decksladungen freigehalten wird, stören.

Sehr verbreitet ist die unter 2 genannte Anordnung, weil sie die Vorteile der unter 1 und 4 genannten Anordnungen recht gut in sich vereinigt, besonders wenn Vorkehrungen getroffen werden, daß die Bäume in aufgetopptem Zustande unter der Saling durchschlagen können, wodurch sie nach Bedarf wechselseitig für jede von zwei benachbarten Luken benutzt werden können<sup>1)</sup>. Außerdem eignen sich die Masten mit seitlichen Auslegern am besten für die Anbringung von Schwergutbäumen.

Gestagte Mittschiffsmasten stehen meistens zwischen zwei Luken, während Ladepfosten gern an Aufbauten (Brücke, Back und Poop) sich anlehnen. Ist das Ladegeschirr auf beide Enden einer Luke verteilt, so ist es angebracht, an das eine Ende einen Mittschiffsmast, an das andere Ende Ladepfosten zu setzen. Es werden dadurch die Vorteile beider Anordnungen erreicht.

Die Tragfähigkeit des allgemeinen Ladegeschirrs ist gegen früher stark gestiegen. 5 t Nutzlast für jeden Baum läßt sich heute fast als Norm ansehen. Vereinzelt geht man noch etwas höher. Auf kleinen Schiffen und für gewisse Fahrten ist auch das 3-t-Geschirr üblich. Alles Geschirr von etwa 10 t Nutzlast an wird als Schwergutgeschirr bezeichnet. Die größte von einem Baum zu hebende Last liegt zur Zeit etwa bei 50 t. Werden die Lasten noch schwerer, so sind Sonderkonstruktionen erforderlich (2 Bäume, Hebeböcke od. dgl.). Schwergutbäume unterscheiden sich von gewöhnlichen Bäumen dadurch, daß für das Heben der Last bei ersteren eine mehrscheibige Talje vorgesehen wird, während letztere fast ausnahmslos mit einfachem Drahtseil arbeiten. Nur ausnahmsweise wird bei Lasten von 3 bis 5 t eine lose Scheibe vorgesehen (sog. Klappläufer). Außerdem erhalten Schwergutbäume stets eine Hanger- oder Topptalje, die unter Last verstellt werden kann, während bei gewöhnlichen Bäumen der Hanger, nachdem er dem Baum die gewünschte Höhenstellung gegeben hat, festgeschäkelt wird. Gewöhnliche Bäume haben stets nur für das Lastheben eine Winde. Schwergutbäume brauchen für die volle Bedienung 4 bis 5 Winden, nämlich 1 bis 2 Winden für das Lastheben, eine Winde für das Toppen (Hanger), 2 Winden für das Schwenken (Geien). Hierfür werden die Winden der am gleichen Mast sitzenden gewöhnlichen Ladebäume verwendet, die für diesen Zweck zum Teil kräftiger ausgebildet werden (doppeltes Vorgelege!). Während des Arbeitens des Schwergutbaumes müssen daher die übrigen Bäume im Bereiche des Schwergutbaumes stillliegen. Der Schwergutbaum wird meistens an Hinterkante Fockmast demefahren, weil hier im allgemeinen die größte Ladeluke in Verbindung mit dem besträumenden Laderaum liegt. Oft wird ein zweiter Schwergutbaum an Vorkante Großmast angebracht, und manchmal werden diese Bäume so eingerichtet, daß sie von Vor- nach Achterkante Mast umgesetzt werden können. Es lassen sich alsdann im ganzen vier Luken mit Schwergutgeschirr bearbeiten.

Ladepfosten und Doppelmasten stehen stets senkrecht zur K. W. L., als Ladebaumträger verwandte Mittschiffsmasten auf reinen Frachtschiffen gleichfalls, oder sie haben ganz geringen Fall ( $1/2$  bis  $1^\circ$ ). Auf hochwertigen Fahrgast-

<sup>1)</sup> Vgl. hierzu: Meyer: Über die Lade- und Löscheinrichtungen der Frachtschiffe. Zeitschr. Schiffbau 1919, S. 1067. — Meyer: Eine neue Art von Lademasten. Zeitschr. Werft, Reederei, Hafen 1923, S. 185.

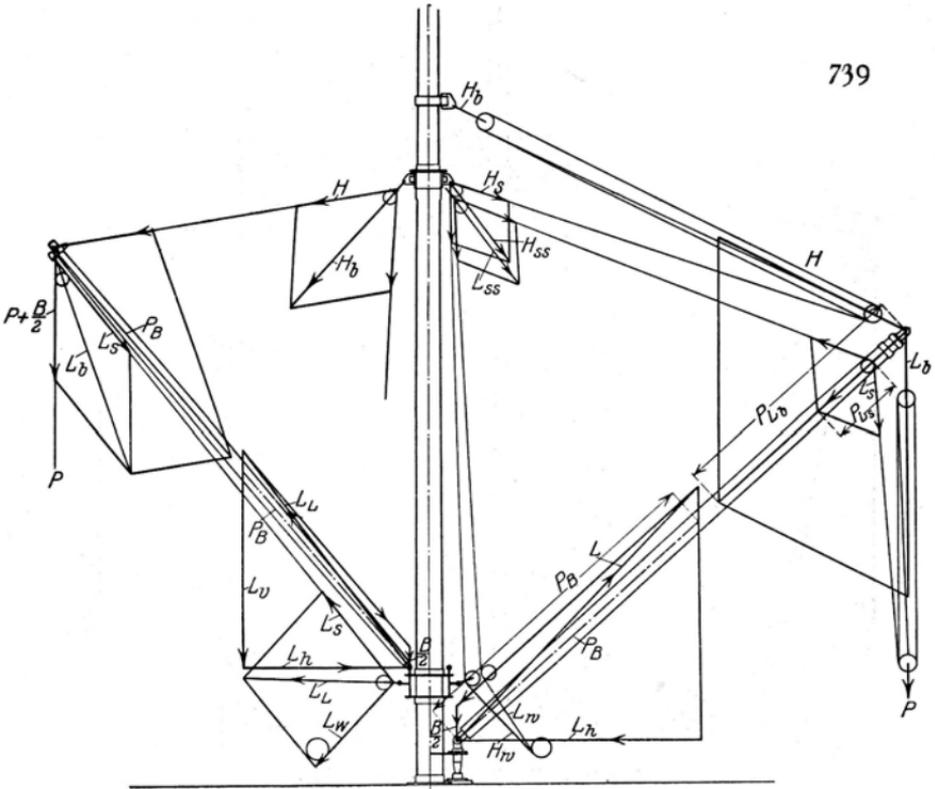


Abb. 567.

## Kräfte im gewöhnlichen Ladegeschirr.

- $P$  = Nutzlast,  
 $B$  = Baumgewicht,  
 $L_b$  = Zug in der Aufhängung des Lastblocks,  
 $L_s = P \frac{1}{\eta}$  = Zug am Lastseil,  
 $L_w = P \left(\frac{1}{\eta}\right)^2$  = Windenzug der Last,  
 $L_L$  = Zug im Leitradwalter,  
 $P_B$  = Baumdruck,  
 $H$  = Hangerzug,  
 $H_b$  = Hangerblockzug.

## Kräfte im Schwergutladegeschirr.

- $P$  = Nutzlast,  
 $B$  = Baumgewicht,  
 $T$  = Gewicht der Lasttalje und halben Hangertalje,  
 $n$  = Anzahl der Scheiben in einer Talje,  
 $\eta$  = Wirkungsgrad jeder Scheibe,  
 $\eta_1$  = Wirkungsgrad der Talje,  
 $L_b = \frac{n-1}{n} P + \frac{B}{2} + T$  = Zug in der Aufhängung des oberen Lastblockes,  
 $L_s = \frac{P}{n \eta_1}$  = Zug an der holenden Part des Lastseils zwischen Last und Baumscheibe,  
 $L_w = L_s \left(\frac{1}{\eta}\right)^2$  = Windenzug der Last,  
 $L_{ss}$  = Zug in der Aufhängung des Blocks der holenden Part der Lasttalje am Mast,  
 $P_{L_b}$  = Baumdruck, veranlaßt durch  $L_b$ ,  
 $P_{L_s}$  = Baumdruck, veranlaßt durch  $L_s$ ,  
 $P_B = P_{L_b} + P_{L_s}$  = Gesamtbaumdruck,  
 $H$  = Zug in der Aufhängung des unteren Hängerblocks,  
 $H_b = \frac{n-1}{n} H$  = Zug in der Aufhängung des oberen Hängerblocks,  
 $H_s = \frac{H}{n \eta_1}$  = Zug in der holenden Part des Hangerseils zwischen Baumnock und Mast,  
 $H_w = H_s \cdot \left(\frac{1}{\eta}\right)^2$  = Windenzug des Hangers,  
 $H_{ss}$  = Zug in der Aufhängung des Blocks der holenden Part der Hangertalje am Mast,  
 $L$  = Druck auf den Lümmel,  
 $L_v$  = Vertikalkomponente des Lümmeldrucks,  
 $L_h$  = Horizontalkomponente des Lümmeldrucks.

Werte von  $\eta_1$  für Drahtseiltaljen<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Näheres über Taljen (Flaschenzüge) und ihre Wirkungsgrade s. Bethmann: Hebezeuge, S. 206 ff. 1923. — Achenbach: Hilfsmaschinen und Pumpen für Bordzwecke, S. 83 ff. 1908.

Scheibenzahl	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\eta_1$	0,94	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,81

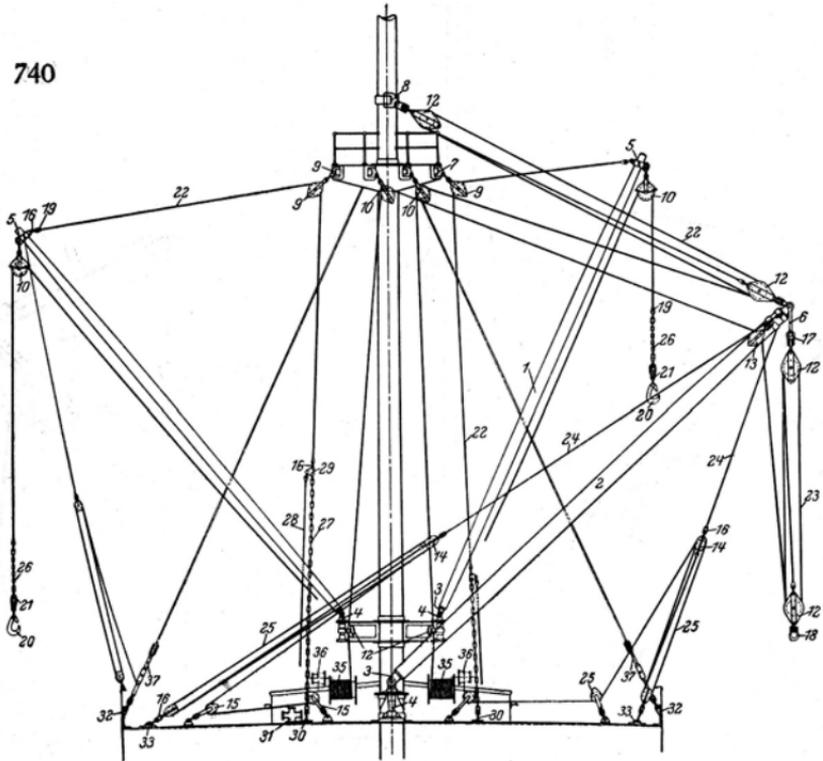


Abb. 568. Einzelteile des Ladegeschirrs.

Teil	Gegenstand	Bemerkungen
1	Ladebaum . . . . .	HNA Blatt Lg. 31 und 32,
2	Schwergutbaum . . . . .	„ „ „ 34 „ 35,
3	Spurzapfen . . . . .	„ „ „ 33 „ 36,
4	Lümmel und Lümmellager	„ „ „ 21 bis 24,
5	Nockband . . . . .	„ „ „ 37,
6	Nockbeschlag . . . . .	„ „ „ 38,
7	Hangerlager . . . . .	„ „ „ 11 bis 14,
8	Hangerband für Schwergut	„ „ „ 41,
9	Hangerblock . . . . .	„ „ „ 51 bis 53,
10	Ladeblock . . . . .	„ „ „ 54 a, 64 a, 65 a,
11	Schwergutblock . . . . .	„ „ „ 55 a, 64 a, 65 a,
12	Baumscheibe . . . . .	„ „ „ 61 bis 63, 64 a, 65 a,
13	Geienblock . . . . .	„ „ „ 64 a, 65 a,
14	Fußblock . . . . .	„ „ „ 91 bis 98,
15	Drahttauschäkel . . . . .	„ „ „ 75,
16	Schwergutschäkel . . . . .	„ „ „ 101,
17	Schwergutbügel . . . . .	„ „ „ 67,
18	Kauschen . . . . .	„ „ „ 66,
19	Ladehaken . . . . .	„ „ „ 111,
20	Ladehakenwirbel . . . . .	„ „ „ 81 bis 87,
21	Hangerseil . . . . .	„ „ „ 88,
22	Ladeseil . . . . .	Drahttau,
23	Geienstander . . . . .	„
24	Kettenvorlauf . . . . .	„
25	Hangerkette . . . . .	„
26	Baumaufholer . . . . .	„
27	Herzstück . . . . .	„
28	Hangerbefestigung und Deckscheibe . . . . .	HNA Blatt Lg. 56,
29	Kreuzpoller . . . . .	„ „ „ 57 bis 58,
30	Angplatte . . . . .	„ „ „ Po. 6,
31	Ladebügel . . . . .	„ „ „ Lg. 1 bis 3,
32	Belegklampe . . . . .	„ „ „ Lk. 7 bis 8,
33	Windentrommel . . . . .	„ „ „ Kl. 21,
34	Windenspilkopf . . . . .	„ „ „ Wl. 1 bis 2,
35	Spannschraube . . . . .	„ „ „ Wl. 4,
36		„ „ „ Lg. 4.
37		„ „ „

schiffen erhalten sie mit Rücksicht auf das flotte Aussehen des Schiffes oft stärkeren Fall (bis 4° für den Fockmast, bis 5° für den Großmast). Um bei Masten mit Fall den Aufhängepunkt des Ladebaumes möglichst senkrecht über den Stützpunkt zu bringen, wird oft der Ladebaumstuhl an die Achterkante, die Saling an die Vorderkante des Mastes gesetzt. Um den unter Last stehenden Baum von selbst ein- bzw. ausschwenken zu lassen, wird auf manchen Schiffen eine sog. künstliche Schlagseite dadurch erzeugt, daß man den Aufhängepunkt gegen den Stützpunkt seitlich versetzbar einrichtet (zwei Hangeraugen für jeden Baum!). Der leere Baum wird dann durch ein an einer Gei angebrachtes Gegengewicht oder von Hand zurückgeholt.

Die Berechnung gestagter Lademasten ist recht umständlich. Sie stellen ein statisch unbestimmtes System dar. An Literatur hierüber sei folgendes erwähnt<sup>1)</sup>:

Ungestagte Masten werden in derselben Weise berechnet wie die Lademasten von Bootsbäumen (s. S. 797). Die auf das Ladegeschirr kommenden Kräfte werden am einfachsten auf graphischem Wege ermittelt, wie sie aus Abb. 567 ersichtlich sind. Sie zeigen die Kräftepläne sowohl für einen gewöhnlichen wie für einen Schwergut-Ladebaum.

Das Ladegeschirr unterliegt behördlicher Aufsicht. In Deutschland kommen hierfür in Frage:

1. die See-Berufsgenossenschaft,
2. der Germanische Lloyd,
3. die Hamburger und Bremer Hafeninspektionen.

In England: The Docks Regulations, Statutory Rules and Orders 1925, Nr. 231.

Für deutsche Schiffe genügt in England zum Laden und Löschen ein Zertifikat der SBG. Die Unfallverhütungsvorschriften der SBG enthalten die allgemeinen Angaben über die Ausführung des Ladegeschirrs. Der Germanische Lloyd als technisches Organ der SBG hat in seinen Grundsätzen zur „Ausführung und Prüfung des Ladegeschirrs einschl. Winden auf Schiffen“ die Einzelheiten festgesetzt. Hierzu werden, soweit sie vorhanden sind, stets die Ladegeschirrnormen des Handelsschiff-Normen-Ausschusses oder gleichstarke Konstruktionen vorgeschrieben. Aus Abb. 568 eines normalen und eines Schwergutladebaumes gehen in Verbindung mit der Liste auf S. 740 alle zum Ladegeschirr gehörigen Einzelheiten hervor. Die wichtigsten von ihnen sind hier in Verbindung mit den Grundsätzen des Germanischen Lloyd im Auszuge wiedergegeben. Im übrigen wird auf die Normenblätter Lg. 1 bis 111, Lk. 7 und 8, Kl. 21, Po. 6 und Wi. 1 bis 5 des HNA verwiesen.

#### Einzelheiten des Ladegeschirrs einschl. Winden.

##### A. Ausführung<sup>2)</sup>.

**Kräfteplan.** Dem Germanischen Lloyd sind auf Anfordern in je doppelter Ausfertigung ein Takelriß und ein Kräfteplan des Ladegeschirrs vorzulegen.

**Ladebäume.** In den Zahlentafeln 1 und 2 ist

- L* die Länge des Baumes von Mitte Gabelbolzen bis Mitte Hangerband in m, bei gewöhnlichen Bäumen bzw. von Mitte Gabelzapfen bis Mitte Gabelzapfen bei Schwergutbäumen,
- D* der Durchmesser des Baumes auf halber Länge in mm,
- s* die Wanddicke des Baumes auf halber Länge in mm.

An den Enden geschweißter Bäume darf die Wanddicke 0,5 bis 2 mm geringer sein. Der Unterschied in der Wanddicke nimmt mit dem Baumdruck und hauptsächlich mit der Baumlänge zu.

<sup>1)</sup> Stowasser: Über die Berechnung von Masten. Zeitschr. Schiffbau 1914, S. 69f. — Siemann: Beitrag zur Mastberechnung. Zeitschr. Schiffbau 1919, S. 522. — Gütschow: Beiträge zur Berechnung von Lademasten. Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1922, S. 294.

<sup>2)</sup> Unter Benützung der „Grundsätze“ des Germanischen Lloyd vom Jahre 1926.

Nahtlose Ladebäume nach Lg. 31.

Baumdruck $P_B$ in kg bis	4000			6000			8000			10000			
	$L$ in m	$D$	$s$	Gewicht in kg									
6	159	4,5	97										
6,5	159	4,5	105										
7	159	4,5	113	178	4,5	127	178	5,5	154				
7,5	171	4,5	130	178	4,5	135	191	5,5	177				
8	171	4,5	138	178	5	160	191	5,5	188	203	6	219	
8,5	178	4,5	153	178	5,5	185	203	5,5	213	216	6	247	
9	178	5	178	191	5,5	211	203	6	245	216	6	261	
9,5	178	5,5	206	203	5,5	237	216	6	276	216	6,5	298	
10	191	5,5	236	203	5,5	252	216	6	293	229	6,5	335	
10,5				203	6	288	216	6,5	332	241	6,5	370	
11				216	6	322	229	6,5	368	241	6,5	388	
11,5				216	6	334	229	6,5	384	254	6,5	426	
12				216	6,5	376	241	6,5	422	254	6,5	445	
12,5				229	6,5	415	241	6,5	437	254	7	500	
13				229	6,5	432	254	6,5	480	267	7	546	
13,5							254	6,5	500	267	7	565	
14							254	7	556	267	7,5	628	
14,5							267	7	605	279	7,5	678	
15							267	7	626	279	7,5	700	

Baumdruck $P_B$ in kg bis	12 500			15 000			18 000			
	$L$ in m	$D$	$s$	Gewicht in kg	$D$	$s$	Gewicht in kg	$D$	$s$	Gewicht in kg
6										
6,5										
7										
7,5										
8										
8,5	216	6,5	267							
9	229	6,5	300	241	6,5	318				
9,5	229	6,5	316	254	6,5	360				
10	241	6,5	353	267	7	422				
10,5	254	6,5	392	267	7	443	267	7,5	478	
11	254	6,5	410	267	7	464	279	7,5	518	
11,5	254	7	460	267	7,5	518	279	7,5	540	
12	267	7	505	279	7,5	564	292	7,5	590	
12,5	267	7,5	562	279	7,5	587	292	7,5	615	
13	267	7,5	584	292	7,5	638	305	7,5	668	
13,5	279	7,5	632	305	7,5	694	305	7,5	695	
14	292	7,5	686	305	7,5	720	316	8	790	
14,5	292	7,5	710							
15	292	7,5	735							

Hölzerne Ladebäume sollen etwa 8fache, mindestens 6fache Sicherheit haben.

$$\text{Sicherheitsgrad hölzerner Bäume } \odot = \frac{5D^3}{P_B \cdot L^2}.$$

Hierin ist:  $D$  = Durchmesser des Baumes auf halber Länge in cm,  $P_B$  = Baumdruck in kg,  $L$  = Länge des Baumes in m.

Schwergutbäume für Lasten von mehr als 8 Tonnen sind mit einem besonderen, aus einem Stück geschmiedeten Band mit Augen zum Befestigen der Geien zu versehen.

Wenn Schwergutbäume senkrecht am Mast gefahren werden sollen, muß oben an der Saling und ferner in halber Höhe des Ladebaumes am Mast eine sichere Halterung und zu ihrer Bedienung ein sicherer Fuß- und Handhalt am Mast angebracht werden. Außerdem ist eine Einrichtung vorzusehen, mit der die Bäume nach Ausscheren der Hangertaljen getoppt werden können. Dazu ist, z. B. auf  $\frac{1}{2}$  Länge des Baumes von oben gerechnet, am Baum ein Band mit Auge und am Mast eine Leitrolle für den Beiholer vorzusehen.

Bei Schwergutbäumen von über 20 Tonnen wird empfohlen, Stahldraht für die Taljen der Geien zu verwenden. Für die Geien aller Schwergutbäume sind an Deck genügend starke, in Zugrichtung stehende Befestigungsmöglichkeiten anzubringen, um die Läufer über Leitrollen zu den Winden leiten zu können.

## Geschweißte Ladebäume nach Lg. 32, 34, 35.

Baumdruck $P_B$ in kg bis	10000			12500			15000			18000			
	$L$ in m	$D$	$s$	Gewicht in kg	$D$	$s$	Gewicht in kg	$D$	$s$	Gewicht in kg	$D$	$s$	Gewicht in kg
13											300	7,5	632
13,5											300	8	677
14											310	8	713
14,5							300	8	786		310	8,5	822
15							310	8	834		320	8,5	865
16	300	7,5	822	300	8	873	320	8	918		330	9	976
17	300	8	880	320	8	961	330	8,5	1001		340	9	1055
18	300	8,5	960	320	8,5	1049	340	8,5	1097		350	9,5	1160
19	310	8,5	1027	330	8,5	1123	350	8,5	1161		360	9,5	1206
20	320	8,5	1102	340	8,5	1203	350	8,5	1257		370	10	1362
21											380	10	1483

Baumdruck $P_B$ in kg bis	21000			25000			30000			35000		
	$L$ in m	$D$	$s$	Gewicht in kg	$D$	$s$	Gewicht in kg	$D$	$s$	Gewicht in kg	$D$	$s$
13	320	8	705	330	8	721	340	8	762	360	8,5	875
13,5	320	8	738	330	8,5	803	350	8,5	864	370	8,5	931
14	320	8,5	807	340	8,5	842	360	8,5	907	380	8,5	980
14,5	320	9,5	879	340	9	900	370	8,5	972	390	8,5	1036
15	330	9	901	350	9	941	380	8	950	400	8	1022
16	340	9	990	360	10	1160	390	8,5	1112	410	8,5	1192
17	350	10	1200	370	10	1253	400	9	1228	420	9	1315
18	360	10	1296	380	10	1350	410	9	1318	430	10	1573
19	370	10	1323	390	10	1366	420	10	1603	440	10	1712
20	380	10	1387	400	11	1596	430	10	1740	450	10	1853
21	390	11	1673	410	11	1737	430	11	1858	450	11	1992

Baumdruck $P_B$ in kg bis	40000			45000			50000		
	$L$ in m	$D$	$s$	Gewicht in kg	$D$	$s$	Gewicht in kg	$D$	$s$
13	370	9	923	390	8,5	950	400	8,5	966
13,5	380	9	973	390	9	1013	410	9	1052
14	390	9	1018	400	9	1062	420	8,5	1075
14,5	400	8,5	1057	410	9	1128	430	8,5	1140
15	410	8,5	1108	420	9	1176	440	8,5	1193
16	420	9	1246	430	10	1440	450	9	1339
17	430	10	1495	440	10	1554	460	10	1604
18	440	10	1608	450	11	1842	470	10	1724
19	450	10	1745	460	11	1995	480	11	2062
20	460	11	2078	470	12	2354	490	12	2438
21	460	12	2221	470	13	2526	490	13	2593

## Ladebaumgabel nach Lg. 33 und 36.

Baustoff: Flußeisen oder Stahlguß.

Baumdruck $P_B$ in kg bis	Länge des Baumes in mm	Abmessungen nach Abb. 569 in mm			Gewicht in kg
		$e$	$f$	$h$	
4000	6 — 8	76	25	110	12
	8,5—10	76	25	125	18
6000	7 — 9	90	30	125	23
	9,5—12	90	30	140	27
	12,5—13	90	30	160	31
8000	7 — 8	100	35	125	25
	8,5—10,5	100	35	140	29
	11 — 14	100	35	160	35
	14,5—15	100	35	180	40
10000	8 — 9,5	110	40	140	35
	10 — 12,5	110	40	160	41
	13 — 15	110	40	180	47
	16 — 20	110	40	250	117
12500	8,5	120	45	140	39
	9 — 11,5	120	45	160	44
	12 — 13,5	120	45	180	51
	14 — 15	120	45	200	59
	16 — 20	120	45	250	122
15000	9 — 9,5	130	50	160	52
	10 — 12,5	130	50	180	58
	13 — 14	130	50	200	66
	15 — 20	130	50	250	129
18000	10,5—11,5	146	50	180	65
	12 — 14	146	50	200	71
	14,5—20	146	50	250	132
21000	13 — 21	160	55	250	130
25000	13 — 21	190	65	250	152
30000	13 — 21	190	65	280	180
40000	13 — 21	230	80	320	256
50000	13 — 21	270	90	350	348

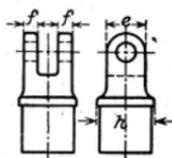


Abb. 569.

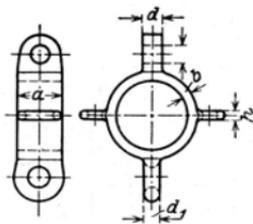


Abb. 570.

Unterer Lappen wahlweise mit rundem Loch und Zwischenstück bzw. Langglied oder mit Langloch und Schäkel.

## Gewöhnliches Nockband nach Lg. 37.

Baumdruck $P_B$ in kg etwa	Abmessungen nach Abb. 570 in mm						Gewicht in kg
	$a$	$b$	$d$	$d_1$	$D$	$h$	
6000	100	22	45	35	42	20	16
10000	120	25	55	42	50	24	27
16000	140	28	68	48	54	28	42

Alle Beschläge und Bänder von Bäumen und Masten müssen einschl. der Augen und Ösen aus dem Vollen geschmiedet und so gesichert sein, daß sie sich nicht verschieben können. Gleichwertige Ausführungen können auf Antrag zugelassen werden. Die Augen und Ösen müssen entweder so groß sein, daß die Schäkel hindurchgesteckt werden können, oder mit einem beweglichen großen Gliede versehen sein.

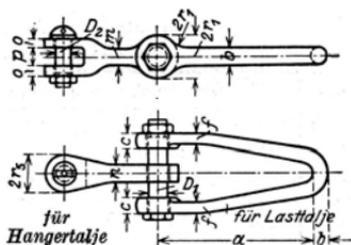


Abb. 571.

Nockbeschlag für Schwergutbäume nach Lg. 38.

Baumdruck $P_B$ in kg bis	Abmessungen nach Abb. 571 in mm											Gewicht in kg	
	$a$	$b$	$c$	$D_1$	$D_2$	$f$	$m$	$n$	$o$	$p$	$2r_1$		$2r_2$
18000	600	60	65	77	62	37	65	76	34	72	146	144	83
21000	650	65	70	82	68	42	70	81	39	76	160	158	110
25000	700	75	75	92	68	47	80	96	39	76	190	158	154
30000	750	80	75	92	75	47	80	96	46	84	190	184	175
35000	800	85	90	108	85	62	90	105	48	90	230	194	246
40000	860	90	90	108	90	62	90	105	53	98	230	210	271
45000	920	95	100	118	98	72	100	115	56	108	270	228	358
50000	980	100	100	118	98	72	100	115	56	108	270	228	385

Hangerband für Schwergut  
nach Lg. 41.

Zug am Hangerblock- auge $H_b$ in kg bis	Abmessungen nach Abb. 572 in mm								
	$a$	$b$	$d$	$l$	$m$	$o$	$p$	$2r$	$t$
15000	197	30	78	50	54	65	36	140	62
18000	220	35	80	50	60	69	41	154	68
22000	225	40	90	55	66	75	49	176	75
27000	230	45	98	60	72	81	51	186	85
31000	235	45	105	65	78	89	56	204	90
36000	240	50	115	70	86	97	60	220	98

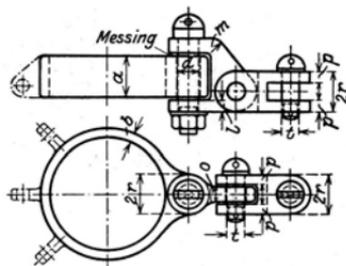


Abb. 572.

Ladebaumlümmel und deren Lager. Die Lümmel sind so hoch anzubringen, daß die Be-  
dienung der Winden auch bei tiefster Lage der Bäume nicht behindert wird.Lümmel<sup>1)</sup> nach Lg. 22.

Baumdruck $P_B$ in kg bis	Abmessungen nach Abb. 573 a in mm						Ge- wicht in kg
	$b$ min- destens	$D_3$	$h$	$l$	$m$	$u$	
2000	182	29	15	50	38	15	6
4000	202	39	17	55	43	20	12
6000	234	46	20	60	55	22	20
8000	265	53	25	70	60	25	30
10000	302			80			40
12500	334			85			52
15000	374			90			65
18000	398			95			84

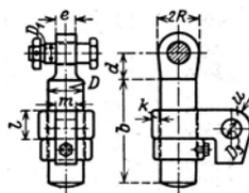


Abb. 573 a.

<sup>1)</sup> Die Abmessungen  $D$ ,  $D_1$ ,  $d$ ,  $e$  und  $2R$  sind in den Tabellen zu Abb. 574, S. 746 an-  
gegeben.

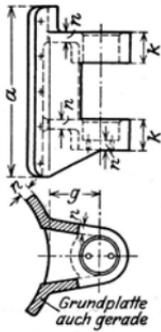


Abb. 573 b.

## Lümmellager nach Lg. 21.

Baustoff: Stahlguß.

Baumdruck $P_B$ in kg bis	Abmessungen nach Abb. 573 b in mm						Gewicht in kg
	a	g	k	n	Nieten		
					Anzahl	Dmr.	
4000	315	90	55	17	10	19	14
6000	370	115	65	20	10	22	25
8000	415	130	75	23	10	22	35
10000	475	140	85	26	10	25	45
12500	514	155	100	29	10	25	66
15500	560	170	115	31	10	28	86
18000	590	185	125	34	10	28	117

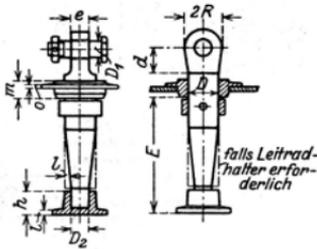
Lümmel mit Hals- und Spurlager  
nach Lg. 23 und 24.

Abb. 574.

Baumdruck $P_B$ in kg bis	Abmessungen nach Abb. 574 in mm					
	d	D	$D_1$	$D_2$	E mindestens	e
2000	43	48	28	48	254	26
4000	53	65	38	58	260	36
6000	61	78	45	68	290	40
8000	68	90	52	68	320	47
10000	75	98	55	78	370	56
12500	81	110	62	78	410	61
15000	87	120	68	88	460	66
18000	97	135	75	88	480	76
21000	120	150	80	88	550	82
30000	140	175	90	98	640	97
40000	160	205	105	108	730	107
50000	180	230	115	118	820	117

Baumdruck $P_B$ in kg bis	Abmessungen nach Abb. 574 in mm						Nieten des Halslagers		Nieten des Spurlagers		Gewicht in kg
	h	l				Anzahl	Dmr.	Anzahl	Dmr.		
		Stahlguß	Gußeisen	m	o					2R	
2000	61	10	10	40	14	6	13	5	13	11	
4000	75	14	14	45	16	6	13	5	13	20	
6000	90	18	18	50	18	6	13	5	13	32	
8000	90	18	18	50	18	6	13	5	13	39	
10000	104	21	21	60	21	6	16	5	16	49	
12500	104	21	21	60	21	6	16	5	16	70	
15000	118	24	24	70	25	6	19	5	19	99	
18000	118	24	24	70	25	6	19	5	19	107	
21000	118	18	24	80	20	8	22	5	19	140	
30000	135	22	30	100	25	8	25	6	22	225	
40000	150	26	35	120	30	10	28	7	22	345	
50000	165	30	40	140	35	12	31	8	22	460	

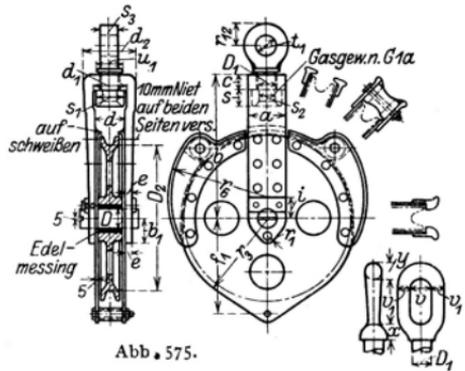
Gewichte ohne Leitradhalter bei Mindestlängen von E und Ausführung in Gußeisen.

**Blöcke und Scheiben.** Die Scheiben sollen mit Ausnahme der Fußblöcke wenigstens etwa den 15fachen Durchmesser des zugehörigen Drahtseiles haben.

Ladeblock nach Lg. 54a.

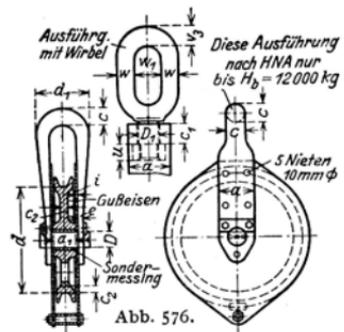
Winden- zug Z in kg bis	Abmessungen nach Abb. 54a in mm										
	a	b	b <sub>1</sub>	c	d	e	f <sub>1</sub>	r <sub>3</sub>	r <sub>6</sub>	D	D <sub>1</sub>
2500	70	260	45	28	56	10	170	161	178	36	34
4000	80	300	55	34	62	12	200	185	206	42	38
6000	100	365	70	41	70	15	240	228	249	52	45
8000	120	435	80	48	78	18	280	270	293	62	52

Winden- zug Z in kg bis	Abmessungen nach Abb. 54a in mm										
	s	s <sub>1</sub>	s <sub>3</sub>	f <sub>12</sub>	v	v <sub>1</sub>	x	y	D <sub>2</sub>	f	
2500	32	55	35	34	40	34	21	24	26	260	12
4000	35	62	40	44	45	44	26	32	32	300	15
6000	40	72	50	52	55	52	34	40	40	375	18
8000	50	82	60	64	68	64	43	50	50	450	22



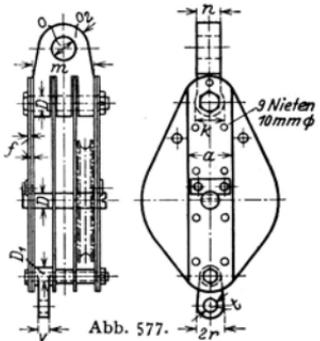
Hangerblock nach Lg. 51.

Zug im Hanger- blockauge H <sub>b</sub> bzw. H <sub>ss</sub> oder L <sub>ss</sub> in kg bis	Abmessungen nach Abb. 576 in mm														
	a	a <sub>1</sub>	c	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	d	d <sub>1</sub>	D	D <sub>1</sub>	e	i	u	v	w	w <sub>1</sub>
6000	80	51	36	35	14	250	118	35	35	12	5	30	32	26	50
12000	100	61	47	45	16	300	142	45	45	15	5	35	42	37	60
22000	120	76	—	60	20	350	—	55	55	18	6	45	55	44	77



Blöcke für Schwergut nach Lg. 61 bis 63.

Scheiben- zahl	Hanger- zug H bzw. H <sub>b</sub> in kg bis	Abmessungen nach Abb. 577 in mm <sup>1)</sup>											Ge- wicht in kg	
		a	D	D <sub>1</sub>	f <sup>2)</sup>	k	m	n	o	o <sub>2</sub>	2r	t		v
2	13000	120	42	26	7	77	112	60	57	36	70	34	30	82
	17000	150	52	32	7	93	128	65	64	38	70	37	30	130
3	17000	120	42	26	7	77	171	65	64	38	70	32	40	112
	21500	150	52	32	7	93	195	69	70	45	80	37	48	180
4	32000	170	62	39	9	111	223	81	87	56	90	42	52	297
	21500	120	42	26	8	77	228	69	70	45	70	34	30	149
4	27000	150	52	32	8	93	260	75	77	51	80	37	40	239
	32000	150	52	32	10	93	266	81	87	56	80	37	40	267
4	37500	170	62	39	10	111	298	89	92	62	90	40	45	388
	43000	170	62	39	12	111	304	97	100	65	90	40	45	425



Das Gehäuse der Blöcke soll genau passen, damit das Drahtseil nicht zwischen Block und Scheibe geraten kann.

Die Ladeblöcke sollen so, gegebenenfalls unter Zwischenschaltung großer Kettenglieder, an den Nockbändern aufgehängt werden, daß Biegungsbeanspruchungen vermieden werden.

Leitblöcke am Fuße der Ladebäume sollen so eingerichtet sein, daß sie möglichst in waagrechter Lage bleiben, sich aber seitlich in die Zugrichtung des Windenläufers einstellen.

Zum Aufbringen der Blöcke des Schwergeschirrs ist an geeigneter Stelle am Mast eine sachgemäß ausgeführte Vorrichtung zur sicheren Handhabung der schweren Blöcke anzubringen.

<sup>1)</sup> Für den zwei- und vierscheibigen Block gelten die gleichen Maßbezeichnungen.

<sup>2)</sup> Bei dem zweiseibigen Block soll das Mittelblech 3 mm, bei dem dreischiebigen Block sollen beide Mittelbleche 2 mm stärker sein. Beim vierscheibigen Block haben alle Bleche die Dicke *f*.

**Hanger.** Der Hangerblock soll am Mast so befestigt sein, daß er nach allen Seiten hin beweglich ist.

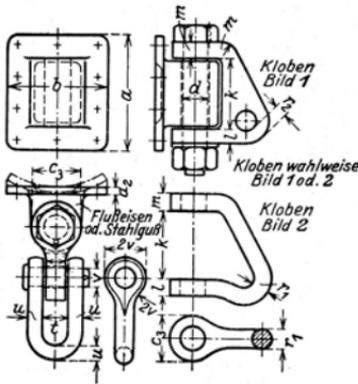


Abb. 578.

Hangeraugen nach Lg. 12.

Zug im Hangerblock-auge $H_b$ (bzw. $H_{ss}$ oder $L_{ss}$ ) in kg bis	Abmessungen nach Abb. 578 in mm									
	$a$	$a_2$	$b$	$c_3$	$d$	$k$	$l$	$m$	$o$	$r_1$
4000	240	18	200	88	45	130	32	36	40	36
8000	280	20	240	112	58	162	38	42	50	44
12000	322	22	280	132	70	190	44	48	60	51
15000	360	25	320	140	78	210	50	54	65	56

Zug im Hangerblock-auge $H_b$ (bzw. $H_{ss}$ oder $L_{ss}$ ) in kg bis	Abmessungen nach Abb. 578 in mm						Gewicht in kg nach		
	$r_2$	$t$	$u$	$v$	$2v$	Nieten		Bild 1	Bild 2
						Anzahl	Dmr.		
4000	18	43	26	32	64	10	16	24	22
8000	26	53	38	45	90	10	16	50	47
12000	36	63	45	55	110	10	19	80	72
15000	38	68	52	62	124	10	22	104	100

Der erforderliche Ketteneisendurchmesser der Hangerketten für verschiedene zulässige Belastungen ist aus der Tabelle auf S. 549, die zulässige Belastung der Drahtseile aus den Grundsätzen für die **Belastungsprüfung** des Ladegeschrirs zu ersehen.

Hangerketten müssen eine genügende Anzahl großer Glieder haben und sicher an Deck befestigt werden können. Diese Bestimmung gilt nicht für Schwergutbäume.

Drahtseile zum Toppen der Bäume müssen mit einem Auge zum Befestigen auf der Windentrommel oder dem Kopfe versehen sein und eine geeignete Zuleitung hierzu haben.

Laufende Enden von Hangerketten, ausgenommen bei Schwergutbäumen, müssen an Deck durch Poller oder durch Belegklampen am Mast sicher belegt werden können.

Schäkel für Drahttauwerk nach Lg. 101.

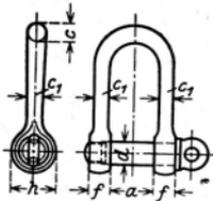


Abb. 579.

Zulässige Belastung in kg	Abmessungen nach Abb. 579 in mm						Gewicht in kg
	$a$	$c$	$c_1$	$d$	$f$	$h$	
200	22	8	6	10	9	20	0,1
400	24	10	8	13	12	24	0,2
800	30	13	10	16	15	30	0,4
1200	34	16	12	20	17	35	0,6
2000	40	20	15	23	21	44	1,2
2600	43	23	17	26	24	48	1,6
3200	47	26	19	30	26	53	2,1
4000	51	30	21	32	29	58	2,8
5000	57	32	23	35	31	65	3,8
6000	61	35	26	40	35	72	4,9
8000	69	40	31	42	39	80	7,0
10000	74	42	33	48	42	90	9,5
14000	79	48	39	52	48	102	14,4
18000	82	52	44	60	53	114	18,5
22000	85	57	49	65	58	125	22,1

**Ladketten.** Der erforderliche Ketteneisendurchmesser kurzgliedriger, stegloser Ketten für verschiedene zulässige Belastungen ist aus der Tabelle auf S. 749 zu ersehen. Die Probelastung ergibt sich aus den Grundsätzen für die **Belastungsprüfung** des Ladegeschrirs, Ziffer 2.

Große Glieder, Ringe, Haken, Schäkel und Wirbel sind so stark zu bemessen, daß sie die für die zugehörige Kette vorgeschriebene Prüflast ohne merkbare Formänderung aushalten.

## Ladeketten.

Zulässige Belastung in kg	Durchmesser des Ketteneisens in mm (nach oben abgerundet)		Zulässige Belastung in kg	Durchmesser des Ketteneisens in mm (nach oben abgerundet)	
	kurzgliedrige Ketten	langgliedrige Ketten		kurzgliedrige Ketten	langgliedrige Ketten
250	5	7	8000	30	36
500	7	9	9000	31	38
1000	11	13	10000	33	40
1500	13	16	15000	40	49
2000	15	18	20000	46	57
2500	17	20	25000	52	64
3000	18	22	30000	57	69
4000	21	26	35000	61	75
5000	23	29	40000	66	80
6000	26	31	50000	73	90
7000	28	34			

**Windenläufer.** Die zulässige Belastung der Drahtseile ist ebenfalls in den Grundsätzen für die **Belastungsprüfung** des Ladegeschirrs angegeben.

Die Auspleißungen der Windenläufer am Löschkaken sind durch mindestens sechsmaliges Durchstecken der Kardeelen herzustellen. Gleichwertige Ausführungen können auf Antrag zugelassen werden. Die Augen müssen so groß sein, daß die Schäkel durchgesteckt werden können. Das Ende des Windenläufers muß mit der Windentrommel sachgemäß verbunden sein. Eine Vorrichtung hierzu ist an beiden Enden der Windentrommel vorzusehen.

**Prüfung des Ladegeschirrs.** Für die Besichtigung und Prüfung des Ladegeschirrs gelten die Bestimmungen in Ziffer 5 der Grundsätze des Germanischen Lloyd für die **Belastungsprüfung** des Ladegeschirrs.

B. Belastungsprüfung<sup>1)</sup>.

**Allgemeines.** Der Germanische Lloyd prüft auf Verlangen das Lade- und Löschgeschirr und stellt hierüber Bescheinigungen aus.

Die Ladebäume sind laufend zu numerieren. Die zulässige Tragkraft des gesamten Ladegeschirrs ist an den Ladebäumen gut sichtbar und dauerhaft anzumarken.

Alle mit Erfolg geprüften Einzelteile des Ladegeschirrs sind mit ihrer zulässigen Belastung, der Bescheinigungsnummer, dem Kennbuchstaben des Prüfungsortes, dem Datum, Monat und Jahr der Prüfung zu stempeln und mit dem Stempel  zu versehen. Unter zulässiger Belastung der Einzelteile ist immer die Kraft zu verstehen, die in der Zugrichtung des Drahtseiles oder des Hangers oder der Kette oder der Aufhängung der Blöcke, Scheiben oder Laufrollen höchstens auftreten darf.

Über die erfolgreiche Prüfung von Einzelteilen werden besondere Bescheinigungen ausgestellt.

**Hangerketten.** Hangerketten sind einer Probelastung gemäß nachstehender Zahlentafel zu unterwerfen.

Durchmesser des Ketten-eisens mm	Hangerketten	Kurzgliedrige Ketten, Ringe, Haken, Schäkel und Wirbel	Durchmesser des Ketten-eisens mm	Hangerketten	Kurzgliedrige Ketten, Ringe, Haken, Schäkel und Wirbel
	Probelastung To. zu 1000 kg	Probelastung To. zu 1000 kg		Probelastung To. zu 1000 kg	Probelastung To. zu 1000 kg
10	1,26	1,89	25	7,86	11,81
11	1,52	2,29	26	8,50	12,78
12	1,81	2,72	27	9,17	13,78
13	2,13	3,19	28	9,85	14,82
14	2,47	3,70	29	10,57	15,89
15	2,83	4,25	30	11,31	17,00
16	3,22	4,84	31	12,07	18,16
17	3,64	5,46	32	12,88	19,37
18	4,08	6,12	33	13,69	20,58
19	4,54	6,82	34	14,52	21,85
20	5,03	7,56	35	15,40	23,15
21	5,55	8,33	36	16,28	24,49
22	6,08	9,15	37	17,20	25,86
23	6,65	10,00	38	18,16	27,28
24	7,24	10,88	39	19,12	28,73
25	7,86	11,81	40	20,12	30,22

Die zulässige Belastung jeder Kette ist gleich der halben Prüflast und ist in der Bescheinigung anzugeben.

<sup>1)</sup> Bei Schiffen, die in England laden oder löschen wollen, müssen diese Grundsätze den englischen Vorschriften gemäß erfüllt sein. (The Docks Regulations, Statutory Rules and Orders, 1925, No. 231.)

**Kurzglidrige Ketten.** Alle zu Hebezwecken benutzten kurzglidrigen Ketten, Ringe, Haken, Schäkel oder Wirbel sind einer Probelastung gemäß vorstehender Tabelle zu unterwerfen.

Mit Drahtseilen fest verbundene Ringe, Haken oder Wirbel sind einer Probelastung zu unterwerfen, die gleich  $\frac{1}{3}$  der Bruchlast des zugehörigen Drahtseiles ist.

Die zulässige Belastung jeder Kette, jedes Ringes usw. ist gleich der halben Prüflast und ist in der Bescheinigung anzugeben.

Die Probelastung ist zu wiederholen, wenn die genannten Teile geändert oder durch Schweißung ausgebessert worden sind.

Alle laufend gebrauchten kurzglidrigen Ketten, Haken, Schäkel oder Wirbel von weniger als 13 mm Eisenstärke sind mindestens halbjährlich, alle stärkeren Ketten usw. mindestens einmal jährlich auszuglühen. Das Ausglühen ist auf dem Zertifikat über die Probelastung zu bescheinigen.

**Drahtseile.** Für alle nach Herausgabe dieser Vorschrift neu beschafften und zum Laden und Lösen bestimmten Drahtseile müssen Prüfungsbescheinigungen des G. L. oder vom Hersteller ausgestellte Werksatteste vorhanden sein. Die zulässige Belastung des Drahtseiles ist auf ein Schild zu schlagen, das mit dem Seil zuverlässig verbunden sein muß. Sie beträgt bei ausreichendem Durchmesser der Scheiben, über die das Seil läuft (etwa 15 facher Seildurchmesser),  $\frac{1}{4}$  der Bruchlast. Bei kleinerem Scheibendurchmesser ist die zulässige Belastung etwa gleich derjenigen eines Seiles, für das die Scheibe passen würde.

Die zulässige Belastung ist in der Bescheinigung anzugeben.

**Belastungsprüfung des Lade- und Löschgeschirrs einschließlich Winden.** An dem fertig aufgebrauchten Ladegeschirr ist eine Belastungsprobe jedes einzelnen Ladebaumes vorzunehmen, nachdem der Baum auf Mitte der zugehörigen Luke aufgetoppt worden ist. Die Prüflast soll 25 vH, jedoch nicht mehr als 5 Tonnen größer als die Nutzlast sein.

Die Last ist in Rellinghöhe zu heben, nach Steuerbord und nach Backbord so weit wie möglich auszuschnwenken und dann wieder abzusetzen.

Das Ladegeschirr sowie die zugehörige Winde ist in allen Teilen vor und nach der Belastungsprüfung zu besichtigen. Wenn die Prüfung keine Veranlassung zu Anständen irgendwelcher Art gibt, wird eine Bescheinigung ausgestellt und der Baum am unteren Ende mit der Bescheinigungsnummer, dem Kennbuchstaben des Prüfungsortes, dem Datum der Prüfung und mit  gestempelt. Die zulässige Tragkraft des Ladegeschirrs ist in der Bescheinigung anzugeben.

Die Belastungsprüfung ist alle 3 bis 5 Jahre, durchschnittlich alle 4 Jahre zu wiederholen. Hierüber erfolgt eine Eintragung in die Prüfungsbescheinigung. Der zugehörige Ladebaum ist mit dem neuen Datum zu stempeln.

**Periodische Besichtigung des Lade- und Löschgeschirrs.** Das gesamte Lade- und Löschgeschirr einschließlich Ladewinden ist jährlich einmal in allen Teilen zu besichtigen. Über den Besichtigungsbefund wird eine Eintragung in die Prüfungsbescheinigung für Lade- und Löschgeschirr gemacht.

Ketten und Einzelteile sind zu erneuern, wenn sich ihr Querschnitt an einzelnen Stellen so abgenutzt hat, daß die Sicherheit des Betriebes gefährdet ist. Dies muß im allgemeinen geschehen, wenn die Abnutzung an einzelnen Stellen 10 vH des Durchmessers bzw. des ursprünglichen Maßes erreicht hat.

Ladewinden. Sie müssen so aufgestellt werden, daß der Windenläufer senkrecht auf die Mitte der Trommel läuft und gut aufspinnt. Dazu ist erforderlich, daß die Winde genügend Abstand vom Leitrad hat. Empfohlen wird ein Verhältnis der Trommellänge zum Abstand Mitte Trommelachse bis Mitte Leitradachse von wenigstens 1 : 3,5.

Die „Grundsätze“ des Germ. Ll. sagen über die Ladewinden folgendes:

**Winden.** Die Winden sind nach den Normen des HNA oder gleichwertig auszuführen.

Bei Doppelwinden sind möglichst Rechts- und Linkswinden zu verwenden.

Die Steuerung der Winden muß so eingerichtet sein, daß das Heben der Last durch Vorwärtsbewegen eines senkrechten oder durch Heben eines wagerechten Hebels oder Rechtsdrehen eines Handrades, das Senken der Last durch Zurücklegen eines senkrechten oder durch Senken eines wagerechten Hebels oder durch Linksdrehen eines Handrades erfolgt.

Die Handhabung der Steuerung muß bei Änderung der Übersetzung dieselbe bleiben.

Alle Winden sind mit einer wirksamen Bremse auszurüsten.

Werden die Winden mit auf den verlängerten Wellen befestigten Köpfen versehen, die zum Laden und Lösen dienen, so sind die Köpfe groß und tief genug zu machen, um den Windenläufer sicher darauf aufspinnen zu können. Die Spillköpfe müssen an der Seite ein Loch haben, um eine Vorrichtung zum Befestigen der Windenläufer anbringen zu können.

Die Winden sind so aufzustellen, daß der Bedienungsman einen freien Überblick hat und nicht gefährdet ist, und daß der Windenläufer durch Leitblöcke rechtwinklig auf die Mitte der Trommel geführt werden kann.

Auf Motorschiffen und neuerdings auch vielfach auf großen Fahrgastschiffen werden Elektroladewinden verwandt. Der Preis derselben ist höher als derjenige für Dampfwinden, doch ist der Betrieb sparsamer. Man unterscheidet Winden mit durchlaufendem und mit umsteuerbarem Motor. Zu ersterem gehören die Döhle-Winden. Bei diesen erfolgt das Senken mittels der Bandbremse. Sie haben einen schnellaufenden Motor und eine dem Gewicht der Nutzlast an-

Dampfledewinden mit einfachem und doppeltem Vorgelege, nach  
HNA. Blatt Wi. 1 und 2.  
Größen, Leistungen, Gewichte.

Windengröße		Druck im Schieberkasten	PS <sub>1</sub>	Zugkraft in kg mit Vorgelege		Seilgeschwindigk. bei Vollast m/sek mit Vorgelege		Gewichte in kg (ohne Spillköpfe!)			
				einfach	doppelt	einfach	doppelt	Winde mit einfachem Vorgelege		Winde mit doppeltem Vorgelege	
Zyl.-Dmr. m/m	Hub m/m	kg/cm <sup>2</sup>						schmales Modell	breites Modell	schmales Modell	breites Modell
150	250	7	13	1400	3000	0,45	0,2	1900	2100	2250	2450
180	250	7	17	1800	4000	0,45	0,2	—	—	2750	2950
180	300	7	22	2500	5000	0,45	0,2	2900	3100	3250	3450
200	350	7	26	3000	6500	0,43	0,18	3300	3500	3700	3950
200	350	9	32	—	8000	—	0,18	—	—	3700	3950

gepaßte Hubgeschwindigkeit. Der Preis ist verhältnismäßig niedrig. Verbreiteter sind die Winden mit umsteuerbarem Motor. Hierunter unterscheidet man wieder solche mit Kontroller- wie mit Schützensteuerung. Kontroller werden an die Winden wasserdicht gekapselt angebaut, während die Schützen in einem besonderen Raum Aufstellung finden. In Deutschland werden die Elektrowinden meistens mit Räderübersetzung gebaut, während in England solche mit Schneckenübersetzung in Gebrauch sind (geräuschloser Gang, aber unwirtschaftlich und sperrig).

### 3. Schiffe für Sonderzwecke.

#### a) Kohlenschiffe.

Kohlenschiffe erhalten lange und breite Luken, damit beim Laden der Raum möglichst von selbst volltrimmt. Auch bei großen Kohlenschiffen ist die Hinterschiffsanordnung der M-Räume nicht selten. Günstig für Greiferbetrieb infolge Fortfalls des Wellentunnels. Das Beladen der Kohlenschiffe erfolgt meistens durch Hafeneinrichtungen ohne Hilfe des Bordgeschirrs, das Entladen neuerdings ebenfalls häufig durch Hafenkranen. Ist das letztere nicht der Fall, so erhält das Schiff ein für diesen Zweck passendes Löscheschirr. Hierfür lassen sich drei verschiedene Systeme unterscheiden:

1. Benutzung normaler Ladewinden, die dann im allgemeinen mit je vier Spillköpfen ausgerüstet werden, um sie für den Wippbetrieb verwenden zu können. Außer den normalen Ladebäumen werden meist noch Ladegaffeln vorgesehen, um eine recht große Zahl von Wipprädern anbringen zu können. Die Ladebäume und Gaffeln werden im unbenutzten Zustande senkrecht am Mast gefahren. Es hat dies den Vorteil, daß sie beim Laden und beim Löschen mit Greifern aus dem Wege sind. Die Verwendung normaler Ladewinden macht das Schiff auch für die allgemeine Frachtfahrt brauchbar.

2. Statt der normalen Ladewinden werden mittschiffs unter dem Brückendeck 1 bis 2 Dampfmaschinen aufgestellt, die mit neben den Lukenlängssäulen entlanglaufenden Wellenleitungen gekuppelt sind, auf denen Spillköpfe sitzen, mit welchen das Löschen mittels Wippen erfolgt. Im übrigen ist die Einrichtung wie unter 1. Der Vorteil besteht in dem wirtschaftlicheren Antrieb und in den größeren Lukenlängen, der Nachteil in der schlechten Verwendungsmöglichkeit des Schiffes für andere Zwecke.

3. Das Löschen erfolgt vermittelt zweier unter der ganzen Länge der trichterartig ausgebildeten Räume sich erstreckenden Bandförderer, die an ihrem hinteren Ende schräg nach oben laufen, um von dort mittels Schüttrinnen die Ladung an Leichter abzugeben. Der Vorteil besteht in der vollständigen mechanischen Entladung ohne Handarbeit, der Nachteil in einer Verminderung der Ladefähigkeit und in der Unmöglichkeit der Verwendung des Schiffes für andere Zwecke.

## b) Tankschiffe.

Sie dienen in der Hauptsache dem Transport von Erdöl und seinen Produkten. Wegen der damit verbundenen Feuersgefahr werden die Antriebsräume möglichst weit getrennt von den Laderäumen ins Hinterschiff verlegt. Das Löschen und oft auch das Laden erfolgt mittels durch Dampf angetriebener Ölpumpen und Rohrleitungen. Ein typisches Tankschiff von etwa 12000 t Tragfähigkeit wird hiermit wie folgt ausgerüstet:

2 Hauptladeölpumpen stehender oder liegender Bauart von je etwa 500 m<sup>3</sup> Stundenleistung bei einem Gegendruck von 17,5 at,

1 Ladeöhlilfslenzpumpe (Restepumpe) von etwa 100 m<sup>3</sup> Stundenleistung bei 17,5 at Gegendruck.

Es sind dies Kolbendampfpumpen, die in einem besonderen, in etwa halber Schiffslänge gelegenen Pumpenraum untergebracht sind. Der Betrieb erfolgt durch eine über Deck verlegte Zu- und Abdampfleitung, die ihren Dampf vom im Hinterschiff liegenden Kesselraum erhält (auch bei Motorschiffen). Gleichzeitig ist die Möglichkeit zum Anschluß von Landdampf vorgesehen.

Die Hauptladeöltanks sind in drei durch Kofferdämme bzw. durch den Pumpenraum voneinander und vom übrigen Schiff getrennte Gruppen geteilt, deren jede zwei Hauptrohrstränge von 300 bis 380 mm Durchmesser erhält, die möglichst nahe über dem Boden verlegt sind, bedient durch die Hauptladeölpumpen. Jeder Strang erhält Anschluß von 250 mm Ø an jeden Tank seiner Gruppe. Außerdem erhält jede Tankgruppe eine Hilfslenzleitung von 150 mm Ø für das „Reste-Lenzen“ mit Anschluß von 100 mm Ø an jeden zugehörigen Tank, bedient durch die Hilfslenzpumpe (Restepumpe). Für die zwischen Haupt- und Zwischendeck an den Schiffseiten liegenden „Sommertanks“ ist mit Anschluß von 150 mm Ø an jeden Tank eine 150 mm Ringleitung vorgesehen, bedient durch die Hauptpumpen und die Restepumpe. Die als Glockensauger ausgebildeten Saugerstutzen in den Tanks liegen überall ganz dicht über dem Tankboden, um den Tankinhalt möglichst restlos zu lenzen. Am Vorderende der vordersten und am Hinterende der hintersten Haupttanks sowie im Pumpenraum gehen je zwei 300 mm-Steigerohre an Deck, wo sie durch 300 mm-Querstränge verbunden werden. An diesen drei Stellen sind an jeder Bordseite die Anschlüsse nach außenbord vorhanden. Ein siebenter Außenbordanschluß liegt am Heck. Eine im Hinterschiff über Bootsdeck, im übrigen in den B.B.-Sommertanks verlegte 300 mm-Leitung verbindet all diese Anschlüsse miteinander, mit den Steigerohren und mit dem Pumpenraum. Schließlich liegt im Pumpenraum an jeder Bordseite ein an das Rohrsystem angeschlossenes 300 mm-Seeventil. Jeder Tank ist durch einen schweren Ventilschieber absperrbar, der vom Pumpenraum oder von Deck aus bedient wird.

Alle Rohrleitungen sind im Pumpenraum und durch Querstränge so miteinander verbunden, daß ganz nach Belieben gefüllt, gelenzt, umgepumpt und geflutet werden kann. Das ganze System ist für einen Betriebsdruck von 17,5 at zu berechnen. Das Material für die Rohre besteht aus nahtlosem oder überlappt geschweißtem kohlenstoffarmen Spezialstahl. Durch 50-mm-Dampfanschluß an den verschiedensten Stellen können die Rohrleitungen und Tanks ausgedampft werden. Da das Ladeöl besonders im Winter manchmal sehr dickflüssig ist, wird eine über den ganzen Schiffsboden sich erstreckende und außerdem um die Saugerstutzen der Haupträume herumgelegte Tankdampfheizung vorgesehen.

Die an Deck liegenden Außenbordanschlüsse sind als Gabelstutzen ausgebildet, an die je 2 bis 3 eisendrahtarmierte Gummischläuche von 200 mm Ø angeschlossen werden. Zum Tragen dieser Schläuche dienen Ladebäume und an der Bordwand verteilte kleine Davits.

#### 4. Einrichtungen für die Proviant-, Gepäck- und Postübernahme.

Das Übernehmen von Proviant, Gepäck und Post erfolgt mittels des normalen Ladegeschirrs entweder durch Ladeluken oder durch Seitenforten. Im letzteren

Falle ist meistens noch ein Horizontal- und Vertikaltransport im Schiff erforderlich. Der Horizontaltransport erfolgt entweder durch unter Deck angeordnete Laufkatzen oder durch auf Schienen laufende Wagen. Der Vertikaltransport geschieht in Schächten durch kleine Hand- oder Elektrowinden oder mit Aufzügen. Die näheren Bestimmungen für Aufzüge sind in der Anlage IV der Unfallverhütungsvorschriften der SBG. enthalten.

## 5. Einrichtungen für Brennstoffübernahme und Ascheentfernung.

### a) Handelsschiffe.

a) Bekohlungseinrichtungen. Die Übernahme der Bunkerkohlen geschieht auf Handelsschiffen in einfachster Weise durch besondere Dampfwinden<sup>1)</sup> (Abb. 580) oder elektrisch betriebene Kohlenwinden, welche die Kohlenkörbe mittels Wippe aus dem Kohlenleichterfahrzeug oder von Land nach den Kohlenschütten des Schiffes befördern. Das Bekohlungsgeschirr besteht dabei im allgemeinen aus einem Holz- oder Mannesmannrohr-Ladebaum, der durch Tauwerk abgestagt wird und ein Laderad für das Läufertau trägt. Die Kohlenwinde befindet sich entweder auf einem besonderen Prahmfahrzeug, oder sie ist, auch als Bootswinde dienend, an Bord des zu bekohlenden Schiffes fest aufgestellt.

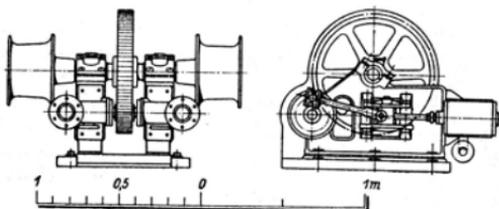


Abb. 580. Dampfkohlenwinde.

Gewicht der Dampfwinde 1500 bis 1800 kg. Inhalt eines Kohlenkorbes 140 bis 150 kg (7 Körbe/1 Tonne). Zahl der mit jedem Geschirr i. d. Min. ohne Pause geförderten Körbe 4 bis 5; letzteres ist abhängig von der Anzahl der einschauelfenden Leute und von der Beschaffenheit der Kohle (z. B. bei Frost).

Vielfach kommen besondere Kohlenheber in Frage.

Zur Beförderung der Kohlen aus entlegenen Bunkerräumen vor die Kessel werden Handkarren oder auf Gleisen laufende Förderwagen (Traglast etwa 200 bis 250 kg Kohlen in 6 bis 8 Körben) oder Hängebahnen mit Kippgefäß (in breiten Bunkern) benutzt. Die Gleiswagen sollen möglichst im Leerzustand von zwei Trimmern gehoben werden können; die Gleise sind, wenn zugänglich, mit Fall nach den Kesselräumen anzulegen.

Pneumatische (Saugluft-)Kohlenförderanlagen zum Befördern der Kohle aus dem Bunker vor die Kessel sind erprobt worden. Zum Trimmen der Kohle in breiten Bunkern können elektrisch angetriebene Kohlenschleudereinrichtungen angewandt werden. Bei automatischen Feuerungen (Axerfeuerungen) sind Becherwerke im Gebrauch.

b) Heiz- und Treibölübernahme. Auf Schiffen mit Feuerungsanlagen für flüssige Brennstoffe und auf Motorschiffen sind dampf- oder elektrisch betriebene Ölübernahmepumpen vorgesehen. Bei größeren Schiffen werden besondere stahlschottete Ölübernehmeräume vorgesehen, in denen die Anschlußstutzen für Ölschläuche untergebracht sind.

c) Ascheförderung<sup>2)</sup>. Bei den Vorrichtungen zur Entfernung der Asche aus den Heizräumen der Schiffe sind zu unterscheiden:

1. Aschheißvorrichtungen,
2. Ascheauswerfer (-ejektoren).

<sup>1)</sup> Gebaut von den Atlas-Werken, Bremen.

<sup>2)</sup> Vgl. Panzerbieter: Ascheentfernung auf Schiffen. Wittenberg 1912. — Achenbach: Schiffshilfsmasch., S. 127 f.

Auf Schiffen mit kleiner Kesselanlage besteht die Heißvorrichtung aus einer Handwinde mit Stirnradvorgelege und Sperrad; ein Kesselraumlüfter dient als Förderschacht und zur Führung des Eimers.

Bei größeren Kesselanlagen werden an Stelle der Handwinden besondere dampf- oder elektrisch betriebene Aschheißwinden (Abb. 581) eingebaut. Gewicht einer Dampfeschheißwinde etwa 320 kg.

Die Atlas-Werke, Bremen, stellen die in Abb. 582 dargestellte Vakuum-Ascheförderanlage her. Die Abbildung zeigt zwei Ausführungen, rechts mit

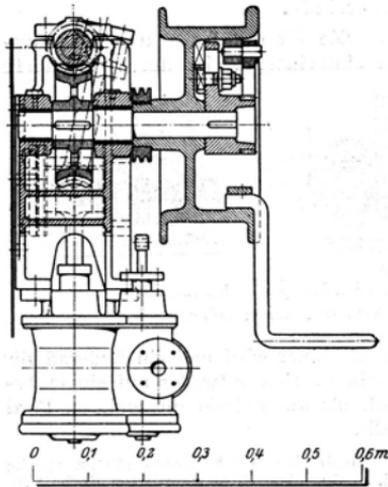


Abb. 581. Dampfeschheißwinde.

selbstkippendem Kübel, links mit gewöhnlichem Ascheeimer. Die Förderung erfolgt in der Weise, daß in einem langen Rohr ein Kolben infolge eines darunter erzeugten Vakuums nach unten bewegt und dadurch der Kübel geheißt wird. Die Rückbewegung geschieht selbsttätig durch das Kübelgewicht, nachdem das Vakuum beseitigt ist. Beim Betrieb der Hauptmaschine liefert der Kondensator das Vakuum, im Hafen ein Injektor. Fördergewicht etwa 130 kg Asche bei jedem Hub.

Die Ascheejektoren sind in solche mit Überwasserförderung und solche mit Unterwasserförderung einzuteilen.

Bei der ersten Bauart wird die Asche in ein (durch Deckel dicht verschließbares) Trichtergefäß gefüllt und mittels Druckwasserstrahlwirkung durch ein Steigerohr über der Tiefadelinie nach außenbord befördert. Besondere Ascheejektorpumpen sind vorzusehen. Es können 40 Schaufeln oder etwa 1500 bis 2000 kg Asche in einer Viertelstunde ausgeworfen werden.

Die Apparate für Unterwasserförderung an Bord von Schiffen befinden sich noch im Zustand der Erprobung. Die Förderung kann entweder durch Strahlwirkung (ejektorartig) oder mittels Schleuderpumpe (System Stone) oder durch Auswerfer, die mit Druckluft- oder Druckwasseraussto arbeiten, erfolgen.

Für den Hafetrieb müssen Aschheißeinrichtungen, möglichst auch für Handbetrieb, neben Ascheejektoren an Bord sein.

#### b) Kriegsschiffe.

a) Bekohlungseinrichtungen<sup>1)</sup>. Kohlenübernahme im Hafen oder auf See. Im Hafen von Land aus, aus Prähnen oder besonderen Kohlendampfern, in See aus Kohlendampfern, die längsseit bei stillliegendem Schiffe festmachen oder in Fahrt geschleppt werden. Bei Übernahme von Land werden bei niedrigbordigen Schiffen Kohlenkarren verwendet, für die im Schanzkleid auf jeder Bordseite zwei Kohlentüren anzuordnen sind, so daß die Karren in einer ununterbrochenen Kette laufen können. In den Vereinigten Staaten bestehen Kohlenstationen mit besonderen Verladeeinrichtungen. Hochbordige Schiffe kohlen im allgemeinen auf Reede aus Prähnen von 150 bis 300 t Tragfähigkeit oder aus Kohlendampfern. Für die Übernahme der Kohlen sind auf den Kriegsschiffen besondere Einrichtungen vorgesehen, die ein möglichst schnelles Anordschaffen der Kohlen und eine gleichmäßige Verteilung auf die einzelnen

<sup>1)</sup> Tjard Schwarz: Die Bekohlung der Kriegsschiffe. Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1906, S. 446. — McDernaid: Shipyard Practice, und Attwood: War-Ships.

Bunker ermöglichen. Im allgemeinen müssen die Kohlen auf die freien Decks gebracht werden, um den Seitenschutz der Schiffe nicht zu durchbrechen und um die über dem Panzerdeck liegenden Bunker zweckmäßig füllen zu können. Möglichst zahlreiche Übernahmestellen sind vorzusehen, derart verteilt, daß ein

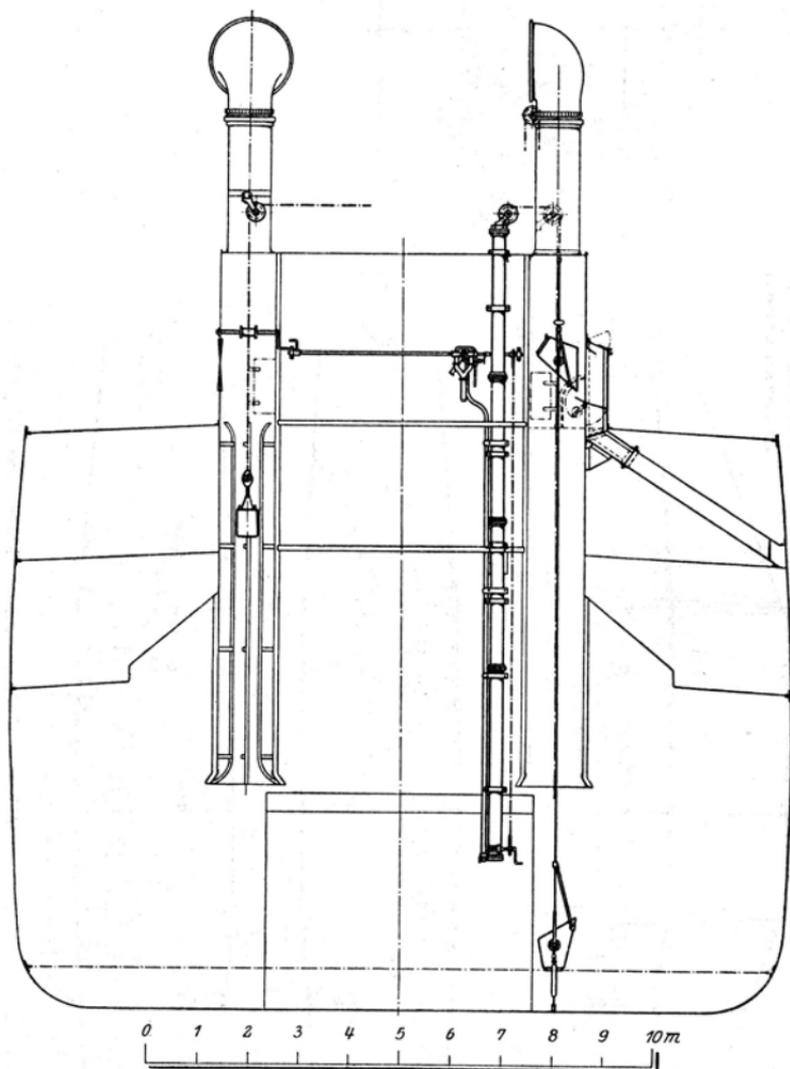


Abb. 582. Vakuum-Ascheförderanlage.

Kohlenfahren auf den freien Decks möglichst vermieden wird. Als Bekohlungsgerät haben sich auf großen Schiffen ein oder zwei Strecktaue auf jeder Bordseite, die unter Benutzung der Ladebäume und besonderer Spieren aufgebracht werden, mit Kohlenwippen, die als Jollentaue geschoren und von losnehmbaren elektrischen Winden mit je zwei Spillköpfen bedient werden, bewährt (s. Abb. 583).



Außerdem werden die Bugspille, Heckspille und Bootsheizmaschinen in Verbindung mit Kohlenspiere oder den vorhandenen Ladebäumen, Kranen und Bootsdavits herangezogen. Die Kohlen werden in Kohlenkörben von 100 kg Fassungsvermögen gefördert. Die Kohlenwinden sind so aufzustellen, daß der Bedienungsmann den Förderkorb dauernd übersehen kann. Die Kohlenübernahme auf See in Fahrt hat noch keine befriedigende Lösung gefunden, da die bisher erreichten Förderergebnisse (40 bis 50 t/st) zu gering sind<sup>1)</sup>.

Für die Beförderung der Kohlen von den freien Decks in die Bunker sind in den Decks Kohlenlöcher und, sofern die Bunker nicht unmittelbar unter den Decks, auf welche die Kohlen übernommen werden sollen, liegen, Kohlen-schütten vorzusehen. Durchmesser der Kohlenlöcher 550 mm. Soweit die Schütten im Bedienungskreise der Geschütze liegen oder sonstwie die Raumausnutzung der Schiffe beeinträchtigen, müssen sie losnehmbar eingerichtet werden. Die Anzahl der Kohlenlöcher ist so gering wie möglich zu halten, sie sind so zu verteilen, daß alle Bunker gleichmäßig schnell gefüllt werden können. Liegen Bunker über dem Panzerdeck (Oberbunker), unmittelbar über Bunkern unter dem Panzerdeck (Unterbunker), so müssen in den Oberbunkern Nischen vorgesehen werden, um nach dem Füllen der Oberbunker die Kohlenlöcher durch Panzerdeckel verschließen zu können. In allen Bunkern sind Notausgänge vorzusehen. Für die Entnahme der Kohlen aus den Oberbunkern ist die Anordnung von Heizraumschütten zweckmäßig, die von den Oberbunkern bis unmittelbar vor die Feuerung führen und die ermöglichen, die Oberbunker zuerst zu entleeren, um den Kohlenschutz der Unterbunker möglichst lange aufrechtzuerhalten. Für die Beförderung der Kohlen in der Schiffslängsrichtung sind in den Bunkern Kohlenbahnen anzuordnen, auf denen die Kohlen in eisernen Behältern von etwa 250 kg Fassungsvermögen, sog. Kippmulden, mittels Laufkatzen verfahren werden. Die für diese Beförderung erforderlichen Öffnungen in den Querschotten sind möglichst klein zu halten und durch wasserdichte Türen zu schließen, die Kohlenbahnen müssen an diesen Stellen beiklappbare Einsatzstücke erhalten.

b) Heiz- und Treibölübernahme. Für die Heiz- und Treibölübernahme sind besondere Pumpen aufzustellen, die durch Schlauchventilkasten das Öl in eine Übernahmeringleitung drücken. Saugehöhe der Pumpen 7 m, höchster Punkt der Übernahmeleitung nicht höher als 4 bis 4,5 m über der Wasserlinie, Geschwindigkeit des Öls in der Übernahmeleitung nicht mehr als 1 m/sek. Die Übernahmeringleitung geht durch sämtliche Abteilungen, in denen sich Heizöllasten befinden und wird durch Schieber unterteilt. Die gleiche Einrichtung dient auch zum Vonbordgeben des Öls. Zur Verhütung eines zu hohen Drucks in den Heizölübernahmeleitungen und Heizöllasten sind Sicherheitsventile und Manometer vorzusehen.

c) Ascheförderung. Die Asche wird auf Kriegsschiffen im allgemeinen durch mit Druckwasser betriebene Ascheauswerfer entfernt. Die Ausgüsse der Ascheauswerfer sind etwa 2,6 bis 3 m über der KWL anzuordnen, um die Asche bei allen Tiefgängen des Schiffes in die Aschepräbme lenzen zu können. Außerdem ist für jede Kesselraumabteilung ein Hilfsascheaufzug vorzusehen, durch den die Asche in Eimern mittels Handkraft in die oberen Decks geheißt und von hier bis zu den Ausgüssen in der Bordwand verfahren werden kann.

---

<sup>1)</sup> Beehler: Kohlenübernahme auf See. Schiffbaut. Jahrb. 1902, S. 271.

### III. Anker, Ketten, Trossen und zugehörige Einrichtungen.

#### A. Anker.

Anzahl, Größe und Art der Anker.

##### 1. Handelsschiffe.

Über die Ausrüstung der Handelsschiffe mit Ankern, Ketten und Trossen, sowie deren Prüfung, geben der Germanische Lloyd und die See-Berufsgenossenschaft folgende Vorschriften:

Alle Schiffe müssen ihrer Größe und Bestimmung entsprechend mit den in den Tabellen<sup>1)</sup> für Dampfer und Segelschiffe angegebenen Ankern, Ketten und Trossen ausgerüstet sein.

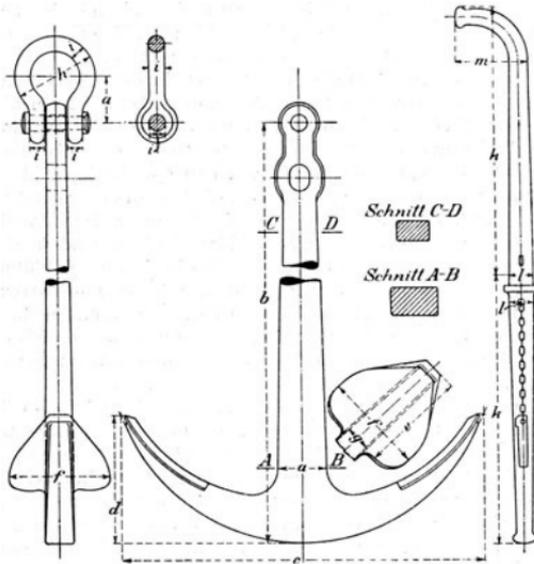


Abb. 584. Gewöhnlicher (Normal-)Anker.

Für die Bestimmung dieser Ausrüstungsgegenstände ist der Inhalt des Schiffskörpers in Kubikmetern maßgebend. Dieser Inhalt muß nach Maßgabe der Überschrift in der ersten Spalte der Tabellen aus den Hauptmaßen  $L$ ,  $B$  und  $H$  und den Aufbauten einschl. der Deckshäuser ermittelt werden.

Für Schiffe, deren Freiborddeck das zweite Deck ist, kann statt  $H$  die Seitenhöhe bis zu diesem Deck und der Raum zwischen diesem und dem Hauptdeck zur Hälfte gerechnet werden.

Das Gewicht jedes einzelnen Bugankers kann, wo nur zwei Buganker erforderlich sind, bis zu  $4 vH$ , und wo mehr als zwei Buganker erforderlich sind, bis zu  $7\frac{1}{2} vH$  von dem Mittel des vorgeschriebenen Gewichts abweichen, sofern nur das Gesamtgewicht aller Buganker nicht weniger beträgt als verlangt wird. Für Schiffe mit 3 oder 4 Schrauben kann das Gewicht der Buganker nach Vereinbarung mit dem Germ. Lloyd verringert werden.

<sup>1)</sup> Diese Tabellen sind hier nicht wiedergegeben, es wird auf die jeweils gültigen Bauvorschriften des Germanischen Lloyd verwiesen.

In der Handelsmarine werden hauptsächlich folgende Arten von Anker verwendet:

1. Gewöhnliche oder Normalanker mit Stock (Admiralitätsanker, Abb. 584),

2. Stocklose Anker [Hall-, Gruson-, Gruson-Hein-Anker, Abb. 585 und 586<sup>1)</sup>],

3. Trotman-Anker, mit Stock;

letzterer meist nur als Stromanker (Heckanker) oder Warpanker im Gebrauch.

Diese Ankerarten sind nicht für alle Ankergründe gleichwertig.

Die Ankerart bestimmt deshalb im allgemeinen die Reederei nach dem für ihre Dampfer in Frage kommenden Ankergebiete; die Größe der kleinen Anker (Stromanker) wird häufig durch die Reederei besonders gefordert.

## 2. Kriegsschiffe.

Die Anzahl und Größe der Hall-Anker auf den Schiffen der deutschen Kriegsmarine (ausgenommen Torpedofahrzeuge) geht aus der Tabelle S. 762 hervor.

Es werden folgende Arten von Anker verwendet:

1. Gewöhnliche oder Normalanker (Abb. 584),

2. Hall-Anker (Abb. 585),

3. Schirmanker;

letztere nur für einzelne U-Bootsarten und zum Verankern von Feuerschiffen und Fahrwassertonnen.

Gewöhnlicher Anker (Normalanker, Abb. 584).

Ankergewicht in kg =  $G$ .

Grundmaß  $a = 22,6922 \sqrt[3]{G}$ .

Gewicht des Ankers <sup>2)</sup> in kg	Grundmaß $a$	Maße der Zeichnung in mm										
		$b = 11,43a$	$c = 7,63a$	$d = 2,75a$	$e = 2,26a$	$f = 2,14a$	$g = 0,60a$	$h = 1,70a$	$i = 0,33a$	$k = 5,72a$	$l = 0,52a$	$m = 1,53a$
75	95,7	1094	730	263	216	205	57	163	32	547	50	146
100	105,3	1204	803	289	238	225	63	179	35	602	55	161
150	120,6	1378	920	332	273	258	72	205	40	690	63	185
200	132,7	1517	1012	365	300	284	80	226	44	759	69	203
250	143,0	1634	1091	393	333	306	86	243	47	818	74	219
300	151,9	1736	1159	418	343	325	91	258	50	869	79	232
400	167,2	1911	1276	460	378	357	100	284	55	956	87	256
500	180,1	2059	1373	495	407	385	108	306	59	1030	94	275
600	191,4	2188	1460	526	433	409	115	325	63	1095	100	293
700	201,5	2303	1537	554	455	431	121	343	66	1153	105	308
800	210,7	2408	1608	579	476	451	126	358	70	1205	110	322
900	219,1	2504	1672	603	495	469	131	372	72	1253	114	335
1000	226,9	2593	1731	624	513	486	136	386	75	1298	118	347
1250	244,4	2793	1865	672	552	523	147	415	81	1398	127	373
1500	259,8	2970	1982	714	587	556	156	442	86	1486	135	397
1750	273,5	3126	2087	752	618	583	164	465	90	1564	142	418
2000	285,9	3286	2181	786	646	612	172	486	94	1635	149	437
2250	297,3	3398	2268	818	672	636	178	505	98	1701	155	455
2500	308,0	3520	2350	847	696	659	185	524	102	1762	160	471
3000	327,3	3741	2497	900	740	700	196	556	108	1872	170	501
3500	344,5	3938	2629	947	779	737	207	586	114	1971	179	527
4000	360,2	4117	2748	991	814	771	216	612	119	2060	187	551
4500	374,6	4282	2858	1030	847	802	225	637	124	2143	195	573
5000	388,0	4435	2960	1067	877	830	233	660	128	2219	202	594
6000	412,3	4713	3146	1134	932	882	247	701	136	2358	214	631

<sup>1)</sup> Vgl. a. List of Patent Anchor approved by Lloyd's Committee.

<sup>2)</sup> Außerdem noch Bootsanker von 10, 20, 30, 40, 50 und 60 kg Gewicht.

## Hall-Anker (Abb. 585).

Ankergewicht in kg = G.

Grundmaß  $a = 18,5 \sqrt[3]{G}$ .

Gewicht des Ankers in kg	Grund- maß a	Maße der Zeichnung in mm										
		b = 0,779 a	c = 1,50 a	d = 0,412 a	e = 0,857 a	f = 9,616 a	g = 4,803 a	h = 1,1 a	i = 2,401 a	k = 3,412 a	l = 1,323 a	m = 0,7 a
75	78	61	117	32	67	750	375	86	187	266	103	55
100	86	67	129	35	74	826	413	95	206	293	114	60
150	98	76	147	40	84	941	471	108	235	334	130	69
200	108	84	162	44	93	1037	519	119	259	368	143	76
250	117	91	176	48	100	1123	562	129	281	399	155	82
300	124	97	186	51	106	1191	596	137	298	423	164	87
400	136	106	204	56	117	1306	653	150	327	464	180	95
500	146	115	221	61	126	1413	706	162	353	501	195	103
600	156	122	234	64	134	1499	749	172	375	532	206	109
700	164	128	246	68	141	1575	785	181	394	559	217	115
800	172	134	258	71	147	1652	826	189	413	587	228	120
900	179	139	269	74	153	1719	860	197	430	611	237	125
1000	185	144	278	76	159	1777	889	204	444	632	245	130
1100	191	149	287	79	164	1837	917	210	459	652	253	134
1250	199	155	299	82	171	1912	956	219	478	679	263	139
1300	202	157	303	83	173	1942	970	222	485	689	267	141
1500	212	165	318	87	182	2036	1018	233	509	725	280	148
1600	216	168	324	89	185	2077	1037	238	519	737	286	151
1750	223	174	335	92	191	2142	1071	245	535	761	295	156
1850	227	177	341	94	195	2183	1090	250	545	775	300	159
2000	233	182	350	96	200	2238	1119	256	559	795	308	163
2100	237	185	356	98	203	2279	1138	261	569	809	314	166
2250	242	189	363	100	207	2325	1162	266	581	826	320	169
2400	248	193	372	102	213	2385	1191	273	595	846	328	174
2500	251	196	377	103	215	2411	1206	276	603	856	332	176
2700	258	201	387	106	221	2481	1239	284	619	880	341	181
3000	267	208	401	110	229	2565	1282	294	641	911	353	187
3100	270	210	405	111	231	2596	1297	297	648	921	357	190
3500	281	219	422	116	241	2699	1350	309	675	959	372	197
3750	288	224	432	119	247	2769	1383	317	692	983	381	202
4000	294	229	441	121	252	2827	1412	324	706	1003	389	206
4500	305	238	458	126	261	2930	1465	386	732	1041	404	214
5000	316	246	474	130	271	3055	1517	348	759	1078	418	221
5500	327	255	491	135	280	3144	1571	360	785	1116	433	229
6000	336	262	504	138	288	3228	1614	370	807	1146	445	235
6500	345	269	518	142	296	3318	1657	380	828	1177	456	242
7000	354	276	531	146	303	3404	1700	389	850	1208	468	248
7500	364	284	546	150	312	3500	1748	400	874	1242	482	255
8000	370	288	555	153	318	3558	1777	407	888	1262	490	259
8500	378	294	567	156	324	3635	1816	416	908	1290	500	265

Gruson-Anker [Abb. 586<sup>1)</sup>].

Die in der Abb. 586 dargestellten verschiedenen Ankerpflüge gelten für Modell „Gruson“ bzw. für Modell „Gruson-Hein“.

<sup>1)</sup> Von Otto Gruson, Magdeburg-Buckau.



## Ausrüstung der Kriegsschiffe mit Ankern, Ketten und Trossen.

Gewicht des vollausrüsteten Schiffes in Tonnen	Anker		Bug- anker- kette	Trossen			Festmacher (Stahltau)		Bemerkungen							
	Bug- anker	Heck- anker		Wurf- anker	Stahlrossen	Hanf- trosse	Manila- trossen	Ge- sam- zahl der Trossen		Um- fang in cm	Länge in m					
												Gewicht in kg		Dicke in mm		
1 500 — 2 500	2000	700	250	9	8	6	6	14	14	8	6	9	6	4	65	Alle Schiffe erhalten: a) 3 Buganker <sup>1)</sup> (wovon einer Reserveanker ist), 1 Heckanker und 1 Wurfanker <sup>2)</sup> . b) 2 Bugankerketten von sammen 2 · 9 = 18 Längen <sup>3)</sup> , und 3 Längen als Reserve <sup>4)</sup> , im ganzen 21 Längen von je 25 m, gleich 525 m Kette. c) Trossen von je 225 m Länge, und zwar: Stahlrossen je 1 Stück; Hanftrossen je 1 Stück, die Schiffe über 22500 t je 2; Manilatarossen: erste je 1, die Schiffe über 15000 t je 2, zweite je 2, dritte je 1 Stück. Die schwerste Stahlrosse jedes Schiffes ist zugleich Heckankertau.
2 501 — 3 500	2500	900	300	10	9	7	6	16	16	9	7	9	6	4	65	
3 501 — 4 500	3000	1100	300	11	10	7	6	16	16	10	7	9	6	4	65	
4 501 — 6 000	3500	1300	400	11	10	7	7	16	16	10	7	9	8	4	75	
6 001 — 7 500	4000	1600	500	12	11	7	7	18	16	11	7	9	8	4	75	
7 501 — 9 000	4500	1850	600	12	11	7	7	18	16	11	7	9	8	4	75	
9 001 — 10 500	5000	2100	700	13	11	8	8	18	16	11	8	9	9	4	75	
10 501 — 12 500	5500	2400	700	13	12	8	8	18	16	11	8	9	9	4	75	
12 501 — 15 000	6000	2700	800	14	12	8	8	18	16	12	8	9	9	4	75	
15 001 — 18 500	6500	3100	800	16	13	8	8	18	16	13	8	10	10	4	100—120	
18 501 — 22 500	7000	3500	900	16	13	8	8	18	16	13	8	10	10	4	100—120	
22 501 — 27 000	7500	3750	900	17	14	9	9	18	16	14	9	11	11	4	120—150	
27 001 — 33 000	8000	4000	1000	17	14	9	9	18	16	14	9	11	11	4	120—150	

1) Küstenpanzerschiffe erhalten 2 Buganker.

2) Linienschiffe erhalten keinen Wurfanker.

3) Bugankerketten unter 39 mm Dicke bestehen aus je 7 Längen.

4) Küstenpanzerschiffe erhalten keine Reservelängen.

Gewichtstabelle für stocklose Anker, Modell Gruson (Abb. 586).

Gewicht des Ankers in kg	Maße der Zeichnung in mm												
	a	B	d	F	G	H	I	K	K'	L	M	V	r
75	78	61	96	711	395	101	192	218	153	98	33	27	54
88										150			
100	86	67	106	783	435	111	211	240	168	108	36	30	60
125										150			
150	98	77	128	798	443	127	235	275	192	128	41	34	68
175										160			
200	108	84	141	878	488	140	259	303	211	141	45	38	76
225										166			
250	117	91	152	945	525	150	278	326	228	152	49	41	82
275										174			
300	124	96	161	1004	558	160	296	347	242	161	52	43	86
325										202			
350	131	102	164	1190	660	168	320	364	255	164	55	45	90
375										182			
400	136	106	177	1105	614	176	326	382	267	177	57	48	94
425										210			
450	142	110	178	1295	718	183	348	397	278	178	60	49	98
475										193			
500	147	114	191	1190	662	189	350	410	287	191	61	51	102
550										219			
600	156	122	203	1267	704	201	373	437	305	203	65	55	110
650										228			
700	164	128	214	1333	740	212	393	460	321	214	69	58	116
750										236			
800	172	134	224	1394	774	222	410	480	336	224	72	60	120
850										244			
900	179	139	233	1450	805	230	427	500	350	233	75	63	126
950										251			
1000	185	144	241	1500	834	238	442	518	362	241	77	65	130
1125										285			
1250	199	155	260	1617	898	257	476	558	390	260	83	70	140
1375										299			
1500	212	165	276	1718	955	273	507	593	414	276	88	74	148
1625										310			
1750	223	174	290	1808	1005	288	533	624	436	290	93	78	156
1875										320			
2000	233	182	304	1890	1050	300	557	652	455	304	97	82	164
2125										331			
2250	242	189	316	1967	1092	313	579	679	474	316	101	85	170
2375										341			
2500	251	196	327	2036	1130	324	600	702	490	327	104	88	176
2750										348			
3000	267	208	348	2167	1202	344	638	746	522	348	111	93	186
3250										390			
3500	281	219	366	2280	1265	362	672	787	548	366	117	98	196
3750										404			
4000	294	229	382	2380	1322	379	703	821	574	382	122	103	206
4250										415			
4500	305	238	398	2475	1376	394	730	854	597	398	127	107	214
4750										430			
5000	316	246	412	2565	1425	408	756	887	618	412	131	111	222
5250										441			
5500	327	255	425	2650	1470	422	780	914	638	425	136	114	228
5750										452			
6000	336	262	438	2730	1515	433	804	942	657	438	140	118	236
6250										464			

Der Schirm der Schirmanker ist aus Gußeisen, das Stück mit den Pflügen der Hall-Anker aus Martinstahlguß, der Schaft der Hall-Anker aus Siemens-Martin-Flußeisen: alle übrigen Teile sind aus Schweißeisen.

Die geforderte Festigkeit dieser Anker sowie die Dicken der zugehörigen Ankerketten und -taue ergeben sich aus der entsprechenden Tabelle in den Materialvorschriften der Kriegsmarine.

## B. Ankerketten.

### Länge, Dicke und Form der Ketten.

#### 1. Handelsschiffe.

Die Längen und Dicken der Ankerketten sind ebenso wie die Form der Kettenglieder, Schäkel und Wirbel vom Germanischen Lloyd festgesetzt [s. Tabelle, Auszug, S. 766 und Abb. 587<sup>1)</sup>].

Für Schiffe von 400m<sup>3</sup> und darüber gelten die in den Tabellen des Germanischen Lloyd angegebenen Durchmesser der Ketten für Stegketten. Werden auf

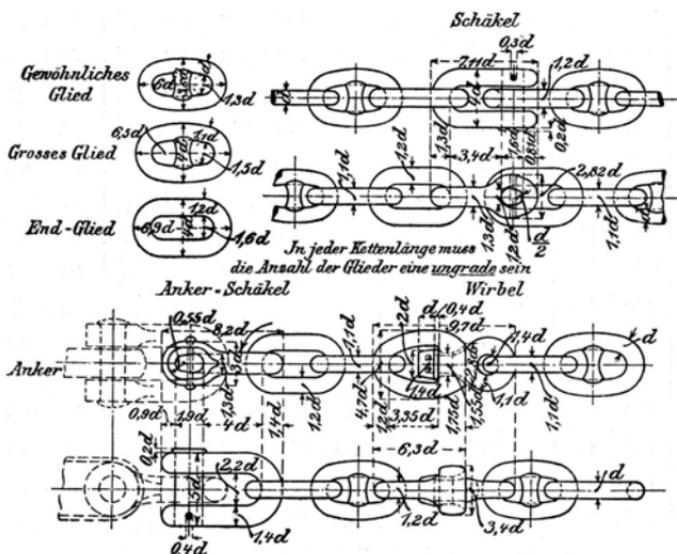


Abb. 587.

diesen Schiffen Ketten ohne Steg verwendet, so muß der Durchmesser um soviel vergrößert werden, daß die für Stegketten vorgeschriebene Bruchfestigkeit erreicht wird.

In den vorgeschriebenen Längen- und Breitenabmessungen sind Abweichungen für die gewöhnlichen Glieder bis 3 vH, für die Schäkel und übrigen Glieder bis 2 vH gestattet. Für die Glieddurchmesser der Ketten sind folgende Untermaße zulässig:

für Ketten	bis 50 mm einschließlich	1,0 mm
„ „	von 51 „	75 „
„ „	„	1,5 „
„ „	76 „ und darüber	2,0 „

Jede Kettenlänge muß aus einer ungeraden Anzahl von Kettengliedern (ausschl. Verbindungsschäkel) bestehen, damit die Verbindungsschäkel zwischen den einzelnen Längen stets in der gleichen Lage über die Kettenuß des Anker-spills gehen.

Um die Ankerketten bequem ausschäkeln zu können, ohne die Anker aus den Klüsen zu nehmen, schreiben einzelne Reedereien am Ankerende der Ketten einen kurzen Vorlauf vor.

An Stelle der bisher üblichen Schäkel, welche infolge ihrer von den übrigen Kettengliedern abweichenden Form Störungen beim Ankerhieven da-

<sup>1)</sup> Vgl. a. die Normal-Abmessungen der Kettenglieder und Schäkel sowie die Toleranzen nach British Engineering Standards Association.

durch veranlassen, daß sie sich nicht glatt in den Kettengang des Spills einlegen, werden vielfach Schäkel nach dem System Kenter verwendet, die — aus Stahl geschmiedet und auseinandernehmbar — die Form der Kettenglieder und eine noch höhere Festigkeit als diese haben<sup>1)</sup>.

Da bei Verwendung von Schäkeln nach dem System Kenter nur die Kettenenden am Anker und im Kettenkasten in großen und Endgliedern enden, die übrigen Kettenlängen dagegen nur aus gewöhnlichen Kettengliedern bestehen, so ist für den Fall, daß eine Kette reißt und ein Teil derselben mit dem Anker verloren geht, zu beachten, daß für das Anschäkeln des Reserveankers ein Dreigliederende, bestehend aus einem gewöhnlichen, einem großen und einem Endglied, bereit gehalten werden muß. Werden zum Anschäkeln der Anker Ankerketerschäkel, statt gewöhnliche Schäkel verwandt, so ist an dem einen Ende der Kettenlänge beim Anker ein besonders großes Glied, sowie für das Anschäkeln des Reserveankers ein entsprechend großes Reserveglied zu beschaffen.

Von der Firma Borsig werden nach einem besonderen Walzverfahren hochwertige Ketten hergestellt<sup>2)</sup>. In Amerika sind Stahlgußketten in Verwendung.

## 2. Kriegsschiffe.

Die Längen und Dicken der Ketten sind nach besonderen Kettenvorschriften der Kriegsmarinern zu wählen.

Jede vollständige Bugankerette von einschließlich 39 mm Dicke an aufwärts besteht aus 9 Längen („Kettenlängen“) von je 25 m, sämtliche übrigen Ankerketten bestehen aus 7 Längen von je 25 m.

Als Ankerketten finden ausschließlich Stegketten Verwendung.

Die Ankerketten erhalten zwischen dem Vorlauf am Anker und der ersten Kettenlänge sowie an der letzten Kettenlänge einen Wirbel, der durch ein Kettenverbindungsglied System Kenter mit den letzten Schaken der betreffenden Kettenlängen verbunden wird. Zur Verbindung der einzelnen Kettenlängen untereinander dienen ebenfalls Verbindungsglieder System Kenter. Die Verhältnisse der Maße der einzelnen Kettenteile sind den Musterzeichnungen der Kettenvorschriften zu entnehmen.

### Prüfung der Ankerketten.

#### a) Handelsschiffe.

Die einzelnen Kettenenden sind nach den Vorschriften des Germ. Lloyd einer Bruchprobe, einer Reckprobe sowie einer eingehenden Prüfung auf Beschaffenheit der Glieder zu unterwerfen. Die den Proben zugrunde liegenden Belastungen enthält die Tabelle auf S. 766. Einzelheiten der Prüfung geben die Vorschriften des Germ. Lloyd.

#### b) Kriegsschiffe.

Die Kettenvorschriften der deutschen Kriegsmarine geben besondere Bestimmungen über die Prüfung von Ketten und Kettenzubehörstücken. Die Prüfung besteht in einer genauen Besichtigung und Prüfung der Maße (unter Berücksichtigung der gestatteten Abweichungen) jedes Kettengliedes und -zubehörstücks, in einer Bruchprobe unter Zugrundelegung der in der Tabelle S. 767 gegebenen Bruchbelastungen für die verschiedenen Kettendicken und einer Reckprobe, bei welcher der Reck der nicht zerrissenen Schaken (der aus 3 Gliedern bestehenden Probe) im Mittel mindestens betragen soll: für Ketten mit Steg 7 vH.

Weitere Einzelheiten der Prüfung sind den Ketten-Vorschriften zu entnehmen.

### Stauraum für Ankerketten.

Nach einer englischen Regel ist der Stauraum  $s$  in engl. Kubikfuß für 100 Faden (= 183 m) Schiffskette von der Dicke  $d$  in engl. Zoll:

$$s = 35 d^2.$$

<sup>1)</sup> Skizze und Verhältnisse der Hauptmaße von Patent-Schäkeln nach dem System Kenter (aus zähem Siemens-Martin-Flußeisen von 40 bis 47 kg/mm<sup>2</sup> Festigkeit) s. Vorschr. d. Germ. Lloyd.

<sup>2)</sup> Vgl. Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1909, S. 149. Krause: Über Borsigketten und Kenterschäkel; ferner E. Schmidt: Über Spülkranzformen. Z. Schiffbau X, S. 590.

Festigkeit und Gewicht<sup>1)</sup> von Ankerketten bei  
Handelsschiffen<sup>2)</sup>.

Glied- durch- messer	Ketten mit Steg		Gewicht	Ketten ohne Steg		Glied- durch- messer	Ketten mit Steg		Gewicht
	Bruch- probe <sup>3)</sup> in Tonnen von 1000 kg	Reck- probe <sup>4)</sup> in Tonnen von 1000 kg		Bruch- probe in Tonnen von 1000 kg	Reck- probe in Tonnen von 1000 kg		Bruch- probe in Tonnen von 1000 kg	Reck- probe in Tonnen von 1000 kg	
mm			kg/m			mm			kg/m
11				4,57	2,29	56	124,40	89,00	67,6
12				5,44	2,72	57	128,90	92,15	70,0
13				6,39	3,19	58	133,50	95,40	72,5
14				7,41	3,70	59	138,10	98,65	75,0
15	9,57	6,15	4,8	8,50	4,25	60	142,90	102,01	77,6
16	10,89	7,09	5,5	9,67	4,84	61	147,70	105,46	80,2
17	12,29	8,13	6,2	10,92	5,46	62	152,50	108,92	82,8
18	13,78	9,14	7,0	12,25	6,12	63	157,50	112,47	85,5
19	15,35	10,19	7,8	13,65	6,82	64	162,00	115,62	88,3
20	17,01	11,25	8,6	15,12	7,56	65	165,70	118,56	91,1
21	18,75	12,45	9,5	16,67	8,33	66	169,40	121,11	93,9
22	20,58	13,62	10,4	18,30	9,15	67	173,20	123,64	96,7
23	22,50	14,94	11,4	20,00	10,00	68	177,00	126,39	99,6
24	24,50	16,26	12,4	21,77	10,88	69	180,80	129,03	102,6
25	26,58	17,68	13,5	23,63	11,81	70	184,60	131,27	105,6
26	28,75	19,11	14,6	25,55	12,78	71	188,30	134,42	108,6
27	31,00	20,62	15,7	27,56	13,78	72	192,00	137,06	111,7
28	33,34	22,20	16,9	29,64	14,82	73	195,80	139,70	114,8
29	35,77	23,86	18,1	31,79	15,89	74	199,50	142,34	118,0
30	38,27	25,52	19,4	34,02	17,00	75	203,10	144,98	121,2
31	40,87	27,21	20,7	36,33	18,16	76	206,80	147,62	124,5
32	43,58	29,06	22,1	38,37	19,37	77	210,40	150,27	127,8
33	46,31	30,87	23,5	41,17	20,58	78	214,00	152,81	131,1
34	49,16	31,34	24,9	43,70	21,85	79	217,40	155,35	134,5
35	52,10	34,65	26,4	46,31	23,15	80	221,00	157,89	137,9
36	55,11	36,63	27,9	48,99	24,49	81	224,50	160,32	141,4
37	58,20	38,71	29,5	51,71	25,86	82	228,00	162,86	144,9
38	60,30	40,84	31,1	54,55	27,28	83	231,40	165,30	148,4
39	61,40	42,92	32,8	57,46	28,73	84	234,80	167,64	152,0
40	63,50	45,26	34,5	60,44	30,22	85	238,10	170,08	155,7
41	66,70	47,58	36,2	63,51	31,76	86	241,40	172,42	159,4
42	70,00	49,99	38,0	66,64	33,32	87	244,70	174,75	163,1
43	73,40	52,43	39,8	69,85	34,93	88	248,00	177,20	166,9
44	76,80	54,86	41,7	73,14	36,57	89	251,20	179,43	170,6
45	80,40	57,40	43,6	76,50	38,25	90	254,40	181,66	174,5
46	84,00	59,96	45,6	79,94	39,97	91	257,50	183,86	178,4
47	87,70	62,59	47,6	83,45	41,73	92	260,60	186,04	182,3
48	91,40	65,26	49,6	87,04	43,52	93	263,60	188,07	186,2
49	95,30	67,95	51,7	90,70	45,35	94	266,60	190,36	190,2
50	99,20	70,77	53,9	94,44	47,22	95	269,50	192,35	194,2
51	103,20	73,68	56,1	98,26	49,13	96	272,20	194,40	198,2
52	107,30	76,61	58,3	102,15	51,08	97	274,90	196,30	202,3
53	111,50	78,84	60,5	106,12	53,06	98	277,60	198,30	206,5
54	115,70	82,70	62,8	110,16	55,08	99	280,20	200,20	210,7
55	120,00	85,85	65,2	114,28	57,14	100	282,70	202,00	215,0

<sup>1)</sup> Das Gewicht von 1 m Ankerkette (Stegkette) von der Dicke  $d$  ist  $G = 0,0215 d^2$  kg

<sup>2)</sup> Vgl. auch die Kettentabellen der British Engineering Standards Association.

<sup>3)</sup> Bruchprobe ist die Belastung, welche drei Kettenglieder in jedem Kettenende aushalten müssen, ohne zu zerreißen, und ohne daß das Ende der Reckprobebelastung unterworfen war.

<sup>4)</sup> Reckprobe ist die Belastung, welche jedes Kettenende von 25 bis 27,43 m (13,7 bis 15 Faden engl.) Länge aushalten muß, ohne zu zerreißen.

Festigkeit und Gewicht von Anker- und Kranketten für die Schiffe der deutschen Kriegsmarine<sup>1)</sup>.

Dicke der Ketten mm	Ketten mit Steg <sup>2)</sup>			Ketten ohne Steg <sup>2)</sup>			
	Probe-	Bruch-	Gewicht von 25 m Kette kg	Probe-	Bruch-	Gewicht von 25 m Kette	
	Belastung			Belastung		kurz-	lang-
	18 kg/mm <sup>2</sup> kg	28 kg/mm <sup>2</sup> kg	kg	13,5 kg/mm <sup>2</sup> kg	26 kg/mm <sup>2</sup> kg	gliedrige kg kg	
3	—	—	—	191	368	5	—
4	—	—	—	339	653	9	—
5	—	—	—	530	1021	15	—
6	—	—	—	763	1470	21	—
8	—	—	—	1357	2614	38	—
10	—	—	—	2120	4084	59	—
12	4072	6333	78	3054	5881	85	71
14	5542	8621	106	4156	8005	116	96
16	7238	11259	138	5429	10455	151	125
18	9161	14250	175	6871	13232	191	159
20	11310	17593	216	8482	16336	236	196
22	13685	21287	261	10264	19767	286	237
24	16286	25334	311	12215	23524	340	282
26	19113	29732	365	14335	27608	399	331
28	22167	34482	423	16625	32019	463	384
30	25447	39584	486	19085	36756	531	441
33	30791	47897	588	23093	44476	643	534
36	36644	57000	700	27483	52930	765	635
39	43006	66897	821	32254	62119	897	745
42	49874	77585	953	37406	72043	1041	864
45	57254	89064	1094	42941	82702	1195	992
48	65146	101335	1244	48859	94097	—	1129
51	73541	114398	1405	55156	106227	—	1275
54	82447	128252	1575	61835	119091	—	1429
57	91865	142899	1754	68899	132692	—	1592
60	101786	158336	1944	76340	147026	—	1764
63	112219	174566	2143	84164	162097	—	1945
66	123163	191587	2352	92372	177902	—	2134
69	134614	209399	2577	100961	194443	—	2333
72	146574	228004	2806	109931	211718	—	2540
75	159044	247400	3070	119283	229729	—	2756
78	172021	267588	3302	129017	248475	—	2981
81	185508	288568	3640	139131	267956	—	3220
84	199504	310339	3920	149548	288172	—	3460
87	214008	332902	4200	160506	309123	—	3710
90	229022	356257	4500	171761	330810	—	3970

<sup>1)</sup> Nach den Kettenvorschriften der deutschen Kriegsmarine. — Bei den gebrauchten Ketten der deutschen Kriegsmarine soll die Probelastung für Ketten mit Steg nicht mehr als 15 kg/mm<sup>2</sup>, für Ketten ohne Steg nicht mehr als 10 kg/mm<sup>2</sup> des ursprünglichen Querschnitts einer gewöhnlichen Schake betragen.

<sup>2)</sup> Jede vollständige Bugankerette von 39 mm an aufwärts besteht aus neun Kettenlängen von je 25 m Länge; sämtliche übrigen Ankerketten bestehen aus sieben Längen von je 25 m Länge.

<sup>3)</sup> Kurzgliedrige Ketten ohne Steg werden als Kran- und Takelungsketten sowie als Befestigungs- und Ankerketten für kleine Fahrzeuge benutzt, langgliedrige als Ankerketten für Feuerschiffe und als Befestigungsketten für Bojen.

Da  $1 \text{ m}^3 = 35,3 \text{ engl. Kubikfuß}$  ist, so kann man den Stauraum in Kubikmetern mit hinreichender Genauigkeit setzen:

$$s = d^2,$$

wenn  $d$  in englischen Zollen, oder

$$s = \frac{1}{645} d^2 = 0,00155 d^2,$$

wenn  $d$  in Millimetern gegeben ist ( $1 \text{ Zoll} = 25,4 \text{ mm}$ ;  $25,4^2 \approx 645$ ).

Der Stauraum für 100 Faden Schiffskette wird somit durch die Abszissen einer Parabel gegeben, deren Ordinaten die Dicken des Ketteneisens sind (s. Abb. 588).

Stauraum für 100 Faden Stegkette ( $s = d^2$ ).

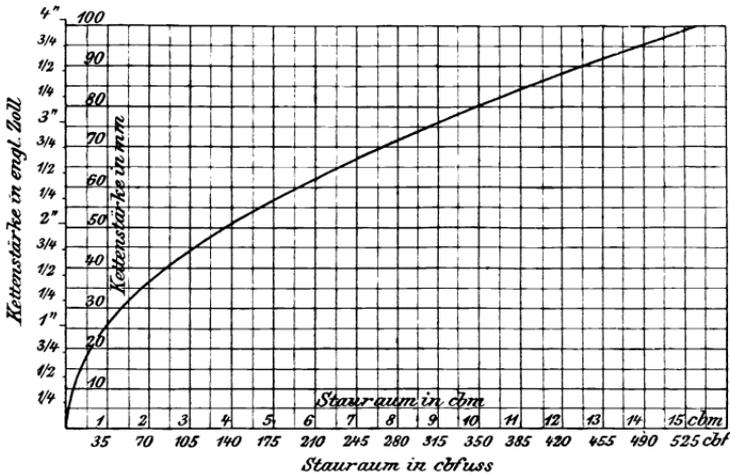


Abb. 588.

Für 100 m Kettenlänge würde der erforderliche Stauraum in Kubikmetern betragen, wenn die Kettendicke  $d$  in Millimetern gegeben ist:

$$s_1 = \frac{d^2}{645,16} \cdot \frac{100}{183} = \frac{d^2}{1180} = 0,00085 d^2.$$

Nach dem Gewicht<sup>1)</sup> bemessen, beansprucht eine Stegkette von  $g$  Tonnen einen Stauraum<sup>2)</sup>:

von  $s = 0,40$  bis  $0,43 \text{ g m}^3$ , wenn sie sorgfältig aufgeschossen wird, und  $s = 0,45 \text{ g m}^3$  bei sorglosem Hinlegen der Kette.

Da im Kettenkasten die Kette gewöhnlich nicht sorgfältig aufgeschossen werden kann, sondern Platz haben muß, sich zu legen, wie sie beim Einhieven in die Klüsen hineinfällt, ist die Tabelle auf S. 769 mit dem letzteren Werte  $s = 0,45 \text{ g}$  berechnet.

<sup>1)</sup> Das Gewicht von 1 m Ankerkette (Stegkette) von der Dicke  $d$  ist  $G = 0,0215 d^2 \text{ kg}$ .

<sup>2)</sup> Bei einem Versuche mit 25 m langen Kettenenden von:

	36	42	48	45	und 60 mm Dicke
ergab sich der Rauminhalt zu . . . . .	0,303,	0,403,	0,473,	0,630	„ 0,795 m <sup>3</sup> ;
somit bei einem Gewicht von . . . . .	0,700,	0,953,	1,244,	1,575	„ 1,944 t;
die Verhältniszahlen . . . . .	0,433,	0,433,	0,380,	0,400	„ 0,409.

Über der Kette soll ein freier Raum von 1,2 bis 1,8 m Höhe bleiben. Das letzte Kettenende ist mittels Sliphaken oder Schäkel befestigt.

Auf Schiffen der deutschen Kriegsmarine sind vorzusehen: für Bugkettenkasten der Linienschiffe und Panzerkreuzer 3,5 m<sup>2</sup> Grundfläche, 14,0 m<sup>3</sup> Inhalt, für Heckkettenkasten der Linienschiffe und Panzerkreuzer 2,5 m<sup>2</sup> Grundfläche, 5,0 m<sup>3</sup> Inhalt, für Bugkettenkasten der kleinen Kreuzer 5 m<sup>2</sup> Grundfläche, 7,0 m<sup>3</sup> Inhalt.

Stauraum für 100 m Stegkette ( $s = 0,45 g^1$ ).

Durchmesser	Stauraum für 100 m Kette										
mm	m <sup>3</sup>										
15	0,216	29	0,814	43	1,746	57	3,150	71	4,887	85	7,006
16	0,247	30	0,873	44	1,876	58	3,262	72	5,026	86	7,173
17	0,279	31	0,931	45	1,962	59	3,375	73	5,166	87	7,339
18	0,315	32	0,994	46	2,052	60	3,492	74	5,310	88	7,510
19	0,351	33	1,057	47	2,142	61	3,609	75	5,454	89	7,681
20	0,387	34	1,120	48	2,232	62	3,726	76	5,602	90	7,852
21	0,427	35	1,188	49	2,326	63	3,847	77	5,751	91	8,028
22	0,468	36	1,255	50	2,425	64	3,973	78	5,899	92	8,208
23	0,513	37	1,327	51	2,524	65	4,099	79	6,052	93	8,388
24	0,558	38	1,399	52	2,623	66	4,225	80	6,205	94	8,568
25	0,607	39	1,476	53	2,722	67	4,351	81	6,363	95	8,752
26	0,657	40	1,552	54	2,826	68	4,482	82	6,520		
27	0,706	41	1,629	55	2,998	69	4,617	83	6,678		
28	0,760	42	1,710	56	3,042	70	4,842	84	6,840		

## C. Trossen [Tauwerk<sup>2</sup>].

### 1. Handelsschiffe.

Die Mindestlängen und -dicken der Trossen für Dampf- und Motorschiffe, Segelschiffe und Leichter geben die Tabellen in den Vorschriften des Germ. Lloyd, und zwar in den kleineren Abmessungen als Hanftrossen, in den größeren als Stahlrossen. Hanftrossen können bei allen Schiffen durch Stahlrossen (von 72, 144 und mehr Drähten) ersetzt werden, wenn nachgewiesen wird, daß diese die Festigkeit der in der Tabelle auf S. 770 vorgeschriebenen Trosse besitzen.

Meist fordern die Reedereien über die Vorschriften der Klassifikation hinaus weitere Trossen aus Stahldraht oder Hanf.

Die Stahlrossen werden aus bestem verzinkten Gußstahldraht hergestellt, die Hanftrossen, geteert bzw. ungeteert, aus bestem russischen Hanf, aus Manila oder aus Sisalhanf.

Die Trossen dienen zum Festmachen (Vertäuen) der Schiffe und zu Verholzwecken; als Festmachetrossen ersetzen sie häufig die Ankerketten für Strom- und Wurfanker. Die Schlepprossen aus Stahl erhalten bei einzelnen Reedereien eine bestimmte Länge Hanftrosse als Vorlauf zur Schonung der Stahlrossen gegen Reibungsverschleiß.

Abmessungen, Bauart, Gewicht und Festigkeit von Stahlrossen s. die Tabelle auf S. 770.

<sup>1</sup>) Gewicht der Ketten s. Tabellen a. S. 766 u. 767.

<sup>2</sup>) Vgl. a. S. 728, 729 u. 730.

## Prüfung von Draht- und Hanftauwerk.

Die für Schiffe zur Verwendung kommenden Trossen nach den Vorschriften des Germ. Lloyd müssen die in nachstehender Tabelle angegebene Bruchfestigkeit haben, und zwar wird diese durch das Zerreißen einzelner Garne oder Drähte festgestellt. Die mittlere Festigkeit der letzteren, multipliziert mit der Gesamtzahl der in der Trosse enthaltenen Drähte oder Garne muß mindestens die in der Tabelle geforderte Bruchbelastung ergeben.

Bei Stahlrossen sind zur Prüfung der Zähigkeit des Materials 5 vH der in den einzelnen Duchten der Trosse enthaltenen Drähte achtmal um sich selbst zu wickeln und dann gerade zu strecken, wobei sie nicht brechen dürfen.

Es wird empfohlen, für die Stahlrossen ein Material von nicht mehr als 130 kg/mm Festigkeit zu wählen.

Trossen<sup>1)</sup>.

Hanftrosse Umfang mm	Stahlrosse als Ersatz der Hanftrosse		Bruch- belastung in Tonnen von 1000 kg	Hanf- trosse Umfang mm	Stahlrosse als Ersatz für Hanftrosse		Bruch- belastung in Tonnen von 1000 kg
	gewöhnliche mit 72 Drähten Umfang mm	mit 144 Drähten Umfang mm			gewöhnliche mit 72 Drähten Umfang mm	mit 144 Drähten Umfang mm	
79	27	22	1,94	356	125	108	46,58
89	30	25	2,44	362	128	111	49,31
101	34	28	3,20	368	131	114	51,84
108	37	32	3,77	381	134	117	54,47
121	39	35	4,50	388	138	119	57,09
127	42	37	5,24	394	140	123	59,90
140	46	39	6,03	400	143	125	62,66
146	49	41	6,88	406	147	128	66,00
159	52	44	8,12	413	151	131	69,33
171	56	47	9,08	420	154	134	72,47
178	59	51	10,15	432	157	137	75,56
184	62	54	11,22			139	78,63
197	65	57	12,37			141	81,84
203	68	60	13,60			148	89,53
215	73	63	15,30			151	92,92
222	77	66	16,70			153	96,39
228	80	68	18,22			156	99,99
241	82	70	19,77			158	103,51
254	88	73	21,95			162	108,45
267	90	76	23,26			167	115,97
280	94	79	25,75			170	119,88
286	98	84	27,89			173	123,80
292	101	89	30,12			176	129,18
305	105	91	32,30			179	133,28
317	108	94	34,68			181	137,42
324	113	98	37,86			184	141,60
330	117	101	40,50			190	145,92
342	120	104	43,13				

## 2. Kriegsschiffe.

Die Trossen der Kriegsschiffe dienen den gleichen Zwecken wie bei Handelsschiffen. Der Bedarf an Trossen ist in besonderen Vorschriften der Kriegsmarinen festgelegt. Abmessungen, Bauart, Gewicht und Festigkeit von Stahlrossen s. die Tabellen auf S. 728, 729 u. 730.

Für die Prüfung des in der deutschen Kriegsmarine gebräuchlichen Tauwerks gelten die Materialvorschriften der deutschen Kriegsmarine.

<sup>1)</sup> Nach Germ. Lloyd.

Hanf- und Manilatauwerk<sup>1)</sup>.  
 Ungefährer Bruchfestigkeit 3- und 4-schäftiger Trossen und Gewicht für 100 m Seil.

Umfang der Trossen		Russischer Hanf				Manila		Russischer Hanf				Manila					
		Durchmesser der Trossen		geeteert		ungeeteert		Umfang der Trossen		geeteert		ungeeteert					
		mm	engl. Zoll	Bruchfestigkeit t	Gewicht von 100 m Seil kg	Bruchfestigkeit t	Gewicht von 100 m Seil kg	mm	engl. Zoll	Bruchfestigkeit t	Gewicht von 100 m Seil kg	Bruchfestigkeit t	Gewicht von 100 m Seil kg				
13	1/2	4	0,07	1,5	0,08	1,3	0,09	1,2	165	6 1/2	53	12,00	243	13,30	221	14,60	210
25	1	8	0,27	6	0,30	5	0,35	4,8	178	7	57	13,80	281	15,30	255	16,80	243
38	1 1/2	12	0,63	13	0,70	12	0,75	11	191	7 1/2	61	15,80	322	17,60	293	19,40	279
51	2	16	1,10	22	1,20	20	1,30	19	203	8	65	17,90	365	19,90	332	21,90	316
64	2 1/2	20	1,70	35	1,90	32	2,10	30	216	8 1/2	69	20,20	411	22,50	374	24,80	356
76	3	24	2,50	50	2,80	46	3,10	43	229	9	73	22,70	461	25,20	419	27,70	398
89	3 1/2	28	3,30	68	3,70	62	4,10	59	254	10	81	27,90	568	31,00	516	34,10	491
102	4	32	4,40	89	4,90	81	5,40	77	279	11	89	33,60	684	37,30	622	41,00	591
114	4 1/2	36	5,50	112	6,10	102	6,70	97	305	12	97	40,00	813	44,40	739	48,80	703
127	5	40	6,80	139	7,60	126	8,40	120	330	13	105	46,80	953	52,00	866	57,20	823
140	5 1/2	44	8,20	167	9,10	152	10,00	145	356	14	113	54,20	1104	60,20	1003	66,20	953
152	6	49	10,30	208	11,40	189	12,50	180	381	15	121	63,20	1286	70,20	1169	77,20	1111

49\*

<sup>1)</sup> Nach Preisliste von C. Mühlstephan, Magdeburg-Neustadt.

Hanf- und Manilatauwerk.  
Dreischäftiges<sup>1)</sup> Tauwerk, rechts geschlagen.  
Länge der Trosse 225 m.

Um- fang des Taus  cm	Probe-	Bruch-	Gewicht der Trosse mit Bändsel			Um- fang des Taus  cm	Probe-	Bruch-	Gewicht der Trosse mit Bändsel		
	Belastung in t auf 1 m Länge		Hanftau		Manila		Belastung in t auf 1 m Länge		Hanftau		Manila
			geteert	un- geteert					geteert	un- geteert	
			kg	kg	kg				kg	kg	kg
4,0	0,83	1,00	32	27	24	16,0	12,23	14,68	540	459	381
4,5	1,15	1,38	40	34	—	17,0	13,53	16,24	610	518	—
5,0	1,45	1,74	50	44	38	18,0	14,87	17,84	682	580	486
6,0	2,10	2,52	76	65	55	19,0	16,25	19,50	760	646	—
7,0	2,83	3,40	103	88	75	20,0	17,67	21,20	842	725	605
8,0	3,62	4,34	132	112	96	21,0	19,06	22,82	—	—	660
9,0	4,48	5,38	165	140	120	22,0	20,46	24,55	1018	865	735
10,0	5,43	6,52	205	174	146	24,0	23,23	27,87	1206	1025	870
11,0	6,43	7,72	248	211	176	26,0	26,23	31,47	1410	1199	1040
12,0	7,47	8,96	298	253	211	28,0	29,30	35,16	1628	1384	1205
13,0	8,75	10,28	350	297	253	30,0	32,42	38,90	1846	1569	1365
14,0	9,73	11,68	408	347	295	36,0	33,80	41,66	—	—	2105
15,0	10,93	13,12	472	401	341						

## D. Einrichtungen für Anker, Ketten und Trossen.

### I. Spille.

#### a) Handelsschiffe.

Das Einholen der Ankerketten und Anker erfolgt durch Ankerspille (Ankerwinden, Ankerlichtmaschinen), das sind Windwerke mit Zahnradvorgelege, deren Antrieb auf Dampfmaschinen (Zwillings-)Dampfmaschine, auf Motorschiffen mittels Elektromotor, auf Segelschiffen mittels handbewegter Doppelschwengel oder durch Gangspill, und bei kleinen Fahrzeugen mittels doppelter oder einfacher Handkurbel geschieht. Große Segelschiffe, die mit Motorladewinden oder mit Hilfskessel und Dampfpladewinden ausgerüstet sind, betätigen das Ankerspill durch diese mittels Kettenübertragung. Kleinere Dampfer führen häufig nur ein Ankerspill für Handbetrieb, das von der nächsten Dampfpladewinde mittels Kette angetrieben werden kann. Die Dampf- und Motor-Ankerspille sind bei mittelgroßen und kleineren Schiffen stets auch für Handbetrieb (Pumpenhebel) als Reserve eingerichtet.

Nach dem Germ. Lloyd muß jedes Schiff mit einem Ankerspill von genügender Größe und Stärke versehen sein. Die Größe der Einholmaschine richtet sich nach dem Gesamtgewicht von Anker und Kette, man rechnet jedoch vielfach für die von der Winde auszubende Zugkraft  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{2}{3}$  der Probelastung der zu hebenden Kette.

Die Ankerwinde für die Buganker ist bis zu 80 mm Ketteneisenstärke, als einfachste und billigste Anlage, ein liegendes Spill. Die wagerechte Welle mit den beiden Ketten-scheiben (Kettennüssen) trägt an ihren Enden Seiltrommeln, die bei ausgekuppeltem Ankerbetrieb zu Verholzwecken benutzt werden können. Zur Regelung der Ausrauschgeschwindigkeit der Kette beim Fallenlassen des Ankers und zum Ausschalten der Fallbewegung sind Bandbremsen mit Schraubenspindelanzug vorgesehen.

Bei Ketten von mehr als 80 mm Gliedstärke sind die Beanspruchungen durch den Kettenzug so groß, daß eine sichere Befestigung des Ankerspills auf Deck schwierig wird und erhebliche Verstärkungen und Mehrgewichte des Decks bedingt. Es empfiehlt sich, statt dessen Spille mit senkrecht angeordneten Wellen, die durch ein oder mehrere Decks reichen, zu verwenden; dabei wird die Zugkraft der Kette günstiger auf die Decks übertragen. Ein weiterer Vorteil dieser Anordnung besteht darin, daß die Kette auf einen größeren Teil des Kettenumfanges

<sup>1)</sup> Vierschäftiges Hanftauwerk, sowohl gewöhnliches (von 5 bis 12 cm Umfang) wie feingarniges (von 3 bis 12 cm Umfang), hat im allgemeinen geringere Festigkeit (5 bis 15 bzw. 10 bis 20 vH), aber größeres Gewicht (10 bis 15 bzw. 12 bis 20 vH). Erst bei 12 cm Umfang übersteigt die Festigkeit einer vierschäftigen Trosse die der dreischäftigen um ein geringes. Liektauwerk (von 2 bis 17 cm Umfang), welches dichter geschlagen sein muß, hat dagegen größere Festigkeit (10 bis 25 vH — die niedrigen Zahlen gelten für die schweren, die hohen für die leichten Tause —) als die Trossen gleicher Dicke, während sein Gewicht ungefähr in der Mitte zwischen dem des geteerten und des ungeteerten Tauwerks (in obiger Tabelle) liegt.

zum Eingriff kommt (mehr als  $\frac{1}{2}$ , gegenüber mehr als  $\frac{1}{4}$  beim liegenden Spill). Die senkrechte Welle wird oberhalb der Kettenscheibe vielfach mit einem Verholkopf versehen, der von der Antriebsmaschine nach Auskupplung der Kettenscheibe gedreht werden kann. Die Bremsung der Welle geschieht durch Lamellenbremse mit Handradbetätigung. Nachteile der Anlage: Großer Bedarf an Schiffsinnenraum, kein gute Übersicht im Betriebe, mehr Wartung.

Große Schiffe sind mit einem oder mehreren Bugverholspillen ausgerüstet, deren Antrieb durch Zwillingsdampfmaschine unterhalb des Spillkopfes oder durch Kegelradübertragung und Kupplung von der Dampfmaschine der Ankerspilanlage erfolgt.

Für den Heckanker, der in den meisten Fällen eine Trosse an Stelle der Ankerkette führt, sind die Wellen der nächstgelegenen Dampfpladewinden zum Einholen der Ankertrasse mit verlängerter Welle und Spillkopf oder auch mit entsprechender Kettenuß ausgeführt und dienen gleichzeitig als Verholspill im Hinterschiff. Bei großen Schiffen kommen am Heck reine Verholspille mit senkrechter Welle und in die Grundplatte eingebauter Zwillingsdampfmaschine zur Verwendung, die bei Heckankerketten noch mit auskuppelbarer Kettenscheibe ausgerüstet sind. Bei Segelschiffen sind einfache Gangspille in Gebrauch.

## Dampfanckerspille (liegende).

Ketteneisendurchmesser mm	29	38	45	51	64	70
engl. Zoll	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$
Zylinderdurchmesser . . mm	128	152	191	217	242	305
engl. Zoll	5	6	$7\frac{1}{2}$	$8\frac{1}{2}$	$9\frac{1}{2}$	12
Kolbenhub . . . . . mm	230	254	280	305	356	382
engl. Zoll	9	10	11	12	13	15
Ungefähres Gew. des Spills t	3,3	3,9	6,2	11	14	20,5

E-Ankerspille [liegende<sup>1)</sup>].

Ketteneisen- durchmesser mm	19/24	25/29	30/34	35/40	41/46	47/52	53/59	60/66
Motorleistung PS	9	17	20	27	38	49	73	80
Drehzahl des Motors Uml./min.	700/800	700/800	700/800	700/800	700/800	700/800	700/800	700/800

## Ankerspille für Segelschiffe.

	Pumpenhebel- betrieb		Gangspillbetrieb		
Ketteneisendurchmesser . . . . . mm	30	40	45	51	57
Ungefähres Gew. des Spills . . . . . t	2	4,5	7	9	13

## Kleine Handankerspille.

Ketteneisendurchmesser . . . . . mm	17	20	25	26
Ungefähres Gew. des Spills . . . . . t	0,9	1,1	1,7	1,8

## Dampfverholspille.

Zugkraft in der Trosse . . . . . t	1	3	5	9
Zylinderdurchmesser . . . . . mm	128	178	204	305
engl. Zoll	5	7	8	12
Kolbenhub . . . . . mm	203	254	305	254
engl. Zoll	8	10	12	10
Ungefähres Gew. des Spills . . . . . t	1,5	2,4	4,4	5,5

b) Kriegsschiffe<sup>2)</sup>.

Spille mit senkrecht angeordneten Wellen (Spindeln) sind am zweckmäßigsten. Für Buganker 2 Spillköpfe vorsehen. Antrieb der Spille mittels Dampf oder

<sup>1)</sup> Der Deutschen Werke A.-G., Friedrichsort.

<sup>2)</sup> Siehe Dick und Kretschmer: Handbuch der Seemannschaft, S. 372f. — Achenbach: Schiffshilfsmaschinen II, S. 46f. — Neil, J. McDermaid: Shipyard Practice 1911, S. 192f. — Schmidt: Über Spillkranzformen. Schiffbau X, S. 590f.

Elektrizität, Handantrieb mittels Spaken, wenn erforderlich in mehreren Decks. Werden mehrere Spillköpfe von einer Maschine angetrieben, so muß die Verbindung wahlweise gemeinsam und einzeln ausgeführt werden können.

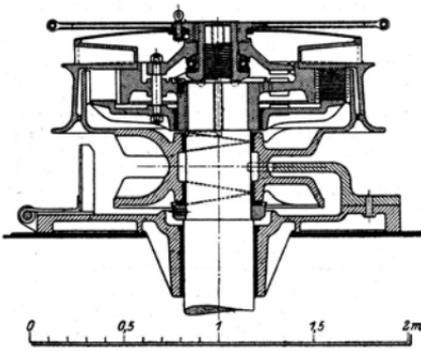


Abb. 589.

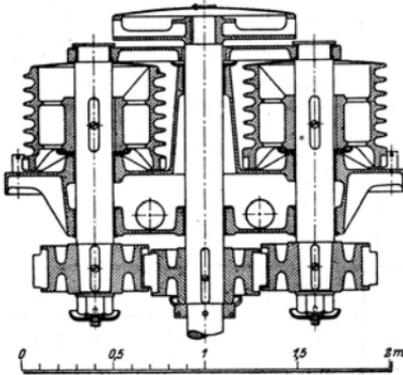


Abb. 590.

Die Anlasser der Maschinen müssen auf dem Deck bedient werden können, von dem aus das Manöver geleitet wird; sie stehen in der Regel neben den Spillköpfen. Zum Verholen dienen besondere Verholspille (auf großen Schiffen Doppelspille mit Rillentrommeln, Abb. 589) oder die Ankerspille mit ihrem Trossenspilkopf. Verholspille haben Einrichtungen für Rechts- und Linksgang. Lage der Spillköpfe so, daß sie gegen das eigene Geschützfeuer gesichert sind. Die Spillanlage muß so stark sein, daß sie beim Bruch der Kette oder Trosse keine bleibende Formveränderung erfährt. Ausbildung der Ankerspilköpfe im allgemeinen derart, daß die Kettscheibe lose auf der Welle sitzt und durch eine Reibungskupplung (Lamellenbremse) mit dieser verbunden wird (Abb. 590). Die Bremse soll bis  $\frac{1}{3}$  der Bruchbelastung der Kette angezogen werden können. Das Handrad zum Anziehen der Bremse müssen 1 bis 2 Mann bedienen können. Die Mitnehmer der Kettscheibe sind dreieckig und symmetrisch auszubilden, nicht weniger als 5 Mitnehmer. Zum Abstreifen etwa in der Kettscheibe festsit-

zender Kettenschaken Kettenbrecher, zum Schutz der Bedienungsmannschaften am Handrade der Lamellenbremse gegen etwaiges Schlagen der Kette Schutzblech vorsehen (Abb. 589). Die Spillspindeln sind gegen Herausheben nach oben zu sichern. Ausbildung der Verholspille nach Abb. 590.

#### Gewichte von Spillanlagen.

Bugspillanlagen für Großkampfschiffe . . . . .	40–60 t
„ „ „ Kreuzer . . . . .	10–20 t
Heckspillanlagen „ Großkampfschiffe (2 Maschinen) . . . . .	12–22 t
„ „ „ Kreuzer . . . . .	0,5–5 t
Spillanlagen „ Torpedoboote . . . . .	0,2–7 t.

Berechnungsbeispiel. Bugankerspill für ein Großkampfschiff von etwa 25000 t Wasserverdrängung.

Konstruktionsbedingungen: Die Antriebsmaschine soll

a) den losgebrochenen Anker von 7500 kg nebst 100 m Kette von  $d = 72$  mm Dicke mit einer Geschwindigkeit von  $v = 12$  m/min. heben,

b) ein Drehmoment ausüben, daß die Kette bis zu  $9$  kg/mm<sup>2</sup> auf Zug beansprucht wird,

c) beim Verholen des Schiffes die Trosse mit einer Geschwindigkeit von  $v = 24$  m/min. einholen.

d) Alle Teile der Spilleinrichtung sind so zu bemessen, daß sie bei Bruchbelastung der Kette (28 kg/mm<sup>2</sup>) noch nicht bis zur Fließgrenze beansprucht werden.

## Ankerspill.

a) Kettenzug für 9 kg/mm<sup>2</sup> = 73300 kg, für 28 kg/mm<sup>2</sup> = 228000 kg.

Ankereinholen: Anker (7500) + 100 m Kette (11240) = 18740 kg. Gewicht im Wasser  $18740 \frac{6,8}{7,8} = 16350$  kg.

Mit einem Wirkungsgrad der Klüse  $\eta = 0,75$  ergibt sich ein Kettenzug von  $\frac{16350}{0,75} = 21800$  kg. Größter Durchmesser der Kettenscheibe (für Berechnung der Drehmomente)

$$D_{gr} = \frac{8d}{\sin 36^\circ} = \frac{8 \cdot 72}{0,5878} = \approx 980 \text{ mm.}$$

Mittlerer Durchmesser der Kettenscheibe (für Berechnung der Leistungen) mit einer Kettenteilung von  $t = 288$  mm

$$D_m = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90}{5}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90}{5}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{288}{0,309}\right)^2 + \left(\frac{72}{0,951}\right)^2} = 935 \text{ mm.}$$

Umdrehungen der Spillwelle

$$n = \frac{v}{3,14 D_m} = \frac{12}{3,14 \cdot 0,935} = 4,09 \text{ i. d. Min.}$$

b) Biegungsbeanspruchung der oberen Spillspindel (Stahl) bei 1,5facher Bruchbelastung mit Biegungshebelarm = 320 mm, Durchmesser = 360 mm, Bohrung 120 mm, Widerstandsmoment  $W = 4530$  cm<sup>3</sup>:

$$k_b = \frac{1,5 \cdot 228000 \cdot 32}{4530} = 2420 \text{ kg/cm}^2.$$

c) Biegungs- und Drehungsbeanspruchung der oberen Spillspindel für Bruchbelastung (Anker-Einhieven):

$$\text{Biegemoment } M_b = 228000 \cdot 32 = 7296000 \text{ cmkg,}$$

$$\text{Drehungsmoment } M_d = 228000 \cdot 49 = 11172000 \text{ cmkg,}$$

$$\text{Reibungsmoment } M_{d_r} = 228000 \cdot 18 \cdot 0,1 = 410000 \text{ cmkg,}$$

$$\text{Ideelles Moment } M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (M_d + M_{d_r})^2} \\ = 11452000 \text{ cmkg.}$$

$$K_t = \frac{11452000}{4530} = 2530 \text{ kg/cm}^2.$$

d) Biegungs- und Drehungsbeanspruchung der unteren Spillwelle: Spur-lagerwirkungsgrad  $\eta = 0,9$ , Teilkreisbahnmesser des Schneckenrades  $r = 136,4$  cm,

$$\text{Zahndruck } P = \frac{11172000 \cdot 0,9}{136,4} = 73700 \text{ kg.}$$

Die Auflagedrücke  $A$  und  $B$  im Zwischendeck bzw. Panzerdeck berechnen sich zu  $A = 10200$  kg und  $B = 63500$  kg.

Beanspruchung im Querschnitt auf Oberkante Schneckenrad: Entfernung derselben vom Zwischendeckslager 1610 mm,

$$M_b = 10200 \cdot 161 = 1643000 \text{ cmkg.}$$

$$M_d = 11172000 \cdot 0,9 = 10050000 \text{ cmkg.}$$

$$M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 7110000 \text{ cmkg.}$$

Das Widerstandsmoment der Spillwelle bei einem Durchmesser von 310 mm und Bohrung von 120 mm beträgt  $W = 2910 \text{ cm}^3$ , mithin

$$k_b = \frac{7110000}{2910} = 2440 \text{ kg/cm}^2 \text{ für Bruchlast.}$$

e) Lamellenbremse. Zum Anziehen auf  $\frac{1}{3}$  Bruchbelastung der Kette  $\frac{228000}{3} = 76000 \text{ kg}$  2 Mann erforderlich, 29 Lamellen von 1200 mm mittl.  $\varnothing$ .

$$\text{Umfangskraft für 1 Lamelle} = \frac{76000 \cdot 49}{60 \cdot 28} = 2215 \text{ kg.}$$

Reibungskoeffizient für Flußeisen auf Flußeisen, trocken = 0,44

$$\text{Anpressungsdruck } Q = \frac{2215}{0,44} = 5040 \text{ kg.}$$

Das Handrad besitzt flachgängiges Gewinde von 130/122 mm  $\varnothing$  und 8,45 mm Steigung, Kugellager  $\varnothing = 180 \text{ mm}$ .

$$\begin{aligned} \text{Drehmoment } M_d &= Q[r_0 \text{tg}(\alpha + \varrho) + r_1 \cdot \mu] \\ &= 5040 [6,3 \cdot 0,124 + 9 \cdot 0,01] = 4390 \text{ cmkg.} \end{aligned}$$

$$\text{Kraft am 1800 mm } \varnothing \text{ Handrad} = \frac{4390}{2 \cdot 90} = 24,4 \text{ kg für 1 Mann.}$$

f) Antriebsmaschine. Drehmoment für das Losbrechen des Ankers, wobei die Ankerkette auf  $9 \text{ kg/mm}^2$  zu beanspruchen ist = Kolbenfläche  $f$  eines Zylinders mal vollem Kesseldruck  $p$  mal Kurbelhalbmesser  $r$ , unter Berücksichtigung des Gesamtwirkungsgrades für das Anlassen.

$$f = 903,7 \text{ cm}^2, p = 18 \text{ kg/cm}^2, r = 180 \text{ mm,}$$

$$\text{Drehmoment der Spillspindel } M_d = \frac{73300 \cdot 49}{0,9} = 3990000 \text{ cmkg.}$$

$$\text{Zahndruck des Schneckenrades } Z = \frac{3990000}{136,4} = 29250 \text{ kg.}$$

Schneckendurchmesser = 400 mm, Steigung 190,5 mm, eingängig; mit  $\text{tg } \alpha = 0,1516$  und Wirkungsgrad  $\eta = 0,498$ , wird Umfangskraft der Schnecke

$$= \frac{29250 \cdot 0,1516}{0,498} = 8910 \text{ kg.}$$

Drehmoment der Schnecke =  $8910 \cdot 20 = 178200 \text{ cmkg}$ . Beanspruchung der Schneckenwelle von 130 mm  $\varnothing$  auf Drehung mit  $W = \frac{1}{5} D^3 = 440 \text{ cm}^3$

$$k_d = \frac{178200}{440} = 405 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Erforderlicher Dampfdruck im Zylinder } p = \frac{178200}{903,7 \cdot 18 \cdot 0,85} = 12,9 \text{ kg/cm}^2$$

bei einem Wirkungsgrad der Maschine von 0,85. Der Gesamtwirkungsgrad berechnet sich mit  $\eta = 0,9$  für Spillwelle und  $\eta = 0,543$  für Schneckengetriebe zu  $\eta = 0,9 \cdot 0,543 \cdot 0,85 = 0,415$ .

$$\text{Maschinenleistung } N_i = \frac{21800 \cdot 12}{60 \cdot 75 \cdot 0,415} = 140 \text{ PS}_i.$$

Umdrehungen der Maschine beim Ankereinholen mit einer Schneckenradübersetzung von 1 : 50

$$n = 50 \cdot 4,09 = 205 \text{ i. d. Min.}$$

Umdrehungen beim Verholen für 24 m Verholgeschwindigkeit und 1435 mm Verholtrommel- $\varnothing$

$$n = \frac{50 \cdot 24}{3,14 \cdot 1,435} = 266 \text{ i. d. Min.}$$

g) Handbetrieb beim Ankereinholen. Anzahl der Spakenkränze 3 mit je 14 Spaken für je 3 Mann, Anzahl der Mannschaften  $3 \times 14 \times 3 = 126$ . Mittl. Spakenkreisdurchmesser = 3200 mm und an den Umfangstauen der Spaken 79 Mann an einem Hebelarm = 2100 mm.

$$\text{Drehmoment } M_d = 126 \cdot 160 \cdot 25 + 79 \cdot 25 \cdot 210 = 919000 \text{ cmkg.}$$

Diesem Moment entspricht bei einem Wirkungsgrad des Spills = 0,9 ein Kettenzug von

$$Z = \frac{919000 \cdot 0,9}{490} = 16900 \text{ kg.}$$

Bei einem Wirkungsgrad der Klüse von 0,75 und unter Berücksichtigung des spezifischen Gewichtes von Anker und Kette im Wasser kann ein Gewicht gehoben werden von

$$Q = 16900 \cdot 0,75 \cdot \frac{7,8}{6,8} = 14500 \text{ kg.}$$

Demnach kann außer dem Anker noch ein Kettengewicht von 14500 - 7500 = 7000 kg gehoben werden, entsprechend einer Kettenlänge von  $\frac{7000}{112,4} = 62 \text{ m.}$

Bei einer Schreitgeschwindigkeit von 0,25 m/sek für die sich fortbewegenden Mannschaften am mittleren Spakenkreis beträgt die Einholgeschwindigkeit

$$v = 0,25 \cdot 60 \cdot \frac{0,490}{1,6} = 4,6 \text{ m/min.}$$

## 2. Ankerkrane und -davits, Ankerklüsen, Kettenstopper.

### a) Handelsschiffe.

Dort, wo harte Ankergründe ein Führen von Stockankern (Normalankern) in fallklarem Zustand erfordern, ist in vereinfachter Form die Lagerung der Anker auf einem sog. Schweinsrücken, einer schrägen Gleitfläche zu beiden Seiten am Bug des Schiffes, üblich. Der Anker wird hier durch eine ausslipbare Zurrung gehalten. Das Aufbringen des Ankers auf den Schweinsrücken geschieht mittels eines Ankerdavits oder eines Ankerkrans. Ankerkrane sind in Ermangelung günstig angebrachter Ladebäume auch im Gebrauch zum Ausbringen von Reserve-, Strom- und Warpanker. Für den Heckanker ist meist ein einfacher Ankerdavit vorgesehen.

Für die Berechnung dieses Geschirrs gibt der Germ. Lloyd folgende Vorschrift:

### Ankerkrane und Bootdavits.

Der Durchmesser der Säule für Ankerkrane und der Durchmesser der Davits für Boote ist nach folgender Formel zu bemessen (s. Abb. 591):

$$d = 0,196 \sqrt[3]{G \cdot (a + 0,25 \cdot h)}, \text{ wobei}$$

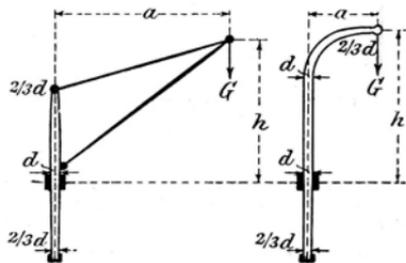


Abb. 591.

$G$  das Gewicht des Bugankers mit Stock bzw. das halbe Gewicht des Bootes in kg. Als Gewicht des Bootes gilt das Eigengewicht des Bootes nebst Inventar, sowie das Gewicht der nach den Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft für das Boot zulässigen Anzahl Personen, jede Person zu 75 kg gerechnet.

$a$  = Ausladung in cm,  $h$  = Kopfhöhe in cm und  $d$  = Durchmesser in cm.

2. Zur Berechnung von hohlen eisernen Kransäulen und Davits ist, wenn  $D$  den äußeren und  $\delta$  den inneren Durchmesser bezeichnet, der Durchmesser der vollen Säulen

$$d = \sqrt[3]{\frac{D^4 - \delta^4}{D}}$$

zu setzen und danach  $D$  und  $\delta$  zu bestimmen.

Für hohle Kransäulen und Ausleger werden auch nahtlos gewalzte Mannesmannstahlrohre geliefert.

Bei der Berechnung von Einzelheiten des Ankerkrans ist wenigstens 4–6fache Sicherheit anzunehmen.

#### Berechnung eines Ankerkrans.

Der Kran soll gemäß Angabe der Bauvorschrift ohne Rücksicht auf das Ankergewicht für 5000 kg Tragkraft gebaut werden. Die örtlichen Verhältnisse bedingen die in Abb. 592 gegebenen Längenmaße.

Die Berechnung der Kransäule geschieht zunächst nach der Formel des Germ. Lloyd:

$$D_1 = 0,196 \sqrt[3]{G \cdot (a + 0,25 \cdot h)}, \text{ wobei hier } G = 5000 \text{ kg, } a = 400 \text{ cm und } h = 340 \text{ cm ist,}$$

$$\text{also } D_1 = 0,196 \sqrt[3]{5000 \cdot (400 + 0,25 \cdot 340)} = 26,35 \text{ cm.}$$

Dieser Wert gilt für Schweißeisen von 32 kg/mm<sup>2</sup> Festigkeit; nach der Bauvorschrift soll S.-M.-Flußeisen von 41 kg/mm<sup>2</sup> Festigkeit verwendet werden. Zur Umrechnung ist auf die Grundform der Formel des Germ. Lloyd zurückzugehen und aus den obigen Werten die Beanspruchung des Baustoffes und der Sicherheitsgrad  $\mathcal{C}$  gegen Bruch zu bestimmen.

Aus der Grundform, der Biegeformel

$$P \cdot l = W \cdot k_b,$$

ergibt sich mit obigen Bezeichnungen das Widerstandsmoment  $W = \frac{P \cdot l}{k_b} = \frac{G \cdot (a + 0,25 h)}{k_b}$ ; ferner ist

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot D_1^3, \text{ also}$$

$$k_b = \frac{G \cdot (a + 0,25 h)}{\frac{\pi}{32} \cdot D_1^3}$$

$$= \frac{5000 (400 + 0,25 \cdot 340)}{26,35^3} \cdot \frac{32}{3,14} = 1350 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Sicherheitsgrad für Schweißeisen beträgt also

$$\frac{3200}{1350} = 2,4 = \mathcal{C}.$$

Bei Verwendung des vorgeschriebenen S.-M.-Flußeisens und  $\mathcal{C} = 2,4$  wird

$$k_b = \frac{4100}{2,4} = 1710 \text{ kg/cm}^2.$$

Für diesen Wert ergibt die Formel  $P \cdot l = W \cdot k_b$  ein Widerstandsmoment  $W = 1420 \text{ cm}^3$ , woraus sich errechnet  $D_1 = 24,4 \text{ cm}$ . Für die Ausführung gewählt wird  $D_1 = 25 \text{ cm}$ , hierfür ist  $k_b = 1580 \text{ kg/cm}^2$  und  $\mathcal{C} = 2,6$ . Die Durchmesser  $D_2$  und  $D_3$  nach Germ. Lloyd gleich  $\frac{2}{3} \cdot D_1 = \frac{2}{3} \cdot 25 = 16,7$ , abgerundet = 17 cm.

Die Bauvorschrift verlangt eine dreischeibige Talje mit Drahtseilläufer; wird für die Talje ein Wirkungsgrad  $\eta = 0,85$  angenommen, so ergibt sich als Zugkraft im hebenden Ende des Läufers  $Z = \frac{5000}{2 \cdot 3 \cdot 0,85} = 980 \text{ kg}$ .

Der Kräfteplan aus  $P$  und  $Z$  (s. Abb. 592) ergibt für die Strebe eine Knickbelastung von 21500 kg =  $P_1$ , und für die Zugstangen eine Belastung von 17400 kg =  $P_2$ .

Die II. Eulersche Formel angewandt, ergibt bei  $\mathcal{C} = 4$  für die 475 cm lange Strebe  $4 \cdot P_1 = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J}{l^2}$ , woraus folgt:

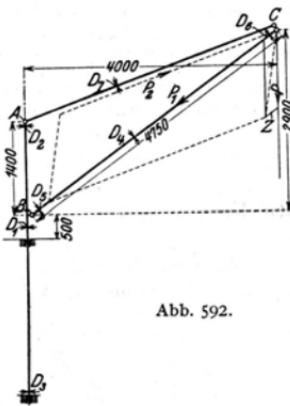


Abb. 592.

$$J = \frac{4 \cdot P_1 \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{4 \cdot 21\,500 \cdot 475^2}{3,14^2 \cdot 2\,150\,000} = 914 \text{ cm}^4,$$

hieraus  $D_4 = 11,7$ , abgerundet = 12 cm.

$$D_5 \text{ und } D_6 = \frac{2}{3} \cdot D_4 = 8 \text{ cm.}$$

Das untere Ende der Strebe bei  $B$  erhält eine Gabel von 8 cm Öffnung; die Gabelwangen werden 3 cm stark angenommen. Zur Verbindung dient ein Mutterbolzen, der gleichmäßig belastet auf Biegung berechnet wird.  $l = 8 + 3 = 11$  cm,  $P_1 = 21\,500$  kg,  $k_b = 800$  kg/cm<sup>2</sup>.

$$W = \frac{P_1 \cdot l}{k_b \cdot 8} = \frac{21\,500 \cdot 11}{800 \cdot 8} = 37 \text{ cm}^3,$$

hieraus Bolzendurchmesser bei  $B$ ,  $d = 72,3$ , abgerundet 75 mm (3 Zoll engl. Gewinde).

Der Flächendruck zwischen Bolzen und Gabelwangen  $p = \frac{21\,500}{2 \cdot 3 \cdot 7,5} = 478$  kg/cm<sup>2</sup>.

Der äußere Durchmesser der Gabelwangen ist etwa 20 mm größer zu wählen als das Sechskant über Eck für die 3 zöllige Mutter, also etwa 150 mm.

Zwei Zugstangen sollen die Kraft  $P_2 = 17\,400$  kg übertragen, für jede Stange bei gut passenden Löchern also 8700 kg =  $P_3$ .

Der auf Zug beanspruchte Querschnitt  $F = \frac{P_3}{k_z} = \frac{8700}{800} = 10,87$  cm<sup>2</sup>, woraus  $D_7 = 3,7$  cm.

Der Kopf der Kransäule ist bei  $A$  auf 100 mm Dicke abgeflacht; die Augen der Zugstangen werden durch eine Mutterschraube fest gegen die Abflachung gedrückt, jedoch soll der Bolzen nicht auf Abscherung, sondern gleichmäßig belastet auf Biegung berechnet werden. Die Dicke der Augen gleich 3 cm angenommen, ergibt bei  $l = 10 + 3 = 13$  cm,  $P_2 = 17\,400$  kg und  $k_b = 800$  kg/cm<sup>2</sup>,

$$W = \frac{P_2 \cdot l}{8 \cdot k_b} = \frac{17\,400 \cdot 13}{8 \cdot 800} = 35,3 \text{ cm}^3,$$

woraus Bolzendurchmesser bei  $A$ ,  $d = 7,1$  cm ( $2\frac{3}{4}$  Zoll engl. Gewinde).

Der äußere Durchmesser der Augen wird wieder 20 mm größer als das Sechskant angenommen, also etwa 140 mm.

Die auf Zug beanspruchten Querschnitte der Augen sind  $4 \cdot 3 \cdot (14 - 7,1) = 82,8$  cm<sup>2</sup>, hierfür  $k_z = 210$  kg/cm<sup>2</sup>.

Die Augen am oberen Ende  $C$  der Zugstangen sind zunächst wie diejenigen am unteren Ende  $A$  anzunehmen, an Hand der Zeichnung ist dann festzustellen, ob Änderungen erforderlich sind.

Die Bugankerklüsen erhalten für stocklose Anker einen lichten Durchmesser, der so groß ist, daß der Ankerschaft mit Schäkel in die Klüse geholt werden kann, so daß diese als Ankerlager dient. Die Ankerflügel liegen dabei fest gegen die Außenhaut, seltener in der Klüsenöffnung (wie bei Kriegsschiffen). Lichter Durchmesser des Klüsenrohres etwa  $8 \times$  Ketteneisenstärke, jedoch ist dieses Maß von Fall zu Fall nachzuprüfen und je nach der Ankerart und der Form des Schiffsbugs verschieden, wobei in bezug auf die Klüsenlänge zu beachten ist, daß der Schäkel am Ankerstock (der sog. Röhrling) mit in dem Klüsenrohr lagern soll. Bei Stockankern, Heckankern und für kleine Fahrzeuge ist die Ankerklüse eine einfache Ketten- oder Tauklüse je nach der Lage mit oder ohne Klüsenrohr, die genügend weit sein muß, die Kette beim Auslaufen gut freizugeben.

Zur angenäherten Bestimmung der Abmessungen von Ankerklüsen können folgende Formeln dienen:

$$\text{Länge der Klüse} \quad L = \infty 15 - 16 \sqrt[3]{G} \text{ in cm,}$$

$$\text{Durchmesser der Klüse} \quad D = \infty 3,2 - 3,4 \sqrt[3]{G} \text{ in cm,}$$

wobei  $G$  das Ankergewicht in kg bedeutet.

Die Ankerklüsen sind im Handelsschiffbau aus Gußeisen, und zwar ist der Flansch der Klüsenöffnung in der Außenhaut mit dem Klüsenrohr in einem Stück gegossen, die Decksklüse als besonderes Stück hergestellt. Die Klüsenflansche kommen sowohl als Innen- oder als Außenflansche vor; in ersterer Ausführung gestatten sie ein gutes Einholen des Ankers, letztere Ausführung gewährleistet einen einfacheren Ein- und Ausbau der Klüse. Die untere Schalenhälfte

des Klüsenrohres erhält eine größere Wandstärke als die obere. Seltener erhalten Handelsschiffe Klüsenrohre aus Stahlblech mit Gußeisen- oder Stahlgußflanschen, dagegen sind die zum Kettenkasten führenden Kettenrohre ( $\varnothing = 8 \times$  Ketten-eisendurchm.) fast stets aus Stahlblech hergestellt, die Decksklüse des Kettenrohres wird durch die Grundplatte des Ankerspills gebildet. Für einen sicheren Fall des Ankers soll der Neigungswinkel des Klüsenrohres möglichst nicht unter  $38^\circ$  gegen die Wagerechte betragen.

Um zu verhüten, daß, wenn ein Schiff im Seegang vor Anker liegt, ruckartige Zugbeanspruchungen (Stöße) in der Ankerkette auf das Ankerspill übertragen werden, sind in die Kettenbahn zwischen Spill und Ankerdecksklüse Kettenstopper (-kneifer) eingebaut. Es kommen davon 2 Bauarten vor: der gewöhnliche Kettenstopper, bei welchem ein Backenstück durch einen Exzenterhebel vor das flachliegende Kettenglied bewegt wird, ferner der Reibungs-(Frik-tions-)stopper, bei dem zwei Backenstücke mittels Schraubenspindels seitlich gegen die flachliegenden Kettenschaken gedrückt werden können. Deckstoppe in den Klüsen des Kettenrohres sind seltener, die deutsche Kriegsmarine verwendet solche in einfacher Form. Bei kleinen Fahrzeugen Klauenstopper. Trossenstopper nach Art der Reibungsstopper sind bei kleinen Fahrzeugen noch im Gebrauch (geschweifte Eingrifffläche der Backenstücke).

Kettenstopper und Kettenkneifer<sup>1)</sup>.

Kettenstärke mm	Kettenstopper kg	Kettenkneifer kg
23—28	85	90
29—35	150	165
36—42	200	270
43—49	300	375
50—55	400	480
56—60	540	590
61—66	705	710
67—71	840	830

## b) Kriegsschiffe.

Lagerung der Anker im allgemeinen in Klüsen, nur bei kleineren Fahrzeugen auf Schweinsrücken. Klüsen so weit vorn, wie zugänglich, anordnen, ferner möglichst hoch über Wasser, um in Fahrt Spritzerbildung zu vermeiden. Klüsen-durchmesser etwa 14fache Ketteneisendicke.

**3. Poller, Klampen, Seitenklüsen, Trossenwinden.**

Der Germanische Lloyd schreibt vor, daß Poller, Klampen und Seitenklüsen in genügender Anzahl und Größe anzubringen sind. Die Anzahl dieser Bauteile ist meistens in den Bauvorschriften der Reedereien festgesetzt, auf Grund der Erfahrungen dieser für die Benutzung bestimmter Kaianlagen; die Anordnung der Aufbauten ist dabei mitbestimmend; die Größe ist von der Stärke der von der Klassifikation vorgeschriebenen Trossen abhängig.

Poller, Klampen und Klüsen werden im Handelsschiffbau meist aus Gußeisen, in besonderen Fällen aus Stahlguß oder aus Flußeisen (Poller) hergestellt; bei kleinen und Luxusfahrzeugen aus Metall.

Die folgenden Tabellen geben im Auszug die für den deutschen Schiffbau vom Handelsschiff-Normen-Ausschuß (HNA) ausgearbeiteten Normen für obige Bauteile:

<sup>1)</sup> Der Atlas-Werke A.-G., Bremen.

Doppelpoller (geschlossen).  
Nach HNA-Norm Po. 1.

Die Pollergrößen sind nach den zugehörigen Trossen zu bestimmen.

D	L	B	H	a	b	s <sub>1</sub>	s <sub>2</sub>	Bolzen-		Gewicht		Trossenumfang		
								Anzahl	Durchmesser engl. Zoll	bei Grundplattenstärke a rd. kg	100 mm rd. kg	Haaf bis zu mm	Stahl 72-dr. bis zu mm	Stahl 144-dr. bis zu mm
150	800	230	360	40	500	20	30	6	3/4	90	140	159	52	44
200	1000	300	460	50	600	25	35	6	7/8	185	240	203	68	60
250	1200	360	550	60	750	30	40	8	1	335	400	280	94	79
300	1450	430	630	60	900	30	40	8	1 1/8	485	570	330	117	101
350	1650	500	700	65	1000	30	40	8	1 1/4	640	735	381	134	117
400	1850	560	770	65	1100	30	40	10	1 1/4	800	910	413	151	131
450	2050	630	830	70	1200	35	45	10	1 1/2	1110	1235			148
500	2250	700	880	70	1300	35	45	10	1 3/4	1360	1515			170
550	2400	770	925	75	1400	35	50	12	1 3/4	1650	1795			
600	2600	840	950	75	1500	35	50	12	1 7/8	1900	2065			
650	2750	900	975	75	1600	35	50	12	2	2140	2320			
700	2900	970	1000	80	1700	35	50	14	2	2410	2565			

Baustoff: G u B Eisen.

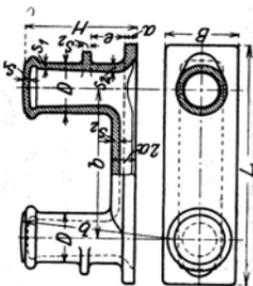


Abb. 593.

e = 100 mm für Poller, die durch Holzdeck hindurch auf Stahldeck gestellt werden.

e = etwa 1/2 der Pollerhöhe ohne Grundplatte.

Der offene Doppelpoller mit Öffnungen für Lüfter hat gleiche Normalmaße und ist 2 vH leichter als diese Tabelle angibt. Weiteres ist den Tabellen des HNA zu entnehmen.



Klampen.

Nach HNA-Normen.

Bauweise: Mit rechtwinkliger oder gebogener Grundplattenform. Ausführung A mit ungeteilter Grundplatte nach den Tafeln des HNA, Kl. 3 bis 6. Ausführung B zusammengestellt aus den Einzelklampen (geteilte Grundplatte) nach den Tafeln des HNA, Kl. 7 bis 10.

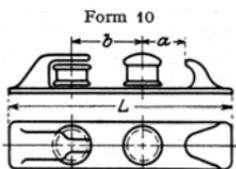
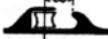
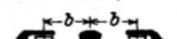


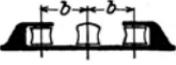
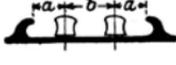
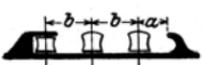
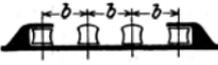
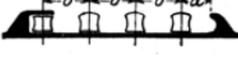
Abb. 597.

Formbeispiel:

Einzelheiten und die Formen 1 bis 4 (Einzelklampen) s. die Tafeln des HNA, Kl. 7 bis 10.

Alle Maße, soweit nicht besonders angegeben, bedeuten Millimeter.

Rollendurchmesser		75	100	150	200	250	300
Bruchbelastung der Trosse bis zu $t$ . . . . .		8	15	30	50	80	150
Umfang der Stahlrosse, 144 dräht. . . . .		44	60	84	111	139	190
Umfang der Hanftrosse . . . . .		159	203	286	362	—	—
Durchmesser d. Befest.-Bolzen { mm		16	19	25	31	37	—
oder Niete { engl. Zoll		$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
Stärke der flußeisernen Trägerplatte . .		8	10	12	14	16	18
Stärke der gußeisernen Grundplatte { Ausführung A		45	50	60	65	70	75
„ „ B		30	35	40	45	50	55
Form 5  Gesamtlänge . . . . . L		500	620	860	1115	1370	
Teillänge . . . . . a		130	175	260	340	420	
Bolzenanzahl . Ausföhr. A		6	6	8	8	8	
Gesamtgewicht { Ausföhr. A		40	70	165	300	485	
in kg { „ B		32	57	130	240	380	
Form 6  Gesamtlänge . . . . . L		640	800	1100	1400	1700	
Teillänge . . . . . b		240	300	420	530	640	
Bolzenanzahl . Ausföhr. A		8	8	8	8	8	
Gesamtgewicht { Ausföhr. A		55	100	235	435	700	
in kg { „ B		43	80	185	350	550	
Form 7  Gesamtlänge . . . . . L		600	740	1040	1360	1680	
Teillänge . . . . . a		130	175	260	340	420	
Bolzenanzahl . Ausföhr. A		8	8	8	8	8	
Gesamtgewicht { Ausföhr. A		40	65	155	275	450	
in kg { „ B		32	55	120	210	345	
Form 8  Gesamtlänge . . . . . L		600	740	1040	1360	1680	
Teillänge . . . . . a		130	175	260	340	420	
Bolzenanzahl . Ausföhr. A		8	8	8	8	8	
Gesamtgewicht { Ausföhr. A		40	70	170	310	510	
in kg { „ B		35	60	140	245	405	
Form 9  Gesamtlänge . . . . . L			1100	1520	1930	2340	2750
Teillänge . . . . . b			300	420	530	640	750
Bolzenanzahl Ausföhr. A			10	10	10	10	12
Gesamtgew. { Ausföhr. A			125	295	540	880	1275
in kg { „ B			100	230	430	690	1075

Rollendurchmesser		150	200	250	300	350
Bruchbelastung der Trosse bis zu <i>t</i> . . . . .		30	50	80	150	250
Umfang der Stahltrasse 144drähtig . . . . .		84	111	139	190	—
Umfang der Hanftrosse . . . . .		286	362	—	—	—
Durchmesser der Befest.-Bolzen oder Niete		25	31	37	—	—
Stärke der flußeisernen Trägerplatte . . . . .		1	1 <sup>1/4</sup>	1 <sup>1/2</sup>	1 <sup>3/4</sup>	2
Stärke der gußeisernen Grundplatte		60	65	70	75	80
		40	45	50	55	60
 <p>Form 10</p>	Gesamtlänge . . . . . <i>L</i>	1280	1645	2010	2375	
	Teillänge . . . . . $\left\{ \begin{array}{l} a \\ b \end{array} \right.$	260	340	420	500	
	Bolzenanzahl . . . . .	10	10	10	12	12
	Gesamtgew. in kg $\left\{ \begin{array}{l} \text{Ausf. A} \\ \text{„ B} \end{array} \right.$	240	445	725	1065	
 <p>Form 11</p>	Gesamtlänge . . . . . <i>L</i>	1520	1930	2340	2750	3160
	Teillänge . . . . . <i>b</i>	420	530	640	750	860
	Bolzenanzahl . . . . .	10	10	10	12	12
	Gesamtgew. in kg $\left\{ \begin{array}{l} \text{Ausf. A} \\ \text{„ B} \end{array} \right.$	310	580	940	1380	1945
 <p>Form 12</p>	Gesamtlänge . . . . . <i>L</i>		2115	2570	3030	3485
	Teillänge . . . . . $\left\{ \begin{array}{l} b \\ c \end{array} \right.$		530	640	750	860
	Bolzenanzahl . . . . .		10	10	12	12
	Gesamtgew. in kg $\left\{ \begin{array}{l} \text{Ausf. A} \\ \text{„ B} \end{array} \right.$		650	1055	1545	2195
 <p>Form 13</p>	Gesamtlänge . . . . . <i>L</i>		1890	2320	2750	3180
	Teillänge . . . . . $\left\{ \begin{array}{l} a \\ b \end{array} \right.$		340	420	500	580
	Bolzenanzahl . . . . .		10	10	12	12
	Gesamtgew. in kg $\left\{ \begin{array}{l} \text{Ausf. A} \\ \text{„ B} \end{array} \right.$		460	745	1095	1535
 <p>Form 14</p>	Gesamtlänge . . . . . <i>L</i>			2650	3125	3600
	Teillänge . . . . . $\left\{ \begin{array}{l} a \\ b \end{array} \right.$			420	500	580
	Bolzenanzahl . . . . .			10	12	12
	Gesamtgew. in kg $\left\{ \begin{array}{l} \text{Ausf. A} \\ \text{„ B} \end{array} \right.$			965	1415	1980
 <p>Form 15</p>	Gesamtlänge . . . . . <i>L</i>				3500	4020
	Teillänge . . . . . <i>b</i>				750	860
	Bolzenanzahl . . . . .				14	14
	Gesamtgew. in kg $\left\{ \begin{array}{l} \text{Ausf. A} \\ \text{„ B} \end{array} \right.$				1725	2425
 <p>Form 16</p>	Gesamtlänge . . . . . <i>L</i>				3875	4460
	Teillänge . . . . . $\left\{ \begin{array}{l} a \\ b \end{array} \right.$				500	580
	Bolzenanzahl . . . . .				750	860
	Gesamtgew. in kg $\left\{ \begin{array}{l} \text{Ausf. A} \\ \text{„ B} \end{array} \right.$				1755	2455
					1460	2025

## Seitenklüse.

Nach HNA-Norm, Kl. 12. Maße in Millimeter.



Abb. 598.

Klüse		Wulst		Flansch				Gewicht			
Weiten		Hohe	Wandstärke	Durchmesser		Durchmesser		Anschlag	Stärke	ohne Hörner	mit Hörnern
W	W <sub>1</sub>	h	s	d	d <sub>1</sub>	a	a <sub>1</sub>	c	e	kg	kg
150	110	130	25	230	190	360	320	65	20	25	28
200	150	140	30	300	250	430	380	65	20	40	43
250	190	155	30	360	300	500	440	70	25	57	62
300	220	175	30	420	340	560	480	70	25	74	81
400	290	195	35	530	420	690	580	80	30	118	127
500	350	220	40	660	510	820	670	80	30	180	190

Für die Fahrt der Schiffe durch den Panamakanal bestehen besondere Vorschriften betreffend Poller, Klampen und Klüsen<sup>1)</sup>. Da bei dem etwa 30 Fuß betragenden Sinken und Steigen des Wassers in den Kanalschleusen die Schleppseile sehr steil stehen, so sind besondere geschlossene Klüsen zu verwenden (nach HNA 14 bis 18).

## Trossenwinden.

Während die Hanftrossen gewöhnlich auf besonderen Trossengestellen (Grätlinge) an Deck oder in eisenverzinkten Körben aufgeschossen werden, sind für die Stahlrossen besondere Trossenwinden (-rollen) mit Handkurbeltrieb vorgesehen, und zwar bei großen Trossenlängen für jede Trosse eine; kleinere Winden werden ohne, größere mit Stirnradvorgelege ausgeführt.

Für hochbordige Schiffe sind besondere Vertäuklampen (nach HNA Kl. 22 und 23) zum Festmachen von längsseit liegenden Fahrzeugen (Leichtern, Tendern u. dgl.) zu verwenden.

## Trossenwinden. Nach HNA, Wi 11 bis 13.

	ohne Vorgelege			mit einfachem Vorgelege			mit doppeltem Vorgelege		
	135	185	185	185	185	185	185	220	220
Länge der Trosse . . m	135	185	185	185	185	185	185	220	220
Umfang der Trosse bis mm	73	90	108	108	128	143	143	158	179
Trommeldurchmesser mm	350	400	460	460	530	610	610	700	800
Trommellänge i. L. . mm	500	600	700	700	860	950	950	1150	1450

## IV. Boote und zugehörige Einrichtungen.

## A. Handelsschiffe.

## I. Boote.

Über die Ausrüstung mit Booten gibt der Germanische Lloyd folgende allgemeine Vorschrift:

Jedes Schiff muß mit Booten von hinreichender Anzahl und Größe und mit den nötigen Vorrichtungen, die Boote schnell zu Wasser bringen zu können, versehen sein.

Im übrigen gelten für alle Schiffe, die unter deutscher Flagge fahren (insbesondere auch Auswandererschiffe<sup>2)</sup>), hinsichtlich der Boote und deren Ausrüstung die gesetzlichen Bestimmungen und die Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft<sup>3)</sup>.

<sup>1)</sup> „Sailing Directions and General Informations“ für den Panama-Kanal.

<sup>2)</sup> Nach § 40f. der Vorschriften über Auswandererschiffe (Gesetz über das Auswanderungswesen) s. den Auszug im Anhang.

<sup>3)</sup> Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft für Dampfer und Segelschiffe.

Diese lauten:

1. Schiffe in langer Fahrt, welche mehr als 12 Fahrgäste an Bord haben, müssen, sofern sie nicht Bootsraum für alle an Bord befindlichen Menschen führen, mit folgenden Booten und Bootseinrichtungen ausgerüstet sein:

### Anzahl und Raumgehalt der Boote auf Handelsschiffen.

Bei einem Bruttoreumgehalt des Schiffes von	min- destens	mit einem Gesamt- raumgehalt von mindestens	Bei einem Bruttoreumgehalt des Schiffes von	min- destens	mit einem Gesamt- raumgehalt von mindestens
m <sup>3</sup>	Boote	m <sup>3</sup>	m <sup>3</sup>	Boote	m <sup>3</sup>
über 250 bis 500	2	6	über 16200 bis 16900	8	104
„ 250 „ 500	2	7	„ 16900 „ 17600	10	111
„ 500 „ 800	2	8,5	„ 17600 „ 18300	10	114
„ 800 „ 1100	2	9	„ 18300 „ 19000	10	117
„ 1100 „ 1400	2	11	„ 19000 „ 19700	10	120
„ 1400 „ 1700	3	17	„ 19700 „ 20400	10	123
„ 1700 „ 2000	3	21	„ 20400 „ 21100	10	126
„ 2000 „ 2300	4	23	„ 21100 „ 21800	10	129
„ 2300 „ 2600	4	26	„ 21800 „ 22500	10	132
„ 2600 „ 2900	4	29	„ 22500 „ 24000	12	140
„ 2900 „ 3600	4	35	„ 24000 „ 25500	12	144
„ 3600 „ 4300	4	42	„ 25500 „ 27000	12	148
„ 4300 „ 5000	4	46	„ 27000 „ 28500	14	152
„ 5000 „ 5700	4	49	„ 28500 „ 30000	14	156
„ 5700 „ 6400	4	52	„ 30000 „ 31500	14	160
„ 6400 „ 7100	4	55	„ 31500 „ 33000	14	164
„ 7100 „ 7800	4	58	„ 33000 „ 34500	14	168
„ 7800 „ 8500	4	61	„ 34500 „ 36000	14	172
„ 8500 „ 9200	6	67	„ 36000 „ 37500	14	180
„ 9200 „ 9900	6	70	„ 37500 „ 39000	14	188
„ 9900 „ 10600	6	73	„ 39000 „ 40500	14	196
„ 10600 „ 11300	6	76	„ 40500 „ 42000	14	204
„ 11300 „ 12000	6	79	„ 42000 „ 43500	14	212
„ 12000 „ 12700	6	82	„ 43500 „ 45000	14	220
„ 12700 „ 13400	6	85	„ 45000 „ 46500	16	228
„ 13400 „ 14100	8	92	„ 46500 „ 48000	16	236
„ 14100 „ 14800	8	95	„ 48000 „ 50000	16	244
„ 14800 „ 15500	8	98	„ 50000 und mehr	im Verhält- nis mehr	im Verhält- nis mehr
„ 15500 „ 16200	8	101			

Die Führung einer geringeren Zahl von Booten ist nur gestattet, wenn der Gesamtbootraumgehalt unter Anrechnung von 0,283 m<sup>3</sup> für jede erwachsene Person für alle an Bord befindlichen Personen ausreicht.

Von der vorgeschriebenen Zahl und dem Bootsraum muß mindestens die Hälfte auf Rettungsboote entfallen, die übrigen Boote können wie unter 3 und 4 nachstehend angegeben gebaut sein. Mehr als zwei der unter 4 beschriebenen Boote sind jedoch nicht zulässig.

Als Rettungsboote gelten:

1. Vorn und hinten scharf gebaute Boote aus Holz oder Metall, welche, wenn aus Holz, entweder mit festen, dichten Luftkasten von mindestens 10 vH des Bootsraumgehaltes oder mit gleichwertigen Schwimmvorrichtungen versehen sind. An jeder Seite muß außenbords eine Sicherheitsleine von vorn bis hinten befestigt sein.

Bei Metallbooten dieser Art ist der räumliche Inhalt der Schwimmvorrichtungen entsprechend der durch den Baustoff bedingten geringeren Schwimmfähigkeit zu erhöhen.

2. Boote wie unter 1, mit der Maßgabe, daß die Schwimmvorrichtungen

a) zu je 7,5 vH des Bootsraumgehaltes innen und 3,3 vH außenbords,

b) mindestens zur Hälfte außenbords angebracht sein müssen.

Anmerkung: Korkwulste werden nur mit 80 vH ihres Raumgehaltes bewertet.

Boote der Gattung 1 entsprechen den Booten 1A, und Boote der Gattung 2a entsprechen den Booten 1B des HNA.

Die übrigen Boote können wie folgt gebaut sein:

3. Boote aus Holz oder Metall, welche, wenn aus Holz, entweder mit festen, dichten Luftkasten von mindestens 5 vH des Bootsraumgehaltes oder mit gleichwertigen Schwimmvorrichtungen, von denen mindestens die Hälfte außenbords angebracht ist, versehen sind.

Für Metallboote gilt das gleiche wie unter 1, zweiter Absatz. Die Luftkasten sind aus Kupfer oder Yellow-Metall von 0,7 mm Wandstärke oder aus gleichwertigem Metall<sup>1)</sup> in

<sup>1)</sup> Die Kasten dürfen nach keiner Richtung 1,2 m Länge überschreiten und an keiner Stelle die Bordwand bilden. Sie müssen gut geschützt und leicht losnehmbar sein.

ausreichender Stärke und sachgemäßer Ausführung herzustellen, jedoch nicht aus Zink. Bei kupfernen Kasten in metallenen Booten sind durch geeignete Isolierung galvanische Wirkungen zu verhindern.

4. Gewöhnliche Boote aus Holz oder Metall.

5. Halbklappboote

6. Zusammenklappbare Boote

7. Boote von besonderer Bauart

} nach vorheriger Genehmigung des Vorstandes der See-Berufsgenossenschaft.

Klappboote sind nur als Hilfsbootraum zulässig.

Alle Boote müssen bei voller Belastung noch einen genügenden Freibord haben. Wenn die vorgeschriebenen Boote nicht für alle zu befördernden Personen, einschließlich der Schiffsbesatzung und der unterwegs an Bord zu nehmenden Personen, ausreichend Platz gewähren, so muß bei Schiffen unter 14000 m<sup>3</sup> Raumgehalt noch bis zur Hälfte, bei Schiffen von über 14000 bis 28000 m<sup>3</sup> Raumgehalt noch bis zu drei Viertel und bei größeren Schiffen das Ganze des vorgeschriebenen Bootraumes an Hilfsbootraum in Gestalt von anderweitigen Booten, zusammenklappbaren Booten, Rettungsflößen, schwimmenden Decksitzen oder gleichwertigen Einrichtungen vorhanden sein, soweit dies mit dem Deckraum vereinbar ist. Jedoch braucht kein Schiff mehr Boote zu führen, als zur Aufnahme aller an Bord befindlichen Personen ausreichen.

Rettungsflöße, schwimmende Decksitze usw. müssen für jede erwachsene Person wenigstens 0,085 m<sup>3</sup> Luftkasteninhalte oder entsprechende andere Schwimmvorrichtung haben. Es muß ferner in deutlicher Weise (auf einem Messingschild) kenntlich gemacht sein, wieviel Personen sie tragen können.

Ermittlung des Raumgehaltes der Boote. Als Raumgehalt eines Bootes in Kubikmetern gilt das mit 0,6 multiplizierte Produkt seiner in Metern ausgedrückten Länge, größten äußeren Breite und inneren Tiefe.

Die Länge wird gemessen zwischen den Außenflächen der Beplankung neben dem Vorsteven bis zur hinteren Fläche des Spiegels oder bis zur Außenfläche der Beplankung neben dem Achtersteven,

die Breite zwischen den Außenflächen der Beplankung,

die Tiefe in der Mitte der Länge zwischen der oberen Kante des Schandeckels (Dollbords) und der inneren Fläche des Kielganges neben dem Kiel (oberen Kante des Kiels) oder, wenn das Boot einen Setzbord mit Öffnungen (Rundseln) für die Riemen hat, von der Unterkante dieser Öffnungen bis zur inneren Fläche des Kielganges neben dem Kiel (Oberkante des Kiels).

An jedem Boot, Klappboot oder Halbklappboot muß ein Schild angebracht sein, auf dem der auf Grund vorstehender Vorschriften nach den Aufmessungen des technischen Aufsichtsbeamten sich ergebende Kubikinhalte oder die Anzahl der aufzunehmenden Personen vermerkt ist.

Die Vermessung der Boote kann auf Antrag nach der Stirling-(Simpson-)Regel erfolgen.

Bei Booten der Gattung 1 sind 0,283 m<sup>3</sup> = 10 Kubikfuß, bei Booten der Gattung 2a sind 0,255 m<sup>3</sup> = 9 Kubikfuß, bei den übrigen Booten sind 0,23 m<sup>3</sup> Raumgehalt für jeden erwachsenen Menschen zu rechnen.

Alle aufzunehmenden Personen müssen sitzend untergebracht werden können, ohne daß die Ruderer behindert werden.

Außerhalb der kleinen Küstenfahrt muß jedes der oben beschriebenen Boote mindestens einen Raumgehalt von 3 m<sup>3</sup>, in der kleinen Küstenfahrt und Wattfahrt von 2 m<sup>3</sup> haben. Kleinere Boote können mit besonderer Genehmigung des Vorstandes der S. B. G. zugelassen werden.

Sind Rettungsboote mit einem Motor versehen, so müssen die Bestimmungen für Schiffsmotoranlagen sinngemäß erfüllt sein. Der vom Motor eingenommene Raum ist vom kubischen Inhalt des Bootes abzuziehen und durch eine Sitzprobe ist festzustellen, ob die sich rechnerisch ergebende Anzahl der Personen Platz findet. Der Inhalt der Luftkasten ist entsprechend der durch das Motorgewicht bedingten geringeren Schwimmfähigkeit des Bootes zu erhöhen.

Unterbringung der Boote. Für die Aufstellung der Boote müssen so viele Davits angebracht sein, als die Bauart des Schiffes dies gestattet. Soweit die Anbringung von Davits untunlich ist, müssen die Schiffe mit anderen Vorrichtungen ausgestattet sein, mit deren Hilfe ein schleuniges Herablassen der Boote bewirkt werden kann.

Von den vorgeschriebenen Booten müssen so viele als möglich unter den Davits oder den anderen Vorrichtungen zum Herablassen stehen, während die übrigen Boote neben den ersteren so aufzustellen sind, daß sie schnell unter die Davits oder andere Vorrichtungen geschoben werden können.

Die Vorrichtungen zum Herablassen müssen so eingerichtet sein, daß die Boote schnell zu Wasser zu lassen sind.

Es müssen Vorrichtungen vorhanden sein, die ein sicheres und schnelles Loslösen der Boote von den Blöcken ermöglichen. Die unteren Blöcke der Bootstäljen dürfen nicht mit festen Haken versehen sein.

Die zum Herablassen der Boote erforderlichen Täljen müssen stets zum sofortigen Gebrauch fertig in den Davits oder Kranen hängen. Die Läufer müssen so lang sein, daß die Boote auch bei leerem Schiff zu Wasser gelassen werden können. Die Davits, Läufer, Blöcke, Haken usw. müssen genügend stark sein. An den Davits müssen bis zur Wasseroberfläche reichende Manntaue angebracht sein.

2. Schiffe in langer Fahrt, welche keine oder nicht mehr als 12 Fahrgäste an Bord haben, müssen auf jeder Schiffsseite mit so vielen Booten aus Holz oder Metall — unter Davits oder mit Vorrichtungen zum schleunigen Herablassen ausgestattet — versehen sein, daß darin die Besatzung untergebracht werden kann. Der Gesamtbootraum auf beiden Seiten muß für alle an Bord befindlichen Personen ausreichen.

Mindestens eins der Boote muß ein vollständig ausgerüstetes Rettungsboot, ein zweites, an der anderen Seite befindliches, muß wenigstens von der vorstehend unter 3 bezeichneten Art sein.

Segelschiffe der gleichen Art müssen mit einer für die an Bord befindlichen Personen ausreichenden Zahl vollständig ausgerüsteter Rettungsboote und außerdem mit einem gewöhnlichen Boot aus Holz oder Metall versehen sein.

Soweit angängig, sollen die Boote sich unter Davits befinden oder mit Vorrichtungen zum schleunigen Herablassen ausgestattet sein. Sie müssen aber jedenfalls so untergebracht sein, daß sie leicht zu Wasser zu lassen sind.

3. Für Schiffe in der großen Küstenfahrt, welche mehr als 12 Fahrgäste an Bord haben, gilt dasselbe wie unter 1; es braucht aber nur die Hälfte des vorgeschriebenen Bootraumes als Hilfsraum<sup>1)</sup> in Gestalt von anderweitigen Booten usw. vorhanden zu sein.

Segelschiffe müssen mit einem oder mehreren Rettungsbooten oder Booten mit Luftkassen, ausreichend zur Unterbringung aller an Bord befindlichen Personen ausgestattet sein.

Unterbringung wie zu 3.

4. Schiffe in der großen Küstenfahrt, welche keine oder nicht mehr als 12 Fahrgäste an Bord haben, müssen wie die Schiffe unter 2 mit Booten ausgerüstet sein. Mindestens eins der auf jeder Seite befindlichen Boote muß von der vorstehend unter 3 beschriebenen Art sein.

Für Schleppdampfer der großen Küstenfahrt innerhalb der Ostsee, Nordsee und des Kanals genügt ein Rettungsboot, sofern es für die ganze Besatzung hinreichenden Raum bietet.

Segelschiffe müssen im gleichen Falle mit einem oder mehreren, leicht zu Wasser zu lassenden Booten aus Holz oder Metall versehen sein, ausreichend für alle an Bord befindlichen Personen.

5. Schiffe in der kleinen Küsten- und der Wattfahrt müssen mindestens mit für die Besatzung genügendem Bootraum versehen sein.

Ausrüstung der Boote. In jedem Boot müssen an Ausrüstungsgegenständen vorhanden sein: Mindestens ein Riemen für jede Ruderbank, außerdem 2 Reserveriemen, 1 $\frac{1}{2}$  Satz Dollen oder Rudergabeln, je 2 Pflöcke für jedes Wasserablaßloch, 1 Schöpfeimer, Ruder mit Pinne oder Joch mit Leinen, Fangleine, Treibanker, Boothaken, Blechdose für Feuerwerk und Streichhölzer, Wasserbehälter; in den vorgeschriebenen Rettungsbooten außerdem: Mast und Segel, 2 Klappbeile, Bootkompaß, Gefäß mit 5 kg vegetabilischen oder animalischen Öls zur Wellenberuhigung, Ölbeutel zur Verteilung des Öls, Laterne für 8 Stunden Brenndauer, Brotbehälter.

Für die Boote der nur in Hafsen, Buchten und Watten verkehrenden kleinen Fahrzeuge sind nur 2 Bootriemen und 1 Reserveriemen erforderlich.

Abmessungen der Boote. Die Abmessungen der für Handelsschiffe gebräuchlichen Boote ergeben sich aus den Tabellen S. 789 bis 792.

## 2. Aussetzvorrichtungen für Boote.

Das Aussetzen der Boote geschah früher ausschließlich durch gewöhnliche Davits, die aus Rundeisen geschmiedet oder aus Mannesmannstahlrohr hergestellt werden. Gewöhnliche Davits stehen entweder in gußeisernen Ständern (Davitbüchsen) auf Deck, oder sie ruhen in Spur- und Halslagern im Deck oder an der Außenseite der Bordwand; im letzteren Falle ist ein Einfall der Bordwand unbedingt notwendig. Das Ausbringen der Boote kann neben dem üblichen Ausschwenken auch durch handkurbelbetätigten Schneckentrieb erfolgen. Als Hauptnachteil der Bootsaufstellung unter gewöhnlichen Davits gilt die Schwierigkeit, wenn nicht Unmöglichkeit, bei Schlagseite des Schiffes die Boote auf der hochliegenden Seite zu Wasser bringen zu können.

Über die Berechnung der Durchmesser für gewöhnliche Davits nach den Vorschriften des Germ. Lloyd s. S. 777; als Nutzlast  $G$  ist das Gewicht des mit der Höchstzahl an Personen (je 75 kg) besetzten Bootes einschließlich aller Ausrüstung zu rechnen.

Auf hochwertigeren Frachtschiffen und auf allen modernen Fahrgastschiffen werden heute in der Regel mechanisch angetriebene Davits verwandt. Neben den seit vielen Jahren in der Weltausfahrt verbreiteten Welindavits haben sich in den letzten Jahren auch andere Konstruktionen eingeführt. Die frühere Konstruktion der Welin-Quadrantdavits wurde neuerdings durch die Pivotdavits u. a. verdrängt. Die Welin-Pivotdavits arbeiten

[Forts. S. 793.]

<sup>1)</sup> Schiffe, welche in bezug auf die Anzahl, Stärke und Verteilung der Schotten den betreffenden Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft für Passagierdampfer in langer Fahrt sowie in großer Küstenfahrt entsprechen, brauchen nur die Hälfte des vorgeschriebenen Hilfsraumes zu haben.



Rettungsboote 1B aus Holz oder Eisen (äußere und innere Schwimmvorrichtungen).  
 Sonst wie unter 1A.

Boot Nr.	Länge zwischen den Außenflächen der Beplankung bzw. Beplattung an den Steven	Breite an der breitesten Stelle; bei Holzbooten über Beplankung, bei Eisenbooten auf Spanten	Tiefe von Innenkante, Beplankung bzw. Beplattung am Kiel bis Oberkante Schanndeckel auf $\frac{1}{4}$ L	Breite über Scheuerleiste	Personenzahl	Raumgehalt	Völligkeit des Schanndeckels	Luftkasteninhalt für Holzboot	Luftkasteninhalt für Eisenboot mit Holzkiel und Holzdollbord	Luftkasteninhalt für Eisenboot mit Eisenkiel und Eisendollbord	Ungefähres Gewicht ohne Ausrüstung			Gewicht d. Ausrüstung einschl. Segel, Riemen, Hartbrot und Wasser	Gesamtgewicht der Personen	Inhalt der Korkgürtel	Mittlerer Durchmesser der Korkgürtel
											Holzboot	Eisenboot mit Holzkiel und Holzdollbord	Eisenboot mit Eisenkiel und Eisendollbord				
17	4,5	1,60	0,70	1,70	11	3,00	0,78	0,225	0,385	0,460	1	500	570	190	825	0,099	0,120
18	5,0	1,70	0,70	1,80	14	3,57	0,78	0,268	0,450	0,535	1	580	640	210	1050	0,118	0,125
19	5,5	1,85	0,75	1,95	18	4,59	0,78	0,345	0,565	0,655	1	730	790	225	1350	0,152	0,135
20	6,0	1,95	0,80	2,05	22	5,62	0,78	0,422	0,705	0,805	1	880	1000	230	1650	0,186	0,140
21	6,5	2,15	0,85	2,25	28	7,14	0,78	0,536	0,835	0,945	1	1060	1200	260	2100	0,236	0,152
22	7,0	2,25	0,90	2,37	33	8,42	0,78	0,632	0,933	1,100	1	1220	1430	310	2475	0,278	0,160
23	7,5	2,35	0,95	2,47	39	9,95	0,78	0,747	1,150	1,265	2	1350	1560	355	2925	0,329	0,170
24	7,5	2,50	1,00	2,62	44	11,22	0,78	0,842	1,270	1,395	2	1480	1710	390	3300	0,370	0,180

Füllung der Korkgürtel mit Korkstücken (Korkschrot u. dgl. nicht gestattet).  
 Ausführung der Boote in Holz: diagonal oder Klinker; in Eisen: mit glatter oder klinkerartiger Außenhaut.

## Motorrettungsboote 1 A ohne drahtlose Telegraphie.

Der angegebene Raumgehalt entspricht dem Produkt  $L \cdot B \cdot H \cdot 0,6$ .

Der mittlere Sprung muß mindestens 4 vH der Bootslänge betragen.

Die in der Tabelle enthaltenen Personenzahlen gelten nur unter Zugrundelegung der angegebenen Motorgewichte einschließlich Zubehör und Brennstoff. Bei Erhöhung oder Verringerung dieser Gewichte ist für je 75 kg eine Person mehr oder weniger zulässig, vorausgesetzt, daß alle Personen sitzend untergebracht werden können. Die Luftkasteninhalte sind alsdann um je 47 Liter zu erhöhen oder zu vermindern.

Für die Motorboote sind die in nachstehenden Bauvorschriften angegebenen Materialstärken maßgebend, mit Ausnahme des Hinterstevens. Bauart wahlweise mit oder ohne Kielschwein. Im letzteren Falle sind die Maschinenträger vom vorderen bis zum hinteren Querschnitt durchzuführen und an allen Querschotten gut zu befestigen. Ferner ist an jedem Querschott ein gewachsenes Spant anzunordnen (insgesamt 3). Maschinenträger mindestens 250 • 75 mm.

Die Motorboote erhalten feste Scheuerleisten, welche über ganze Bootslänge durchzuführen sind.

Nr. des Motorbootes	25	26	27	28
Länge zwischen den Außenflächen der Beplankung bzw. Beplattung an den Steven	8,0	8,5	9,0	9,5
Breite an der breitesten Stelle, bei Holzbooten über Beplankung, bei Eisenbooten auf Spanten	2,6	2,6	2,7	2,8
Tiefe von Innenkante Beplankung bzw. Beplattung am Kiel bis Oberkante Schanndeckel auf $\frac{1}{2}$ L	1,16	1,16	1,22	1,22
Größte Breite über Scheuerleiste	2,75	2,75	2,85	2,95
Anzahl der Personen	34	39	46	50
Raumgehalt mindestens	m <sup>3</sup> 14,5	m <sup>3</sup> 15,4	m <sup>3</sup> 17,8	m <sup>3</sup> 19,4
Völligkeit des Schanndeckels	0,78	0,78	0,78	0,78
Luftkasteninhalt für Holzboot	m <sup>3</sup> 1,780	m <sup>3</sup> 1,930	m <sup>3</sup> 2,390	m <sup>3</sup> 2,550
Luftkasteninhalt für Eisenboot	m <sup>3</sup> 2,560	m <sup>3</sup> 2,750	m <sup>3</sup> 3,370	m <sup>3</sup> 3,600
Ungefähres Gewicht des Motors mit Wellenleitung und Schraube (einschl. Brennstoff für 24 Stunden)	kg 900	kg 900	kg 1210	kg 1280
Ungefähres Gewicht des Motorbootes als Holzboot	kg 1700	kg 1800	kg 1900	kg 2100
Ungefähres Gewicht des Motorbootes als Eisenboot	kg 1900	kg 2100	kg 2300	kg 2500
Gewicht der Ausrüstung ohne Besegelung	kg 460	kg 480	kg 510	kg 530
Gesamtgewicht der Personen	kg 2550	kg 2925	kg 3450	kg 3750
Motorleistung mindestens	PS 12	PS 12	PS 17	PS 22
Anzahl der Riemen einschl. Steuerriemen	6	6	6	6
Länge der Riemen	4,3	4,6	4,9	4,9

Ausführung der Holzboote: Alle Hauptverbauteile in Eiche, Beplankung Lärche, diagonal oder klinker gebaut, alle Beschläge und Eisenteile verzinkt. Nähere Angaben s. HNA Bo 21, für Eisenboote s. HNA Bo 22.

## Arbeitsboote aus Holz. Nach HNA Bo 18.

Nr. des Bootes	Länge zwischen den Außenflächen der Beplankung an den Steven	Breite an der breitesten Stelle über Beplankung	Tiefe von Innenkante, Beplankung am Kiel bis Oberkante, Schanddeckel auf $\frac{1}{2}$ L	Kubikinhalt	Völligkeit des Schanddeckels	Ungefähres Gewicht des Bootes	Ungefähres Gewicht der Ausrüstung
	m	m	m				
29	4,0	1,50	0,60	2,2	0,78		
30	4,5	1,60	0,65	2,8	0,78		
31	5,0	1,70	0,70	3,6	0,78		
32	5,5	1,80	0,70	4,2	0,78		
33	6,0	1,85	0,75	5,0	0,78		
34	6,5	1,90	0,75	5,6	0,78		

Ausführung: Klinker oder Karvel.

Die Boote erhalten Spiegel mit Wriggloch, Heißbaken an den Steven.

Durch Einbau von Schwimmvorrichtungen und durch Ausrüstung entsprechend den Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft genügen diese Boote der Klasse 3.

## Inventar für Boote. Nach HNA Bo 32.

Wasserrässer mit Plumpe in Rettungsbooten so groß, daß für jede Person 1,1 l Wasser vorhanden. — Im Arbeitsboot ein Wasserfaß vorsehen. Bootsbezug bzw. Bedachung nach Angabe. Die Tabelle enthält das volle Inventar:

Gegenstand	Rettungsboote		Motorrettungsboote	Arbeitsboote aus Holz Nr. 29 bis 35
	1 A Holz oder Eisen Nr. 1 bis 16	1 B Holz oder Eisen Nr. 17 bis 24	1 A Holz oder Eisen Nr. 25 bis 28	
	Stückzahl	Stückzahl	Stückzahl	
Ruder mit Pinne und Sorgleine . . . . .	1	1	1	1
Bootshaken . . . . .	1	1	2	1
Kompaß, Art nach Angabe . . . . .	1	1	1	—
Öltank, Eis. verz., 5,75 l Inhalt (mit Hahn) . .	1	1	1	—
Ölbeutel mit 5 m Leine . . . . .	2	2	2	—
Ölfaß . . . . .	1	1	1	1
Schöpfemer, Eisen verzinkt, mit 3 m Leine .	1	1	1	1
Kappbeil mit Tasche . . . . .	2	2	2	—
Kanne für Lampenöl, 1 l Inhalt . . . . .	1	1	1	—
Feuerwerksdose . . . . .	1	1	1	1
Treibanker mit 2 Leinen, je 30 m . . . . .	1	1	1	1
Fangleine, Umfang 90 mm, Länge nach Angabe	1	1	1	1
Laterne in Dose, 8 Stunden Brenndauer . .	1	1	1	—
Topplaterne mit Stütze . . . . .	—	—	1	—
Seitenlaterne, grün . . . . .	—	—	1	—
Seitenlaterne, rot . . . . .	—	—	1	—
Laternenbretter mit Stützen . . . . .	—	—	2	—
Bootsnebelhorn . . . . .	—	—	1	—
Rettungsring, 8 kg Tragkraft . . . . .	—	—	1	—
Trockenfeuerlöschapparat . . . . .	—	—	1	—
Werkzeug für Motor . . . . .	—	—	1	—
Sandkiste . . . . .	—	—	1	—
Pflöcke für Ablablöcher . . . . .	je 2	je 2	je 2	je 2

## Besegelung und Riemen für Rettungsboote. Nach HNA Bo 33.

Klasse 1 A	Klasse 1 B	Länge des Bootes	Segelabmessung		Anzahl der Riemen, einschl. Steuer- riemen	Länge der Riemen	Länge des Steuer- riemens
			Groß- segel Fläche etwa m <sup>2</sup>	Fock- segel Fläche etwa m <sup>2</sup>			
Boot Nr.	Boot Nr.	m			—	m	m
1	17.	4,50	4,50	—	5	3,60	4,00
2	18	5,00	5,75	—	5	3,60	4,00
3	19	5,50	7,16	—	6	3,60	4,00
4	20	6,00	8,70	—	6	4,00	4,30
5	21	6,50	10,35	—	6	4,00	4,30
6	22	7,00	12,20	—	7	4,00	4,30
7 u. 8	23 u. 24	7,50	14,42	—	7	4,30	4,60
9 u. 11	—	8,00	14,08	2,50	7	4,30	4,60
10 u. 12	—	8,50	15,93	2,50	8	4,30	4,60
13 u. 14	—	9,00	18,52	3,50	8	4,90	4,90
15 u. 16	—	9,50	22,00	3,90	9	4,90	4,90

[Forts. von S. 788.]

nach dem gleichen Prinzip wie die Columbusdavits des schwedischen Erfinders Dingertz. Der Davitarm ist an seinem unteren Ende um einen horizontalen Zapfen (Pivot) drehbar. Der Antrieb erfolgt durch eine in einer Hülse geführte Schraubenspindel, die am Davitarm angreift, während der mit der Hülse verbundene Kurbeltrieb am oberen Ende eines Davitbocks schwingbar gelagert ist. Sowohl beim Welin-Pivotdavit wie beim Columbusdavit neuerer Bauart liegt der Angriffspunkt am Davitarm in der Nähe der Nock des

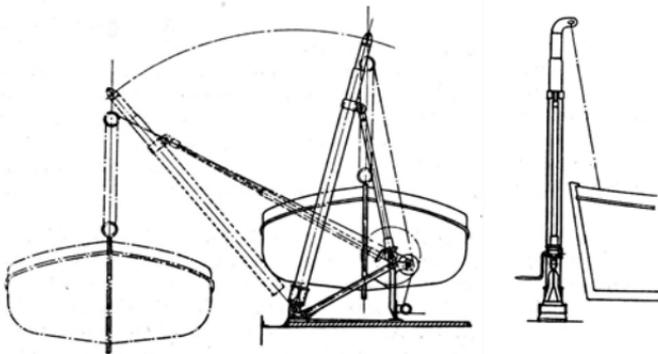


Abb. 599.

Armes, während derselbe beim Columbusdavit älterer Bauart ungefähr in Höhe der Oberkante des Bockes lag. Beide Konstruktionen verwenden hohle Auslegerarme, Welin ein nahtlos gewalztes Rohr, Dingerts-Columbus einen geschweißten kastenförmigen Träger, entweder gerade oder sonst auch leicht am oberen Ende gekrümmt. Diese neuen Davits zeichnen sich durch sehr geringe Gewichte aus; so betragen dieselben beispielsweise für ein 25 Pers.-Boot etwa 550 kg, für ein 40 Pers.-Boot etwa 700 kg und für ein 65 Pers.-Boot etwa 1000 kg, alles per kompletten Davitsatz berechnet. — Die Davits können für jede beliebige Ausladung gebaut werden, so daß sie auch bei großer Schlagseite die Boote frei von der Bordwand zu Wasser bringen. Abb. 599 zeigt einen modernen Welin-Pivotdavit; die „Columbus“-Konstruktion ist — wie vorstehend beschrieben — nahezu identisch.

Das Zuwasserlassen der Boote erfolgt im allgemeinen vermittelt Hanftaljen von Hand, wobei die holende Part über eine Belegklampe oder einen Kreuzpoller geführt wird. Zum Heben der Boote werden entweder die Spilköpfe einer Ladewinde benutzt oder es werden bei Schiffen mit einer größeren Zahl von Booten 1 bis 2 besondere Bootswinden vorgesehen, die bei kohlegefeuerten Schiffen dann meistens auch für das Kohlen Verwendung finden. Das Zuwasserlassen, in erster Linie der großen vollbesetzten Boote von Hand, erfordert viel Aufmerksamkeit und zahlreiches Personal, das Hanftauwerk

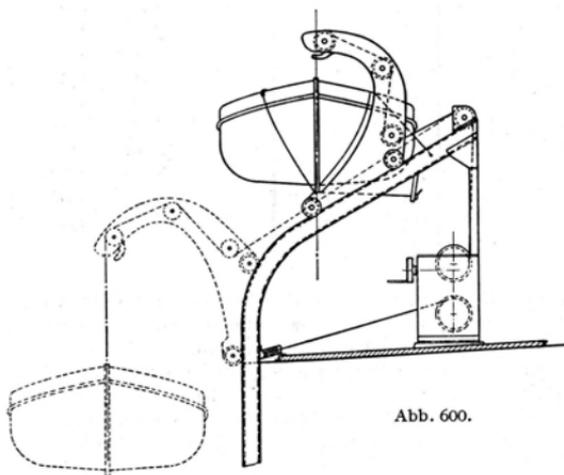


Abb. 600.

große Wartung. Das Fieren erfolgt verhältnismäßig langsam und oft sehr ungleichmäßig, das Boot kann bei schlingerndem Schiff leicht an der Bordwand zerschellen. Zur Vermeidung dieser Übelstände ist es besser, für die Taljen Drahtseile zu verwenden und diese auf eine Winde mit Doppeltrommel zu führen, auf der sie ständig liegen, so daß die Gleichzeitigkeit des Fierens beider Bootsenden zwangsläufig erfolgt. Bedient werden diese Winden durch Anlüftung eines Bremshebels von einem Mann. Das Fieren erfolgt so rasch, daß das Boot in einer Schlingerperiode zu Wasser gebracht und somit ein Zerschlagen an der Außenkant vermieden werden kann. Das Hochholen kleinerer Boote mittels dieser Windenart erfolgt durch Handkurbeln. Winden für größere Boote erhalten für das Heißen einen Elektromotor, der jedoch nur so kräftig ist, daß er das unbesetzte Boot heben kann. Oft wird, um die Anlage zu verbilligen, ein Motor für zwei benachbarte Winden vorgesehen, der nach Bedarf mit einer dieser beiden Winden gekuppelt werden kann.

Als eine neuerdings in Aufnahme gekommene Davitart seien noch die Schwerkraft- (Gravity-) Davits (Abb. 600) genannt, welche vermöge ihres eigenen Gewichts und des daran hängenden Bootes von selbst ausschwingen. Unter ihnen hat sich, namentlich auf großen Fahrgastschiffen, der Welin-Maclachlansche Gravitydavit gut bewährt. Auf einer aus zwei C-Eisen bestehenden, nach außenbord um etwa 30° geneigten, im äußeren Teil durch eine Wölbung in die Senkrechte übergehende Gleitbahn rollt ein als Davit ausgebildeter Wagen, der durch ein Seil geführt wird. Dasselbe Seil fiert das Boot, nachdem der Davit in der äußeren Endlage angelangt ist, zu Wasser. Das Seil wird im Prinzip in derselben Weise, wie oben beschrieben, durch die Winde betätigt.

Das Aufholen der Boote geschieht auf größeren Schiffen durch die auch zur Kohlenübernahme benutzten Dampfwinden (Abb. 580).

## B. Kriegsschiffe.

### 1. Boote.

Zahl und Größe der Boote. Rettung der gesamten Besatzung durch Boote kommt nicht in Betracht, daher Zahl der Boote nicht abhängig von Besatzungszahl. Zur Rettung einzelner Menschen Rettungsboote in beschränkter

Zahl (1 bis 2 Kutter), im übrigen Arbeitsboote für Verkehr im Hafen und auf hoher See, für Übungszwecke, Scheibendienst usw. Zur Verwendung kommen: Dampf-, Motor- und Ruderboote. — Deutsche Kriegsschiffe erhalten etwa nachfolgende Arten und Anzahl von Booten:

Großkampfschiffe (28000 t) und Panzerkreuzer (31000 t): 2 Motorboote A, 1 Dampfbeiboot I, 2 Barkassen 0 mit einem Hilfsmotor, 2 Kutter 0 mit Schwert, 2 Jollen I, 1 Motorboot III.

Geschützte Kreuzer (5600 t): 1 Dampfbeiboot II, 1 Pinasse II, 2 Kutter II, 1 Motorboot III, 2 Jollen I.

Torpedoboote (2000 t): 1 Motorboot III, 1 Kutter III, 1 Dingi.

Torpedoboote (1000 t): 1 Kutter III, 1 Dingi.

Schiffe, die einen Stab an Bord haben, erhalten 1 bis 2 Motorboote mehr.

## Boote für Kriegsschiffe.

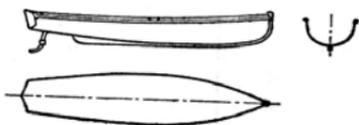


Abb. 601.

**Motorboot Kl. A.**

$L = 15,2$  m;  $B = 2,82$  m;  $H = 1,55$  m.

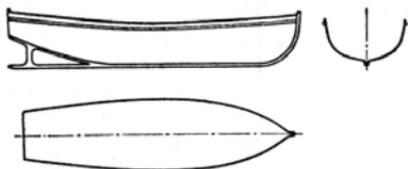


Abb. 602.

**Dampfbeiboot I. Kl.**

$L = 10,0$  m;  $B = 2,68$  m;  $H = 1,27$  m.

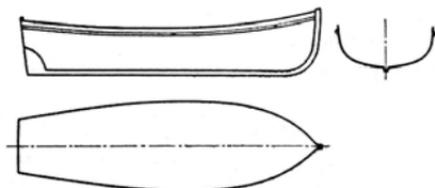


Abb. 603.

**Barkasse I. Kl.****Pinasse I. Kl.**

$L = 13,0$  m;  $L = 10,0$  m;  
 $B = 3,4$  „;  $B = 2,8$  „  
 $H = 1,19$  „;  $H = 1,05$  „

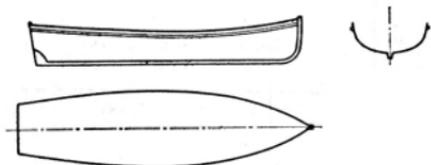


Abb. 604.

**Kutter I. Kl.**

$L = 9,0$  m;  $B = 2,25$  m;  $H = 0,87$  m.



Abb. 605.

**Jolle I. Kl.**

$L = 6,0$  m;  
 $B = 1,9$  „  
 $H = 0,77$  „



Abb. 606.

**Dingi.**

$L = 3,6$  m;  
 $B = 1,3$  „  
 $H = 0,55$  „

## Maße und Gewichte der Boote für Kriegsschiffe.

## 1. Motorboote.

Bezeichnung	Motorboot		
	Klasse A	Klasse C	Klasse III
1. Boot.			
Länge über Steven . . . . . m	15,20	13,00	7,60
Größte Breite auf Planken . . . . . m	2,82	2,64	1,85
Seitenhöhe von Oberkante Dollbord bis Außenkante Sponung . . . . . m	1,55	1,28	0,895
2. Gewichte.			
Bootskörper . . . . . kg	—	—	825
Boots- und Zimmermanns-Inventar . . . . . kg	510	390	(314,5)
Davon ständig im Boot mitgeführt . . . . . kg	450	350	270
Motoranlage, einschl. Tanks, Schraube und Wellenleitung . . . . . kg	—	—	530
Motor-Inventar, soweit im Boot mitgeführt . . . . . kg	—	—	90
Brennstoff . . . . . kg	—	—	35
Besatzung . . . . . kg	—	—	150
Gesamtgewicht kg	—	—	1900
Für Wasseraufnahme . . . . . kg	—	—	220
Heißgewicht höchstens kg	12000	7500	2120

## 2. Dampfboote.

Bezeichnung	Dampfboot				
	A Wasserrohrkessel	A Lokomotivkessel	I	II	III
1. Boot.					
Länge über Steven . . . . . m	16,00	16,00	10,00	9,00	8,00
Größte Breite auf Planken . . . . . m	3,12	3,12	2,68	2,48	2,24
Seitenhöhe . . . . . m	1,40	1,40	1,27	1,20	1,07
Tiefgang vorne . . . . . m	0,90	0,89	0,79	0,79	0,7
„ hinten . . . . . m	1,15	1,10	1,08	1,04	0,93
2. Gewichte.					
Leerer Bootskörper . . . . . kg	6000	5530	2200	1750	1550
Maschinen- und Kesselanlage . . . . . kg	7600	6013	3960	3030	2390
Inventar (Höchstgewicht) . . . . . kg	887	1015	1162	1019	808
Bewaffnung . . . . . kg	157	157	M.-K. 451,054 kg		175
Kohlenvorrat . . . . . kg	2000	3000	600	430	300
Besatzung (1 Mann zu 70 kg) . . . . . kg	490	490	420	350	350
Gesamtgewicht kg	17134	16205	8499	6736	5573

## 3. Ruderboote.

Benennung der Boote	Maße			Gewichte		
	<i>L</i> m	<i>B</i> m	<i>H</i> m	Boots- körper kg	Aus- rüstung kg	Gesamt- kg
Barkasse 0 . . . . .	14,0	3,60	1,19	3560	1100	4660
„ I. Kl. . . . .	13,0	3,40	1,19	3320	1060	4380
„ II. „ . . . . .	12,0	3,15	1,12	2550	1000	3550
„ III. „ . . . . .	11,0	2,90	1,07	1950	950	2900
„ IV. „ . . . . .	10,0	2,80	1,06	2125	860	2983
Pinnasse 0 . . . . .	11,0	2,95	1,07	2480	720	3200
„ I. Kl. . . . .	10,0	2,80	1,05	1800	700	2500
„ II. „ . . . . .	9,5	2,65	1,02	1580	650	2230
Kutter 0 mit Schwert . . . . .	10,0	2,50	0,92	1374	600	1974
„ I. Kl. . . . .	9,0	2,25	0,87	1200	580	1780
„ II. „ . . . . .	8,5	2,10	0,82	1080	540	1620
„ III. „ . . . . .	8,0	2,10	0,82	890	510	1400
„ IV. „ . . . . .	7,5	2,00	0,77	870	480	1350
Jolle I. Kl. . . . .	6,0	1,90	0,77	550	270	820
„ I. „ verstärkte . . . . .	6,0	1,90	0,77	650	270	920
„ II. „ . . . . .	5,5	1,80	0,72	510	220	730
Dingi . . . . .	3,6	1,30	0,55	135	40	175

*L* = Länge über Steven; *B* = größte Breite auf Planken; *H* = Höhe von Oberkante Dollbord bis Außenkante Sponton am Kiel.

Unterbringung der Boote. Die Boote müssen gegen Seeschlag und gegen den Gasdruck der eigenen Geschütze geschützt aufgestellt werden und dürfen den Bestreichungswinkel der Geschütze, die Aussicht vom Kommandoturm und von Deck aus nicht beeinträchtigen. Ein großer Teil des Oberdecks muß für das Antreten der gesamten Mannschaft frei gehalten werden. Vielfach werden mehrere Aufstellungsmöglichkeiten erforderlich, je nachdem das Schiff sich im Hafen, auf See oder im Gefecht befindet. Lagerung der Boote auf Barrings oder unmittelbar in Klampen auf Deck. Die Rettungsboote müssen stets seeklar sein.

2. Aussetzvorrichtungen für Boote<sup>1)</sup>.

Zum Aussetzen der Boote werden Davits (gewöhnliche Davits, Klappdavits und Drehdavits) und Ladebäume, bisweilen auch Krane verwandt. Die Ausladung ist so zu wählen, daß bei einer Schlagseite des Schiffes von 10° das breiteste Boot beim Aussetzen auf der austauchenden Seite noch etwa 100 mm von der Oberkante Bordwand freikommt. Bei den mit Ladebäumen zu heißenden Booten ist als Mindestmaß für die Freilage der breitesten Boote bei aufrechtem Schiff ein Abstand von 1 m, bei den in Davits zu heißenden Booten ein Abstand von etwa 0,5 m von der Bordwand in der Wasserlinie einzuhalten, falls die vorher angegebene Bestimmung oder örtliche Verhältnisse (Ausbauten, Anbauten usw.) kein größeres Maß bedingen.

Für die Berechnung ist als Besatzung anzunehmen:

Rettungsboote . . . . .	ganze Besatzung
Dampfboote . . . . .	7 Mann
Motor- und Ruderboote ausschließlich Motorjollen . . . . .	5 „
Motorjollen . . . . .	2 „

Das Durchschnittsgewicht eines Mannes ist 70 kg.

<sup>1)</sup> Siehe Achenbach: Schiffhilfsmaschinen II, S. 105f.

Von der Nutzlast sind bei Booten, die in Davits hängen, für jeden Davit  $\frac{5}{8}$  des Betrages der Berechnung zugrunde zu legen. Materialbeanspruchung für Schiffbaustahl 8 kg/mm<sup>2</sup>. Die Rechnung ist bei 10° Schlagseite des Schiffes

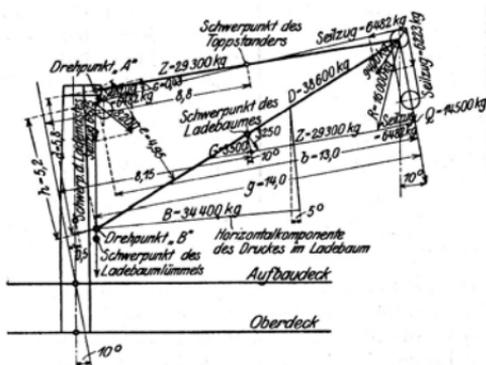
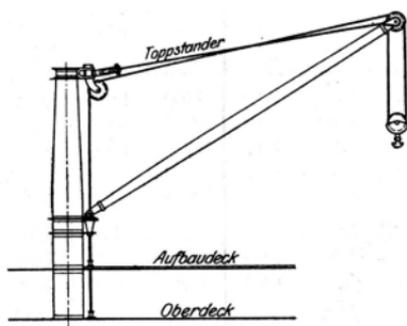


Abb. 607.

die Berechnung der Bootswinde. Bei einem Heißbrep von 10 cm Stahltau mit einer Bruchlast von 34425 kg wird eine 5fache Sicherheit erzielt.

Die äußere Kraft  $Q$ , welche den Druck  $D$  im Ladebaum und den Zug  $Z$  im Topfstander bewirkt, setzt sich zusammen aus der Nutzlast, dem Gewicht des Heißblocks, dem halben Gewicht des Ladebaumes, dem Gewicht des Topfstanders, Heißstropfen, 3 Geeren und einem zusätzlichen Gewicht für das Festsetzen der Geeren, insgesamt  $\approx 14\,500$  kg.

Die Ermittlung der Kräfte auf graphischem Wege ergibt:

Druck im Ladebaum = 38600 kg.

Zug im Topfstander = 29300 kg.

Die rechnerische Lösung liefert folgende Werte:

Momentengleichung in bezug auf den Drehpunkt „A“

$$Q \cdot b + S \cdot c - D \cdot e = 0,$$

$$D = \frac{14\,500 \cdot 13,0 + 6482 \cdot 0,43}{4,95} = \approx 38644 \text{ kg,}$$

$$D = \approx 38640 \text{ kg.}$$

Momentengleichung in bezug auf den Drehpunkt „B“:

$$Z \cdot d - Q \cdot g + S \cdot h = 0,$$

$$Z = \frac{14\,500 \cdot 14,0 - 6482 \cdot 5,2}{5,8} = 29180 \text{ kg,}$$

$$Z = \approx 29\,200 \text{ kg.}$$

**Rechnungsbeispiel:** Bootsaussetzungs- und Aussetzvorrichtung für 11 t Nutzlast.

Die Aussetzvorrichtung soll aus einem freistehenden Mast mit Ladebaum bestehen (s. Abb. 607), beide Teile aus Schiffbaustahl geschweißt hergestellt.

Zunächst ist der Zug im Heißbrep festzustellen, das über eine lose und 3 feste Rollen geführt ist. Die angreifende Last, welche den Zug im Heißbrep hervorruft, setzt sich zusammen aus der Nutzlast, dem Gewicht des Heißblocks, der Hahnepoten und des ausgelegten Seiles, insgesamt = etwa 11 700 kg.

Unter Berücksichtigung der Seil- und Zapfenreibung in der losen Rolle ergibt sich ein Seilzug von 6223 kg. Für die feste Rolle im Batteriedeck beträgt der Seilzug 6900 kg bei Annahme von  $\eta = 0,94, 0,96$  und  $0,98$  für die einzelnen Rollen. Der Wert 6900 kg für den Seilzug ist maßgebend für

Gewählt sind 2 Toppstanter aus Stahldraht von je 17 cm Umfang und einer Bruchlast = 89271 kg, da für den Fall des Betriebes mit Handheißtadel die Zugkraft im Toppstanter =  $\infty$  18150 kg beträgt, die Sicherheit somit  $\infty$  5fach ist.

Der Ladebaum wird auf Knickung, Druck und Durchbiegung beansprucht.

1. Berechnung auf Knickung; Sicherheit 8fach.

$$D = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2 \cdot n},$$

$$J = \frac{D \cdot l^2 \cdot n}{\pi^2 \cdot E} = \frac{38600 \cdot 1500 \cdot 1500 \cdot 8}{10 \cdot 2000000} = 34740 \text{ cm}^4.$$

Bei einer Wanddicke von  $s = 1$  cm wird der mittlere Durchmesser

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot J}{\pi \cdot s}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 34740}{3,14 \cdot 1}} = \infty 44,6 \text{ cm}.$$

Da die Enden des Ladebaumes verjüngt sind, dürfen sie nur mit  $\frac{3}{4}$  der ermittelten Knickkraft belastet werden; daher die tatsächliche Sicherheit

$$n = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{\frac{4}{3} D \cdot l^2} = \frac{10 \cdot 2000000 \cdot 34650}{\frac{4}{3} \cdot 38600 \cdot 1500 \cdot 1500} = 6 \text{ fach}.$$

2. Berechnung auf Druck und Durchbiegung in normaler belasteter Stellung. Das Eigengewicht des Baumes wirkt annähernd als gleichmäßig verteilte Last im Schwerpunkt.

Für diesen Fall gilt die Formel

$$M_{\max} = \frac{C}{l \cdot \omega^2} \left( \frac{1}{\cos \omega \cdot l} - 1 \right); \quad \omega = \sqrt{\frac{D}{E \cdot J}};$$

$$\cos \omega \cdot l = 1 - \frac{D \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot J}.$$

$C =$  Komponente von  $G$  (= Ladebaumgewicht) = 3250 kg,  
 $l = 750$  cm

$$\text{und } J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{3,14}{64} (46^4 - 44^4) = \infty 35785 \text{ cm}^4.$$

Aus diesen Werten errechnet sich

$$M_{\max} = \infty 735865 \text{ cmkg}$$

und das erforderliche Widerstandsmoment zu

$$W = \frac{J}{e} = \infty 1560 \text{ cm}^3.$$

Gesamtspannung:

$$\frac{M_{\max}}{W} + \frac{D}{F} = 472 + 275 = \infty 750 \text{ kg/cm}^2.$$

3. Die Druckspannung an den Enden des Ladebaumes, die um  $\frac{2}{3}$  des Außendurchmessers verjüngt sind, wird  $\infty$  580 kg/cm<sup>2</sup>.

#### Lademast.

Die Berechnung des Lademastes ist auf Biegung, Drehung und Druck durchzuführen.

Bei Untersuchung, in welcher Stellung des Ladebaumes die Beanspruchung des Lademastes am ungünstigsten wird, ergibt sich, daß bei querschiffs ge-

richtetem Ladebaum und bei einer Neigung des Schiffes unter 10° querab die Biegemomente am größten sind.

1. Ladebaum querschiffs stehend, Neigung des Schiffes 10° querab. Der Mast wird auf Druck und Biegung beansprucht.



Abb. 608.

Die Belastung findet man aus der Summe der Gewichte für Nutzlast, Lademast mit Konsolen, Ladebaum und sämtlichen Beschlägen insgesamt zu  $\approx 31000$  kg. Es wird dann

$$M_{\max} = \approx 23\,303\,100 \text{ cmkg},$$

und das hierfür erforderliche Widerstandsmoment bei  $k_b = 800$ ,

$$W = 29230 \text{ cm}^3.$$

2. Ladebaum längsschiffs gerichtet, Neigung des Schiffes:
  - längsschiffs = 5°,
  - querschiffs = 10°.

Beanspruchung des Mastes auf Biegung, Drehung und Druck.

$M_1$  = Moment für 5° Neigung des Schiffes längsschiffs,

$M_2$  = Moment für 10° „ „ „ querschiffs.

Es wird

$$M_1 = 19\,120\,000 \text{ cmkg},$$

$$M_2 = 5\,763\,000 \text{ cmkg}.$$

$$M_b = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = 19\,944\,600 \text{ cmkg}$$

und das Drehmoment

$$M_d = 3\,096\,000 \text{ cmkg},$$

daraus

$$M_i = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = \approx 20\,109\,355 \text{ cmkg}.$$

Das hierfür erforderliche Widerstandsmoment wird

$$W = 25\,137 \text{ cm}^3.$$

Dies bedingt einen Lademast bei einem angenommenen äußeren Durchmesser von 1100 mm mit einer Wanddicke von 25 mm und einer Absteifung durch Winkel  $150 \times 16$ , deren Anordnung aus obiger Abb. 608 ersichtlich ist.

Unter Berücksichtigung der Nietung ergibt der Querschnitt ein Widerstandsmoment

$$W = \approx 30\,670 \text{ cm}^3.$$

Es ist also vorhanden ein . . . . .  $W = 30\,670 \text{ cm}^3$

und erforderlich ein größtes . . . . .  $W = 29\,230 \text{ cm}^3$

somit verbleibt ein Überschuß von . . . . .  $1\,440 \text{ cm}^3$ .

## V. Ruder und Steuervorrichtungen.

### A. Handelsschiffe.

#### I. Ruder.

Ruderformen s. Abb. 183 bis 185 S. 243. Das Ruder wird bei kleinen Fahrzeugen bisweilen noch aus einem auf beiden Seiten beplatteten schmiedeeisernen Rahmen, bei den meisten Schiffen aus einer Platte mit auf den geschmiedeten Ruderpfosten aufgezogenen schmiedeeisernen Armen hergestellt. In neuerer Zeit kommen die nach Art der Kriegsschiffsruder aus zwei Platten gebauten Verdrängungs(Displacements-)Ruder oder auch gegossene Stahlruder vor; s. a. S. 251 Oertz- und Flettneruder. Die Ruder jeglicher Form und Größe sind möglichst so einzurichten, daß sie auf dem Wasser aus- und eingehängt werden können.

Der Ruderschaft, als oberer Ruderteil, wird meist aus Schmiedestahl, seltener aus Stahlformguß hergestellt; er kann mit dem Ruderpfosten durch eine wagrecht oder senkrecht angeordnete Kupplung verbunden werden. Der Ruderschaft ist an seinem oberen Ende zur Aufnahme des Rudergeschirrs (Pinne oder Quadrant), und an seinen meist verstärkten Lagerstellen in den Decklagern und Stopfbüchsen abzdrehen.

### Vorschriften des Germanischen Lloyd.

Der Durchmesser des Ruderschaftes für Segelschiffe ist in einer Tabelle in den Vorschriften angegeben. Der Durchmesser des Ruderschaftes für Dampf- und Motorschiffe ist nach folgender Formel zu berechnen:

$$D = 0,46 \sqrt[3]{F \cdot r \cdot \mathfrak{B}^2}$$

Für Schleppkähne und Leichter ist folgende Formel maßgebend:

$$D = \sqrt[3]{2 \cdot F \cdot r}$$

wobei  $D$  der Durchmesser des Ruderschaftes in cm,

$F$  die ganze Fläche des Ruders (auch die über Wasser befindliche Fläche) bis zur Drehachse in m<sup>2</sup>,

$r$  der Abstand des Schwerpunktes<sup>1)</sup> dieser Fläche von der Drehachse in cm und

$\mathfrak{B}$  die Schiffsgeschwindigkeit in Knoten ist.

Der berechnete Durchmesser des Ruderschaftes ist mit dem in den Tabellen angegebenen zu vergleichen; der größere Wert von beiden ist für die Ausführung maßgebend.

Die Abmessungen des Ruderpfostens, der Ruderarme, der Fingerlinge richten sich bei den meistgebräuchlichen Rudern mit einer Platte nach dem Ruderschaftsdurchmesser und sind einer Tabelle in den Vorschriften des Germ. Lloyd zu entnehmen; ebenso Einzelheiten über den Ruderpfosten, die Ruderarme und Kupplungen des Ruderschaftes. Über die Ausführung der Ruderfingerlinge geben die Blätter *HNA Ru 1–8* Einzelheiten.

## 2. Steuervorrichtungen.

### Vorschriften des Germanischen Lloyd.

Jedes Schiff, das nicht zwei vollkommen unabhängige Steuervorrichtungen besitzt, muß mit einer Reserve-Ruderpinne und mit genügenden Reserveteilen für die Steuervorrichtung ausgerüstet sein.

Für Dampfsteuervorrichtungen sollte ein etwas kleinerer Ausschlagwinkel für das Ruder gewählt werden, als die Knaggen für die Begrenzung des Ruderausschlages gestatten. Es empfiehlt sich, das Ruder mit einer Bremsvorrichtung zu versehen.

Die Abmessungen der Ruderpinne sind, wenn der Durchmesser des Ruderschaftes  $D$  ist, mindestens wie folgt zu wählen:

Durchmesser der Nabe =	1,9 $D$ ,
Höhe der Nabe =	0,9 $D$ ,
Querschnitt der Pinne	{ an der Nabe = 1,5 $D$ · 0,5 $D$ ,
	{ am Ende = 0,9 $D$ · 0,38 $D$ .

Die Nabe eines Quadranten muß mindestens dieselben Abmessungen erhalten wie die Nabe der Pinne. Die Arme des Quadranten folgenden Abmessungen:

bei 2 Armen:	1,10 $D$ · 0,45 $D$	an der Nabe	und	0,8 $D$ · 0,33 $D$	am Ende
„ 3 „	1,00 $D$ · 0,40 $D$	„ „	„	0,7 $D$ · 0,30 $D$	„ „
„ 4 „	0,95 $D$ · 0,35 $D$	„ „	„	0,6 $D$ · 0,26 $D$	„ „

Jede andere Querschnittsform muß dasselbe Widerstandsmoment haben wie die vorgeschriebene Rechtecke.

Zur Befestigung der Pinne oder des Quadranten genügt bei kleinem Ruderschaft ein Keil; bei einem Ruderschaftsdurchmesser von 250 mm und darüber empfiehlt es sich, zwei Keile möglichst da, wo die Arme des Quadranten ansetzen, anzubringen.

Die Länge der Pinne oder der Halbmesser des Quadranten für Ruderschaftsdurchmesser bis zu 400 mm des vollen Querschnitts können einer Tabelle in den Vorschriften des Germ. Lloyd und zwar für 2 verschiedene Längen entnommen werden. Diese Längen hängen von den Lukenbreiten des Schiffes ab.

Der Durchmesser  $d$  der Steuerkette kann für 2 verschiedene Längen der Pinne oder Halbmesser des Quadranten aus der vorgenannten Tafel oder nach folgender Formel berechnet werden:

$$d = 3,8 \sqrt{\frac{D^3}{R}} \text{ in mm;}$$

worin  $D$  = Durchmesser des Ruderschaftes in cm,

$R$  = Halbmesser des Quadranten oder Länge der Pinne bis Mitte der Kette in cm.

<sup>1)</sup> In den Formeln für den Ruderdruck (S. 245) mit „ $x$ “ bezeichnet.

Zugstangen in der Steuerleitung sind 1,25mal Kettendurchmesser zu nehmen; Einzelheiten über Steuerleitungsteile siehe *HNA*-Blätter *Ru* 11–19.

Der Durchmesser der Blockscheiben bis zur Mitte der Steuerkette sollte, wo angängig 16-, muß aber mindestens 12mal Durchmesser der Kette betragen. Der Scheibenbolzen erhält einen Durchmesser von mindestens 2mal Durchmesser der Kette.

### Gebrauchliche Abmessungen von Bufferfedern in der Steuerleitung:

Steuerketten-Durchmesser . mm	13	14,5	16	19	23	25	26	27	28	29	31	33	35	36	37	38
Bufferfeder-Durchmesser . . mm	120	120	130	130	140	140	150	160	170	180	185	190	195	200	210	220
Bufferfeder-Stahlstärke . . mm	16	17,5	19	22	25	27	29	30	32	33	34	36	38	40	42	44

### 3. Steuermaschinen.

Die Hilfsmaschinen zur Bewegung des Ruders sind einzuteilen in solche für

1. Handbetrieb,
2. Kraftbetrieb;

letztere wieder nach den Betriebsmitteln in:

1. dampfbetriebene,
2. elektrisch betriebene,
3. elektrisch-hydraulisch betriebene.

Der Handbetrieb erfolgt bei kleinen und kleinsten Fahrzeugen durch Steuerrad ohne oder mit Stirnradvorgelege; auch wohl mittels Kettenübertragung auf eine Steuerreeptrummel oder eine Steuerkettenscheibe, von denen

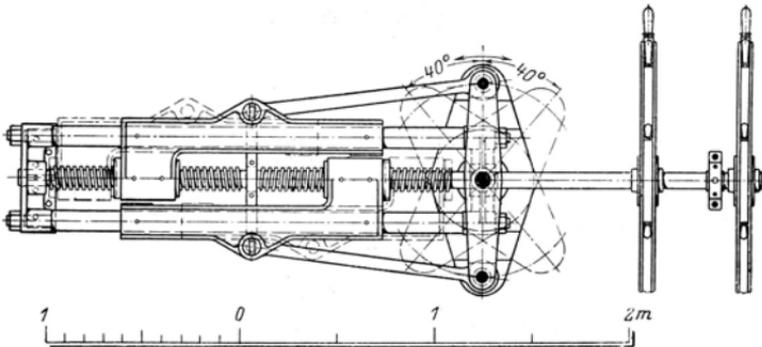


Abb. 609.

aus das Steuerreep (Stahltau) oder die Steuerketten die Kraft vom Steuerstand der Ruderpinne oder dem Quadranten übermitteln. Bei großen Fahrzeugen, insbesondere Segelschiffen, die auf Handbetrieb angewiesen sind, kommt die in Abb. 609 gezeigte Schraubenspindel-Steuervorrichtung, die unmittelbar auf ein auf dem Ruderschaft angeordnetes Querhaupt wirkt, in Betracht. Die Steueräder sind hierbei auf der verlängerten Spindel angebracht. Auf großen Segelschiffen ist neben dieser, als Reserve-Steuergerät gebrauchten Vorrichtung, die Handsteuervorrichtung mit Stirnradvorgelege, Fußbremse und Steuerreep(-kette) vom Steuerstand auf der Brücke nach den Blöcken am Gleitklotz der Ruderpinne in Anwendung. Auch auf Dampfschiffen ist der Schraubenspindelapparat als Reservesteuergerät im Gebrauch.

Abb. 610 gibt eine Steuermaschine mit Hand- und Dampftrieb für kleinere Dampfschiffe wieder. Je nachdem mit der Hand oder mit Dampf gesteuert werden soll, wird eine Klauenkupplung auf der Achse des großen Steuerrades aus- oder eingerückt. Das kleine Handsteyerrad steht in Verbindung mit dem sog. Axiometergetriebe, das durch Kegelräder einen Steuerschieber der Dampfmaschine bewegt; dieser steuert den Dampfleinlaß zu den Schieberkasten der

Maschine so, daß diese die Hauptsteuerwelle je nach dem Ausschlag des kleinen Steuerrades ein Stück nach der einen oder anderen Seite dreht. In Abb. 611 ist eine bei größeren Schiffen sehr gebräuchliche Steueranlage dargestellt. Wie bei der voraufgehenden Anlage arbeitet die Dampfmaschine auch hierbei mittels Schneckenradübertragung auf die Hauptsteuerwelle. Die Hauptsteuerwelle trägt bei kleineren Anlagen dieser Art nur eine Trommel für die Steuerkette (Steuerwelle längsschiffs angeordnet), bei größeren zwei Trommeln (Steuerwelle querschiffs liegend, s. Abb. 611).

Bei hochwertigen, großen Fahrgastschiffen werden je nach der Größe der beim Ruderlegen zu überwindenden Kräfte und nach dem zur Unterbringung der Steueranlage verfügbaren Raum Sonderbauarten von Dampfsteuermaschinen und

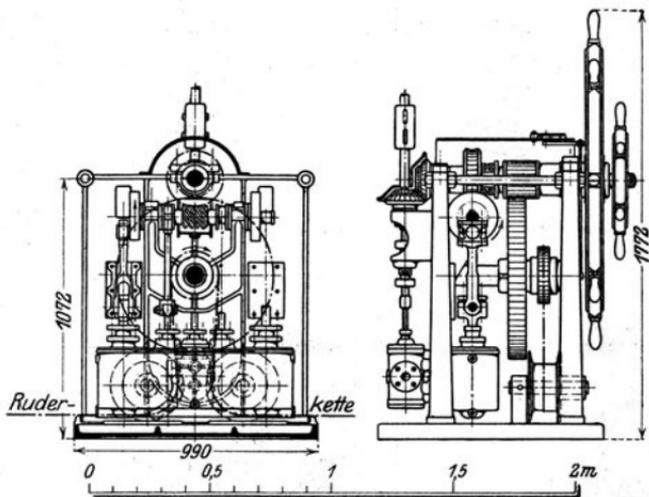


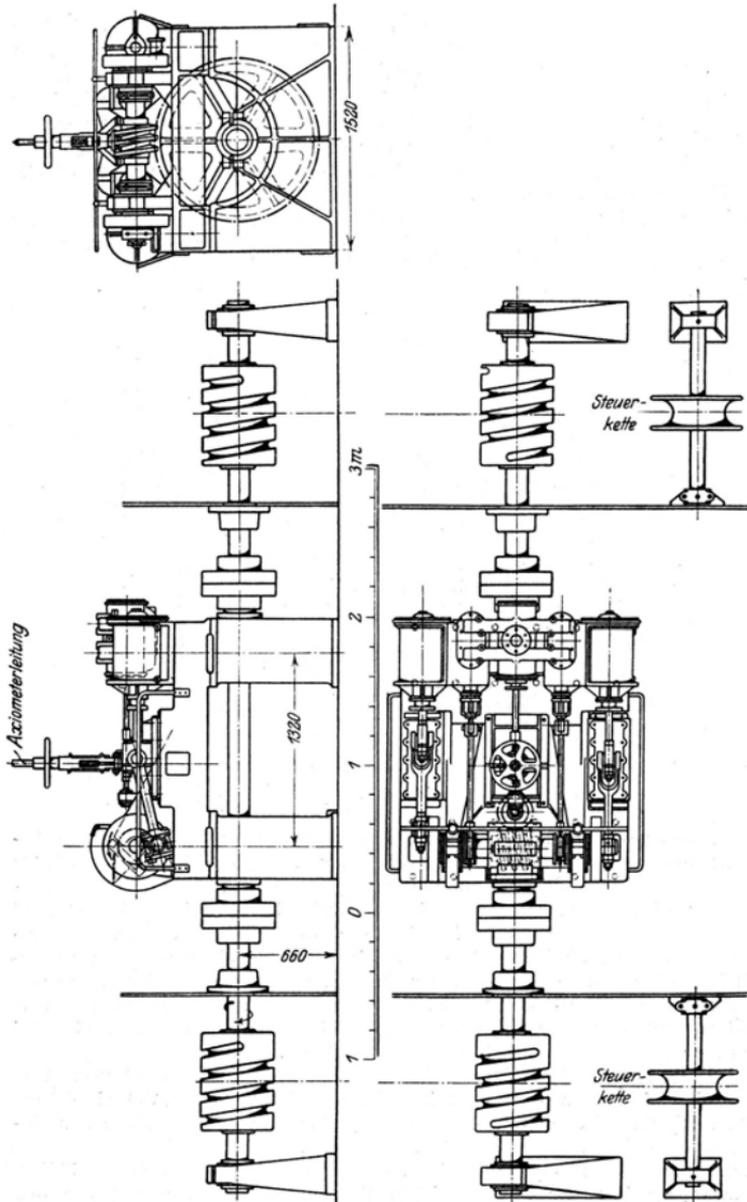
Abb. 610.

-anordnungen notwendig. Bisweilen noch angewandt wird die Brownsche Anordnung mit auf der Ruderpinne gelagerter Dampfmaschine, die mittels Schnecken- und Stirnradübertragung auf einem auf Deck gelagerten festen Zahnkranz oder bei anderer Ausführung mittels Kegelradübertragung und Kettenrad auf eine Gallsche Kette arbeitet. Bei ganz großen Anlagen wirken Zwillingsdampfmaschinen durch Schnecken- und Stirnräder auf einen auf dem Ruderschaft lose sitzenden Quadranten, der durch Bufferfedern zur Aufnahme von Stößen mit der fest angeordneten Pinne verbunden ist. Reserve-Dampfsteuermaschinen (Hilfssteueranlagen) oder Anlagen mit 2 Antriebsmaschinen sind bei den großen schnellen Fahrgastschiffen stets üblich.

Bei Dampfsteueranlagen, die auf Motorschiffen mit Hilfskessel verwendet werden, sind die Rudermaschinen mit Erfolg so gebaut worden, daß sie bei gelöschtem Hilfskessel auch mit Druckluft aus den Druckluftbehältern der Motorenanlage betrieben werden können.

Auf Motorschiffen sind elektrisch betriebene Steuermaschinen üblich, und zwar arbeitet der Motor mittels Schnecken- und Stirnrad auf den Zahnkranz eines auf dem Ruderschaft lose sitzenden Quadranten, von welchem durch Bufferfedern die Kraft elastisch auf die feste Ruderpinne übertragen wird.

Ebenfalls für Motorschiffe kommt der elektrisch-hydraulische Steuerapparat (System Hele-Shaw-Martineau) in Betracht. Bei dieser Anlage erzeugt eine elektrisch angetriebene Mehrkolbenpumpe Druckwasser, das durch



Steuerungsventile einem oder zwei Paaren von hydraulischen Zylindern zugeführt wird, wobei die eine oder andere Seite der Anlage auf die Ruderpinne arbeitet <sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Solche werden gebaut von den Atlas-Werken A.-G. Bremen.

#### 4. Übertragung der Steuerbewegung.

Bei den kraftbetriebenen Steuermaschinen, die im allgemeinen nicht in unmittelbarer Nähe des Steuerers aufgestellt werden können, ist eine geeignete Bewegungsübertragung vom Hauptsteuerstand zur Steuermaschine notwendig. Als solche Anlagen sind im Gebrauch:

1. mechanische durch Aximeterleitung,
2. hydraulische durch Telemotor,
3. elektrische.

Die mechanische Übertragung durch Aximetergestänge ist dort üblich, wo die Rudermaschine nicht in allzu großer Entfernung vom Steuerstand Auf-

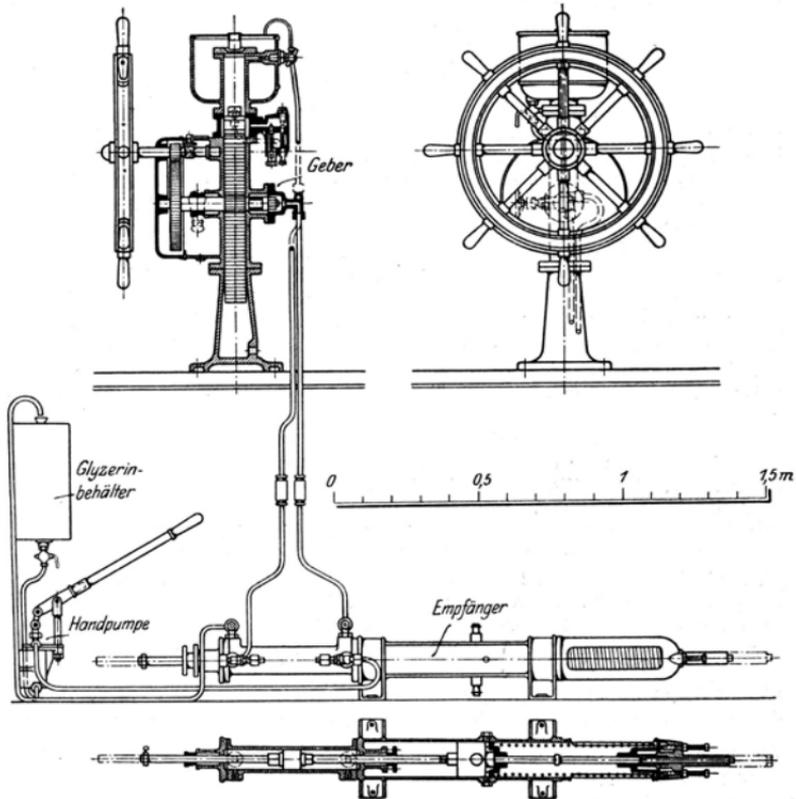


Abb. 612.

stellung findet, und die Übertragung in einfacher Weise mit Gestänge durchgeführt werden kann. Wenn jedoch die Schmierstellen (Lager, Schottdurchführungen), Gelenkkupplungen und Kegelräder so zahlreich werden, daß die Bedienung des Steuerades große körperliche Anstrengung des Rudergängers erfordert, so ist die hydraulische Übertragung vorzuziehen. Die Aximeterleitung hat überdies die Nachteile, daß sie größerer Wartung bedarf, im Decksbetriebe störend wirkt und, besonders bei älteren Anlagen, infolge toten Ganges die genaue und schnelle Übertragung der Steueradbewegung beeinträchtigt.

Die hydraulische Telemotoranlage<sup>1)</sup> (Abb. 612) besteht aus dem auf der Kommandobrücke aufgestellten Geber, dem bei der Rudermaschine aufgestellten Empfänger und der diese Apparate verbindenden doppelten kupfernen Rohrleitung nebst Zubehörteilen, wie Handpumpe, Glycerinbehälter. Durch Drehen des Steuerrades am Geber wird in dem Flüssigkeitszylinder an diesem ein Kolben bewegt, dessen Verschiebung auf die Empfängeranlage übertragen wird und eine entsprechende Kolbenverschiebung in dem Zylinder der Empfängeranlage bewirkt. Die Bewegung des Empfängerkolbens wird durch ein Verbindungsgestänge dem Steuerschieber der Rudermaschine übermittelt. Bei großen Personenschiffen, die außer der Hauptsteuermaschine eine Hilfssteuermaschine besitzen, kann diese ebenfalls durch Telemotor gesteuert werden; in diesem Falle genügt ein umschaltbarer Geberapparat auf der Brücke für die beiden Empfängerapparate bei den Rudermaschinen.

### 5. Berechnung des Rudergeschirrs.

Die vom Germ. Lloyd gegebene Formel für den Durchmesser des Ruderschaftes ergibt Abmessungen, die, bei Einsetzen des formelmäßig (n. Mitterdorf) errechneten Rudermomentes, zu den für ungünstigste Belastungsfälle anzuwendenden Beanspruchungen führen. Diese Maßnahme berücksichtigt die Stoßbeanspruchungen, denen die Ruderteile und das Steuergeschirr im Seegang ausgesetzt sind, ferner den Umstand, daß die Formeln für den Ruderdruck nicht für jeden Fall den größten Druck geben (z. B. wenn beim Ruderlegen das Schiff noch nach der entgegengesetzten Seite dreht), dann den Verschleiß und trägt endlich der Forderung Rechnung, daß dem Rudergeschirr, als einem der wichtigsten Teile des Schiffes, ein Höchstmaß an Sicherheit zukommen muß. Den Abmessungen des Ruderschaftes entsprechend sind auch die übrigen Teile des Rudergeschirrs, wie Pinne und Quadrant, Steuerkette und Bufferfeder der Steuerleitung, Steuerkettentrommel und Hauptsteuerwelle zu berechnen.

Der Gang der Rechnung ist folgender:

Es ist gegeben: die Ruderfläche  $F$ , der Schwerpunktsabstand von der Ruderachse  $r$ , die Schiffsgeschwindigkeit  $\mathfrak{B}$ .

Nach den Vorschriften des Germ. Lloyd werden bestimmt der Ruderschaftsdurchmesser  $D$  (bei vollem Querschnitt)<sup>2)</sup> und die Einzelheiten des Ruders. Dem Ruderschaft entsprechend ergibt sich der Halbmesser des Ruderquadranten  $R$ , der in den vom Germ. Lloyd gegebenen Grenzen den örtlichen Verhältnissen entsprechend gewählt werden kann. Aus der Größe des Quadranthalbmessers folgt die Stärke der Steuerkette und des Gestänges der Steuerleitung. Aus der Kettenstärke kann nach der Tabelle auf S. 766 die Bruchfestigkeit der Kette und, bei Annahme einer der Wichtigkeit des Rudergeschirrs angemessenen Sicherheit (etwa 10fach), die Zugkraft  $Z$  in der Kette gefunden werden, die mit der Zugkraft aus dem Verdrehungsmoment, dem der Ruderschaft genügt, in Einklang stehen soll; es muß  $Z \cdot R = \frac{\pi}{16} \cdot D^3 \cdot k_d$  sein, wo bei  $k_d$  etwa  $= 300 \text{ kg/cm}^2$  wird.

Zur Berechnung der auf Zusammendrücken beanspruchten Bufferfeder in der Steuerleitung dienen die Formeln:

$$Z = \frac{2}{9} \cdot b^3 \cdot \frac{k_d}{\varrho}, \quad (1)$$

worin  $Z$  = Kettenzugkraft in kg,  $b$  = Seite des quadratischen Federquerschnittes in cm;  $k_d = 4300 \text{ kg/cm}^2$  und  $\varrho$  = mittlerer Federhalbmesser in cm

<sup>1)</sup> Der Atlas-Werke A.-G. Bremen.

<sup>2)</sup> Der Ruderschaft gilt noch als voll, wenn er bis auf  $\frac{1}{10}$  seines Durchmessers ausgebohrt ist.

hieraus 
$$\varrho = \frac{2}{9} \cdot b^3 \cdot \frac{k_d}{Z}.$$

$$f = 7,2 \cdot \pi \cdot n \cdot \varrho^3 \cdot \frac{2}{b^4} \cdot \frac{Z}{G}, \quad (2)$$

worin  $f$  = Strecke des Zusammendrückens = etwa 7,5 cm,  $n$  = wirksame Anzahl der Windungen, und  $G$  die Gleitzahl = 850000,

hieraus 
$$n = \frac{f \cdot b^4 \cdot G}{14,4 \cdot \pi \cdot \varrho^3 \cdot Z};$$

für Auflage sind etwa  $1\frac{1}{2}$  Windungen mehr zu rechnen.

Die Länge der gestreckt gedachten Feder  $l = 2 \cdot \varrho \cdot \pi (n + 1,5)$  in cm; bei 5 mm Zwischenraum zwischen den einzelnen Windungen für freies Ausschlagen der Feder beträgt die Länge der fertigen unbelasteten Feder

$$L = (n + 1,5) \cdot b + 7,5 + (n + 1) \cdot 0,5 \text{ cm.}$$

Der Durchmesser  $d_1$  der Kettentrommel auf der Hauptsteuerwelle soll (n. Germ. Lloyd: Angabe für Blockscheiben) bis Mitte Kette, möglichst 16mal Kettendurchmesser betragen.

Nach der Länge des bei  $40^\circ$  Ruderwinkel sich abwickelnden Kettenendes beträgt die Anzahl der Windungen auf der Trommel bei Rudermaschinen mit einer Trommel =  $\frac{0,698 \cdot R \cdot 4}{d_1 \cdot \pi}$ , worin  $R$  der Halbmesser des Ruderquadranten; für gute Auflage der Kette auf der Trommel ist eine Windung zuzuschlagen.

Für die weitere Berechnung der Steuermaschinenanlage, die von den die Maschinen herstellenden Werken und seltener vom Schiffbauer auszuführen ist, und die sich auch auf jeweils besonderen Herstellungs- und Betriebserfahrungen der Werke aufbaut, seien hier nur noch einige Angaben gemacht. Von der Steuermaschine wird gewöhnlich verlangt, daß bei einem Ruderwinkel von etwa  $40^\circ$  mit ihr das Ruder in 30 Sekunden von hartbord zu hartbord gelegt, und daß es (bei Dampfmaschinen), mit Rücksicht auf den Spannungsabfall durch lange Leitungen und Kondensation bei dem beständigen Stehen und Angehen der Maschine, noch bei zwei Drittel des vollen Kesseldrucks in die Hartbordlage gebracht werden kann. Als weitere Sicherung des Betriebes nimmt man für die Bemessung der Zylinder der Dampfmaschine nur die Hälfte des Kesseldruckes an und zieht nur einen Zylinder in Betracht, weil bei der Kurbelversetzung um  $90^\circ$  zeitweilig die Kurbel des anderen Zylinders auf dem toten Punkt stehen kann. Bei einfachen Anlagen hängt die Wahl der Steuermaschine noch von den auf den Werken vorhandenen Einheitsgrößen für die Zylinder ab. Die Umdrehungszahl der Maschine kann 200 in der Minute betragen. Der Zylinderdurchmesser ist meist gleich dem Kolbenhub. Der Wirkungsgrad der Maschine beträgt etwa 70 vH.

Gewichte von Dampfsteuermaschinen<sup>1)</sup> bei normalem Halbmesser des Ruderquadranten.

Ruderschaft- durchmesser mm	Gewicht etwa kg	Ruderschaft- durchmesser mm	Gewicht etwa kg
100—110	1100—1300	230—260	5300—6650
110—130	1300—1600	260—290	8500
140—160	1600—2300	290—330	10100
160—180	2500—3000	330—380	13200
180—210	3200—4200	380—450	15500
210—230	4200—5300		

<sup>1)</sup> Der Atlas-Werke A.-G., Bremen (s. Abb. 611).

Die Gewichte gelten für die Steuermaschine allein, ohne Rudergeschirr, Anlaßleitung usw. Die kleineren Gewichte beziehen sich auf Steuermaschinen mit einer Trommel, die größeren Gewichte auf solche mit zwei Trommeln. Für Schiffe mit Ruderschäften über 260 mm Durchmesser werden Steuermaschinen mit einer Trommel allgemein nicht mehr verwendet.

## B. Kriegsschiffe.

Über Ruderformen s. S. 244, über Anordnung der Ruder s. Abb. 613 und 614. Bauart der Ruder. Im allgemeinen Verdrängungs-(Displacements-)Ruder,

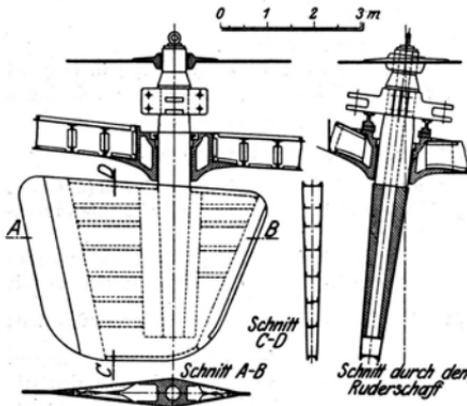


Abb. 613.

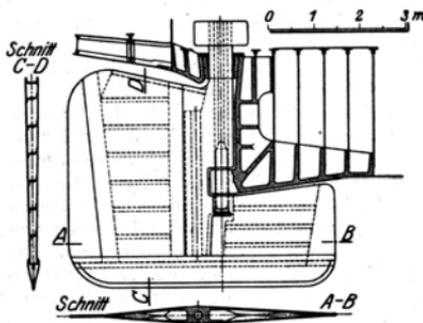


Abb. 614.

nur bei kleineren Fahrzeugen einfache Plattenruder. Die Verdrängungsruder bestehen entweder aus einem mit dem Ruderschaff aus einem Stück geschmiedeten Rahmen mit senkrechten und wagerechten Rippen, der beiderseitig beplattet und dessen Zwischenräume mit Holz oder Kork ausgefüllt werden, oder nur aus zwei Platten, die mit dem Ruderschaff durch Nietung verbunden, an den Enden zusammenlaufen und vernietet werden und deren Zwischenraum gleichfalls Kork oder Holzfüllung erhält.

**Ruderlagerung.** Das Ruder muß wenigstens an zwei Stellen gelagert werden; die eine Lagerstelle bildet im allgemeinen der Ruderkoher, während die zweite unterhalb desselben oder darüber angeordnet werden kann (Abb. 613 und 614).

**Ruderberechnung.** Ermittlung der Ruderdrücke s. S. 245. Der Ruderschaff ist auf Biegung und Verdrehung zu berechnen<sup>1)</sup>.

**Rudergeschirr.** Zum Bewegen des Ruders, als Zwischenglied zwischen Rudermaschine und Ruder, ist das starre System der Schraubenspindelübertragung mit rechts- und linksgängiger

Schraube am zweckmäßigsten. Antrieb meist durch Dampfsteuermaschinen, außerdem als Reserve Handsteuer. Die Steuereinrichtungen sind unterhalb der Wasserlinie so tief wie angängig im Schiff anzuordnen<sup>2)</sup>.

<sup>1)</sup> Über die Berechnung der Ruderbeplattung s. Schiffbau XVIII, S. 503 f., Rehder, Die Berechnung von Displacementsrudern.

<sup>2)</sup> Einzelausführung und Berechnung der Steuereinrichtungen s. Jahrb. Schiffsbaut. Ges., Steuervorrichtungen von Middendorf; Achenbach, Schiffhilfsmaschinen und Pumpen für Bordzwecke; Schiffbau Jahrg. 17, S. 21 f., Verbesserung der Schraubenspindelsteuerung von Rath.

## VI. Pumpen, Lenz-, Ballast-, Feuerlösch- und sonstige Einrichtungen für Wasser.

### A. Handelsschiffe.

#### I. Pumpen, Lenz- und Ballasteinrichtung.

Die Lenzeinrichtung des Schiffes (Abb. 615) dient dazu, kleine oder größere Wassermengen, die als Schweiß- und Regenwasser oder infolge Wassereintrittes von außen in die Schiffsräume gedrungen sind, zu entfernen. Die Lenz- oder Bilgeleitung besteht aus geflanschten gußeisernen oder innen verzinkten schmiedeeisernen Rohren; sie wird an der Schiffsseite entlang über den Kimmstützplatten, seltener in den Seitengräben selbst verlegt; wo keine Seitenbilgen vorhanden, führen die Leitungen von der Außenhaut nach besonderen Brunnen mittschiffs zu beiden Seiten des Mittelträgers. Mit Rücksicht auf gute Zugänglichkeit verlegt man die Lenzleitung im Hinterschiff unter den Flurplatten des Wellentunnels. Durch Kohlenbunkerräume sind möglichst keine Leitungen zu führen. Die Leitung ist im Bereiche der Laderäume durch Holz- oder Blechbekleidung zu schützen.

Die Rohre müssen einen der Leitung der Hauptlenzpumpe entsprechenden lichten Querschnitt haben, ausreichend für eine Wassergeschwindigkeit im Rohr von nicht über 2 m i. d. Sek. Die Saugstellen sind im allgemeinen an der Hinterkante der Räume anzuordnen, da man meistens mit Steuerlastigkeit des Schiffes zu rechnen hat. Jede Abteilung erhält einen besonderen Rohrstrang; die Ventilkasten für das Vorschiff liegen im vordersten Bereich des Maschinen- bzw. Kesselraumes, diejenigen für das Hinterschiff vielfach im Wellentunnel oder hinteren Maschinenraum, damit sie von der Maschinenführung bedient werden können.

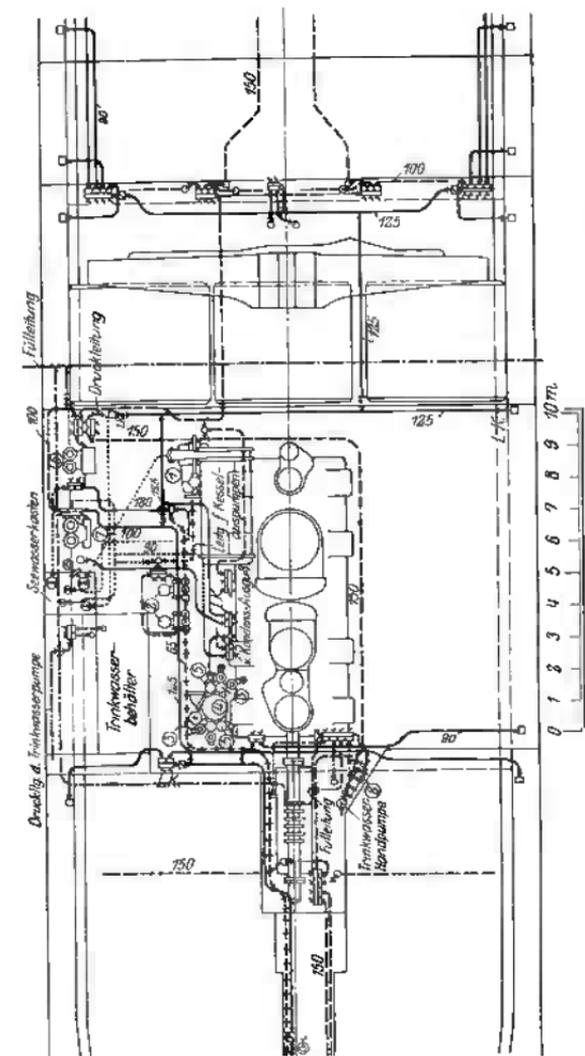
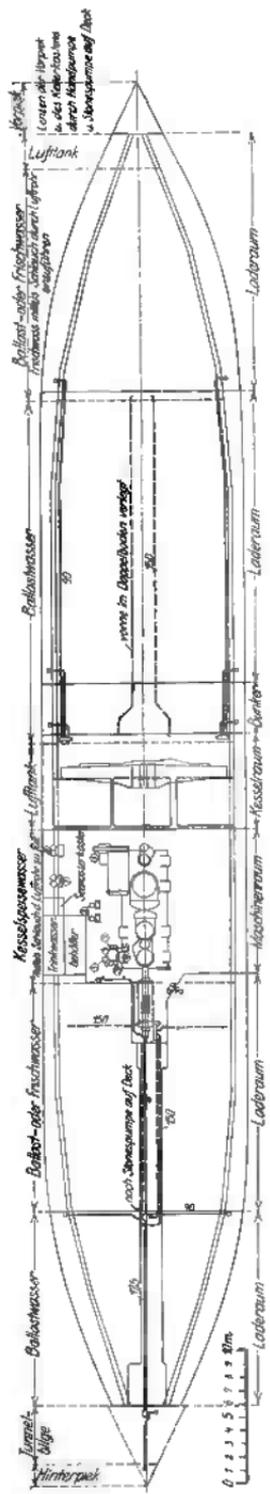
Die von einem der oberen Decks zu handhabende Handlenzpumpe (Handpumpe oder Stonepumpe) ist an die Hauptlenzleitung angeschlossen.

Die Ballasteinrichtung (Doppelbodenlenzeinrichtung) (Abb. 615) dient zum Lenzen und Fluten der Doppelbodenzellen, der Piek tanks und sonstiger Ballasträume (Tieftanks) im Schiffsinne zwecks Erzielung erwünschter Stabilitäts-, Krängungs- und Trimmzustände. Frisch- und Kesselwasserzellen im Doppelboden werden auf Wunsch der Reederei bisweilen ebenfalls an die Ballastleitung angeschlossen. Die Leitung wird wie die Lenzleitung an der Schiffsseite bzw. im Wellentunnel verlegt und nach den Saugstellen im Doppelboden geführt; seltener geschieht die Verlegung der ganzen Rohrstränge im Doppelboden, dann aber niemals durch Frischwasserzellen. Bei flachem Schiffsboden und sehr breiten Tanks sind Saugstellen mittschiffs und an der Seite im hinteren Bereiche der Tanks vorzusehen. Die Ventilkasten sind wie bei der Lenzleitung angeordnet. Die Piek tanks erhalten entweder einen besonderen Rohrstrang, oder sie sind an den Strang des nächstgelegenen Ballasttanks angeschlossen. Die Vorpiek und bisweilen auch der Kettenkasten, sind häufig durch besondere Handpumpe von Deck aus zu lenzen, weil man die Ballastleitung möglichst nicht durch das vordere Kollisionsschott führen soll. Tut man es aber dennoch, so ist ein von oberhalb Schottendeck zu betätigendes Ventil vorzuschalten.

Die für die Lenz- und Ballasteinrichtung erforderlichen Pumpen finden im allgemeinen im Maschinen- oder Hilfsmaschinenraum Aufstellung. Die Pumpen können Dampftrieb oder Antrieb durch Elektromotor erhalten. Auf Schiffen mit Notdynamoanlage in einem Raum oberhalb des Schottendecks sind elektrisch betriebene Notlenzpumpen im Gebrauch.

Über Mindestanzahl der Pumpen s. die nachstehenden Vorschriften des Germ. Lloyd; über Pumpenarten s. unter B. Kriegsschiffe, S. 825.

Für die Aufstellung und Behandlung der Schiffspumpen können die folgenden allgemeinen Gesichtspunkte gelten:



- Schmutzkasten  
 Saugekorb  
 Ventil  
 Hahn.  
 Lose Kegel.  
 L.K.  
 Seeventil.  
 Saugnapf.  
 Lenzleitung.  
 Ballastleitung.  
 Trinkwasserleitung.  
 Seewasserleitung.  
 Verschiedene Leitungen.  
 Kühlwasserpumpe.  
 Hilfspumpe.  
 Angeliängte Hauptpumpe.  
 Luftpumpe.  
 Lenzpumpe.  
 Ballastpumpe.  
 Dampfmaschine.  
 Trinkwasserpumpe.

Abb. 615. Lenz- und Ballastvorrichtung eines Frachtdampfers.

1. Unabhängigkeit von den Hauptmaschinen.
2. Möglichst hohe Aufstellung in einem besonderen Pumpenraum, um einem Ertrinken der Pumpen vorzubeugen.
3. Geringe Raumbeanspruchung.
4. Genügende Weite und richtige Anordnung der Saugerohre, so daß aus jedem einzelnen Schiffsraum unmittelbar gesaugt werden kann.
5. Leichte Zugänglichkeit zur Pumpe und allen Teilen derselben.
6. Sofortiges Angehen und Saugen beim Anstellen, auch bei geneigter Lage des Schiffes.
7. Ununterbrochenes volles Fördern, auch dann, wenn das Wasser in den Pumpenraum eingedrungen ist.
8. Möglichkeit, die Pumpe an jedem Teil des Schiffes zum Feuerlöschen benutzen zu können.
9. Für mit Dampfwinden ausgestattete Segelschiffe empfiehlt es sich, den Dampfkessel so hoch wie möglich zu legen und das Schiff mit einer oder mehreren Pumpen auszurüsten, die mit dem Dampf dieses Kessels betrieben werden können.
10. Die Pumpen müssen stets in Ordnung sein und sind möglichst viel in Gang zu setzen; bei außer Dienst befindlichen Schiffen mindestens einmal monatlich.

#### Vorschriften des Germanischen Lloyd (Auszug).

Schiffe mit Maschinenanlage bis zu 70 indizierten Pferdestärken müssen wenigstens mit einer zum Lenzen dienenden Maschinenpumpe oder einer gleichwertigen Einrichtung versehen sein. Schiffe mit größeren Leistungen müssen zwei durch Maschinen zu betreibende Lenzvorrichtungen haben, von denen wenigstens eine aus jeder wasserdichten Abteilung lenzen kann. Die Kühlwasserpumpe der Hauptmaschine auf Dampfschiffen muß auch zum Lenzen aus der Maschinenraumbilge eingerichtet sein. Motorschiffe sind mit einer entsprechenden Notlenzeinrichtung zu versehen. Außerdem muß auf Dampfschiffen jeder durch Querschotte abgeteilte Raum vor und hinter dem Maschinen- und Kesselraum mit wenigstens einer vom oberen Deck aus zu handhabenden Pumpe versehen sein<sup>1)</sup>.

Segelschiffe müssen mindestens mit zwei guten leistungsfähigen Pumpen versehen sein. Bei gewöhnlichen Handpumpen sollte deren Durchmesser nicht geringer sein, als nebenstehend angegeben ist.

Für Segelschiffe, bei denen 0,8 L.B.H. mehr als 7000 m<sup>3</sup> beträgt, ist die Aufstellung von drei und mehr Pumpen von entsprechend größerer Gesamtleistungsfähigkeit oder die Anordnung von Pumpen mit Dampf- oder Motorantrieb erforderlich.

Außerdem muß der Raum vor dem Kollisionschott (Vorpiek) noch eine besondere Handpumpe erhalten.

Pumpen und Rohrleitungen, die zum Füllen und Entleeren von Öltanks für Betriebs- oder Ladezwecke dienen, müssen von den Lenz- und Ballasteinrichtungen vollständig getrennt gehalten werden.

Soll jedoch zwischen der Ballastleitung und einem Öltank eine Verbindung hergestellt werden, um diesen zum Trimmen auch mit Wasser füllen zu können, so sind Einrichtungen zu treffen, die ein Vermischen von Öl mit Wasser nach Möglichkeit verhindern.

Wasserballastrohre sollen nicht durch Öltanks und ölführende Rohre nicht durch Wasserballasttanks geleitet werden; andernfalls sind sie alle zwei Jahre mit 2 kg/cm<sup>2</sup> zu drücken.

Auf Tankdampfern ist für die Ballasttanks im Vorschiff eine besondere Ballastpumpe aufzustellen.

Für den Raum in der Hinterpiek ist, wenn er nicht als Tank benutzt wird, ein besonderer Sauger nicht erforderlich, jedoch ist dann eine Vorrichtung zu treffen, daß das Wasser in den davorgelegenen Wellentunnel oder Doppelboden abgelassen werden kann.

Die Pumpen dürfen in keinem Fall mehr als 7 m über dem Saugkorb stehen.

Jeder zur Aufnahme von Wasserballast dienende Raum muß solche von der Pumpvorrichtung getrennte Pumpvorrichtung haben, daß das Wasser vollständig daraus entfernt werden kann, auch wenn das Schiff starke Schlagseite hat.

Alle Schiffe müssen mit solchen Rohrleitungen ausgestattet werden, daß das Wasser unmittelbar aus jeder Abteilung, bei Schiffen mit flachem Boden auch aus der Kimm sowie aus wasserdichten Zwischendecksräumen vollständig herausgeschafft werden kann.

Inhalt 0,8 L.B.H. m <sup>3</sup>	Durchmesser der Pumpen mm
unter 200	76
200 und „ 600	90
600 „ „ 1100	102
1100 „ „ 1800	115
1800 „ „ 3000	127
3000 „ „ 5000	140
5000 „ „ 7000	152

<sup>1)</sup> Abweichungen von dieser Vorschrift können nur auf ausdrückliches Verlangen der Reederei gestattet werden.

Schiffe mit Doppelboden erhalten getrennte Rohrleitungen für jede Schiffsseite, falls nicht in den Räumen Brunnen angeordnet sind. Die Rohrleitungen müssen geschützt und zugänglich sein, und sollen möglichst nicht durch Kohlenbunker geführt werden.

Möglichst im hinteren Teil jeder wasserdichten Abteilung (auch in Kofferdämmen) sind Peilrohre anzuordnen, die von der Bilge bis zum nächsten Deck über der Tiefadelinie reichen. Die Doppelbodenräume sind mit einer genügenden Zahl von Luftrohren zu versehen. Es wird empfohlen, in jeder Ecke jeder Doppelbodenabteilung ein Luftrohr von 50 mm Durchmesser anzuordnen; an den spitzen Enden des Doppelbodens genügt ein Rohr, wenn der Mittelträger nicht wasserdicht ist. Außerdem ist jeder Tankraum möglichst an seinem hinteren Ende mit Peilrohr zu versehen.

Maßnahmen bei Ölfuerungsanlagen s. die Vorschr. d. Germ. Lloyd sowie diejenigen der Hamburger Baupolizei.

## 2. Feuerlösch- und Deckwascheinrichtung.

### Vorschriften des Germanischen Lloyd.

Auf Dampfschiffen von mehr als 150 m<sup>3</sup> Bruttoreaumgehalt sind Dampfpumpen als Feuerspritzen einzurichten, und zwar eine Pumpe, wenn der Bruttoreaumgehalt unter 6000 m<sup>3</sup>, und zwei Pumpen, wenn er über 6000 m<sup>3</sup> beträgt. Fahrgastdampfer von mehr als 12000 m<sup>3</sup> Bruttoreaumgehalt erhalten drei solcher Pumpen. Jede der Pumpen muß imstande sein, gleichzeitig zwei Strahlen nach irgendeiner Stelle des Schiffes zu entsenden. Auf Motorschiffen muß diese Spritze sonstwie motorisch betrieben werden können. Pumpen, mit denen Öl gefördert wird, dürfen nicht zu Feuerlöschzwecken benutzt werden.

Jedes Segelschiff muß außerhalb der großen Küstenfahrt mit einer aus See saugenden Pumpe, bei einem Bruttoreaumgehalt von mehr als 1500 m<sup>3</sup> mit einer Druckpumpe oder einer gleichwertigen Einrichtung zum Feuerlöschsehen sein. Schlauchlängen, Mundstücke und passende Verschraubungen müssen in solcher Länge und Anzahl an Bord sein, daß alle Teile des Schiffes gut zu erreichen sind.

Bei Feuerungsanlagen, die für den Betrieb mit flüssigen Brennstoffen eingerichtet sind, müssen für jeden Maschinen- und Heizraum zwei chemische Feuerlöschapparate an geeigneter Stelle untergebracht sein.

Die zu Feuerlösch- und Deckwaschzwecken vorgesehene Leitung aus schmiedeeisernen Rohren wird an der Seite des freien Oberdecks verlegt und mit der in gedeckten Räumen frostsicher verlegten Leitung vorteilhaft so verbunden, daß sich der erstgenannte Teil der Leitung abstellen und entwässern läßt, während der letztere immer unter Druck gehalten werden kann; zum Anschlagen von Schläuchen sind die erforderlichen Anschlüsse vorzusehen.

Als Pumpen für die Feuerlöschleitung kommen in Betracht die Klosett-pumpe oder, wenn besonders vorhanden, die Ascheejektorpumpe, auf großen Schiffen auch wohl eine besondere Feuerlöschpumpe. In der Leitung sind Sicherheitsventile vorzusehen.

Auf zahlreichen Fracht- und Fahrgastschiffen wird neben der Wasserfeuerlöschleinrichtung eine solche für Dampf als Löschmittel eingebaut; dazu sind mit Anschluß an die Ladewinden-Zudampfleitung besondere Abfallrohre nach den einzelnen Laderäumen usw. hergerichtet, oder es sind Vorkehrungen getroffen, daß der Dampf von der Windenleitung mittels Spiralschlauch durch die Bilgepeilrohre in die Räume geleitet werden kann.

Die Atlas-Werke in Bremen stellen eine unter dem Namen Clayton-Apparat bekannte Feuerlöschleinrichtung her, die gleichzeitig zur Desinfektion von Schiffen und zur Rattenvertilgung dient. Bei dieser Anlage treibt man Schwefel-oxydgas, das in dem Apparat durch Schwefelverbrennung erzeugt und in einem Kühler abgekühlt wird, durch ein Gebläse in die Schiffsräume. Es ist ein besonderes Rohrnetz (Gasrohr verzinkt) erforderlich. Ein Vorteil der Anlage ist, daß hierbei die Ladung nicht wie bei Wasser- und Dampffuerlöschanlagen verdorben wird. Das Clayton-Gebläse kann durch Dampfmaschine oder Elektromotor angetrieben werden.

## 3. Bade- und Klosettwaterleitungen.

Bei kleinen und einfachen Schiffen kommt hierbei lediglich eine Rohrleitung für kaltes Seewasser in Frage, die als Druckrohr von der im Maschinenraum arbeitenden Klosettpumpe nach dem höher als die Decke der obersten Häuser liegenden zylindrischen Klosettank reicht, von dem das Abfallrohr nach den einzelnen Bedarfsstellen, Aborten, Bädern, Waschwässern und Waschtischen geführt wird.

Bei großen Fahrgastschiffen werden eingebaut: eine Leitung für kaltes und warmes Seewasser und kaltes und warmes Frischwasser. Entsprechend ist je ein See- und je ein Frischwassertank, die mit Überlaufrohr ausgerüstet sind, anzuordnen. Das heiße Wasser wird durch Wärmvorrichtungen (Heizschlangen) bereitet und durch eine Umlaufeinrichtung so bewegt, daß an den Zapfstellen stets heißes Wasser steht. Als Pumpen kommen die Klosett- oder besondere Badepumpen in Betracht. Um auch in der Revierfahrt (Fluß- und Hafengebiete) reines Seewasser für Badezwecke bereit zu haben, werden auf Schiffen mit großem Wasserbedarf Filter in die Leitung eingeschaltet.

Baustoff der Rohre für kaltes Wasser: Hauptleitungen aus Kupfer, innen verzinkt oder Eisen verzinkt, Nebenleitungen in Bädern und Klosettträumen aus Blei; für heißes Seewasser: Hauptleitungen aus Kupfer, innen verzinkt, Anschlußleitungen aus Blei.

#### 4. Frischwasserversorgung.

Der größte Teil der mitzuführenden Frischwassermenge (Trink- und Waschwasser) wird in den Doppelbodenzellen untergebracht. Um bei Beschädigung

dieser in Salzwassergebieten nicht des gesamten Frischwasservorrats verlustig zu gehen, sind besondere Behälter oberhalb des Doppelbodens an geeigneten Stellen des Unterschliffes oder im Zwischendeck einzubauen; letztere sind besonders wertvoll, wenn bei Strandungen die Unterräume des Schiffes überflutet sind. Ist, wie bei Segelschiffen, kein Doppelboden vorhanden, so kommen große freistehende, meist zylindrische Frischwasserbehälter zur Verwendung. Für den Küchenbedarf auf kleinen oder Frachtschiffen sieht man für Handpumpenentnahme eingerichtete Zwischen decksbehälter, bisweilen auch Deckbehälter mit Zapfhahn vor.

Die Übernahme des Wassers kann bei den Tanks im Unterschliff in Flußgebieten durch Fluten mittels des Bodenventils erfolgen; in den meisten Fällen stehen in den Häfen Wasserfahrzeuge mit eigener Übernahmepumpe bereit, oder das Wasser wird durch eine Schlauchleitung aus Hydranten von Land aus übernommen; entsprechende

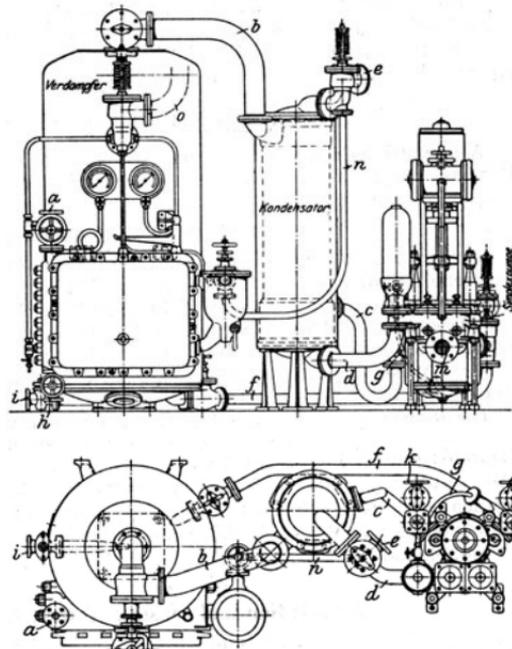


Abb. 616. Trinkwasserbereitungsanlage.

- a Heizdampfeintritt.
- b Abdampf nach dem Kondensator.
- c Trinkwasserleitung.
- d Kühlwasserleitung.
- e Kühlwasseraustritt.
- f Laugenleitung.
- g Kühlwasserzusatzleitung.
- h Kondensataustritt.
- i Ausblaseleitung.
- k Kühlwasseraustritt.
- l Laugenaustritt
- m Kühlwassereintritt in die Pumpe.
- n Speiseleitung für Verdampfer.
- o Abdampf vom Sicherheitsventil.

Fülleleitungen für Schlauchanschluß nach den Frischwassertanks sind vorzusehen. Die Tanks erhalten Luft- und Peilrohre, bisweilen auch offene Signalrohre, aus denen bei gefülltem Tank das Wasser nach der Bilge fließt.

Aus den Frischwasservorratsbehältern wird das Wasser durch eine besondere Trinkwasserpumpe nach einem Drucktank gefördert, der, um ein Gefrieren des Wassers zu verhüten, im Bereich des Kesselschachtes über den Decken der obersten Häuser Aufstellung findet und Überlaufrohr erhält; von dem Tank aus wird es durch die Ablaufleitungen den einzelnen Entnahmestellen zugeführt. Zur Reinigung des Trinkwassers werden in der Ablaufleitung Druckfilter und an den Trinkwasserzapfstellen bisweilen auch kleine Kohlefilter vorgesehen.

Baustoff der Rohre für Hauptleitungen und Fülleleitungen aus Eisen oder Kupfer mit innerem Zinnmantel, Nebenleitungen aus Blei, zu den Trinkwasserzapfstellen bisweilen auch mit innerem Zinnmantel.

Gemäß § 28 des Gesetzes über das Auswanderungswesen (s. Anhang S. 951) müssen Dampfschiffe mit einem guten Abdampferät für Frischwasser (Abb. 616) versehen sein, das in 24 Stunden für jeden Kopf der Mannschaft und der Reisenden 5 l trinkbares Wasser liefern kann.

Fast sämtliche Fracht- und Fahrgastschiffe für lange Reisen sind mit Frischwasserbereiter (Verdampfer nebst Destillierapparat) ausgerüstet. Es ist dafür Sorge zu tragen, daß das bereitete Wasser genügend abgekühlt wird (durch Kühlschlange in der Klosettleitung).

### 5. Entkeimung (Desinfektion).

Auswandererschiffe sind vielfach mit Dampf-Desinfektionsapparaten zum Reinigen der Kleider und Wäsche der Auswanderer ausgerüstet.

### 6. Allgemeines über Rohrleitungen.

Wasser- und Dampfrohre werden mit Filz und Segeltuch, Dampfrohre größeren Querschnitts mit Kieselgur und Drahtgaze bzw. zahlreichen anderen im Handel befindlichen Isoliermaterialien verkleidet zur Vermeidung von Wärmeverlusten und Tropfbwasserbildung. Für gute Zugänglichkeit, frostfreie Verlegung und Schutz gegen Beschädigung ist zu sorgen. Frischwasserleitungen sind mit Rücksicht auf Wasserersparnis besonders kurz zu verlegen und mit Selbstverschlüssen an den Zapfstellen, wo tunlich, auszurüsten.

Die Rohrleitungen sind durch Farbanstrich kenntlich zu machen, und es ist die Durchströmrichtung anzugeben.

Alle unter der Tiefladelinie an der Schiffswand sitzenden Ventile müssen so angebracht sein, daß sie leicht bedient werden können. Dort, wo die Möglichkeit des Eindringens von Wasser in den Schiffsraum vorliegt, sind die Rohrleitungen mit 2 unabhängigen Abschlüssen zu versehen.

### 7. Speigaten und sonstige Abflußleitungen

(s. auch unter B. Kriegsschiffe).

Das als Spritzwasser, Regenwasser und Deckwasswasser von den freien Decks zu entfernende Wasser wird durch Speigat-(Spülgossen-)leitungen, die in den jeweils tiefsten Stellen der Decksflächen angelegt sind, nach außenbord geleitet.

Für die Abwässer der Räume im Schiffsinnern sind in gleicher Weise Leitungen vorzusehen, die aus den Räumen über der Tiefladelinie nach außenbord, aus den übrigen Räumen zur Bilge führen.

Die Rohrleitungen für Abflüsse aus Wirtschaftsräumen, Aborten, Wasch- und Baderäumen werden stets nach außen geführt; entsprechend ist die Anordnung dieser Räume in genügender Höhe über der Wasserlinie zu treffen (s. auch unten). Um auch bei Schlagseite den Abfluß dieser Abwässer sicherzu-

stellen, sind bei breiten Schiffen für solche Räume in der Nähe der Mittschiffsebene Leitungen nach beiden Bordseiten erforderlich.

Speigaten nach außen sollen nicht über oder in Höhe von Seitenfenstern oder in der Nähe der Fallreptreppen münden.

Baustoffe für Speigatleitungen: verzinktes Eisenrohr oder Bleirohr für Abflußleitungen der Küchen, Aborte, Bäder usw. Es sind ferner vorzusehen: Siebe an den Wassereinlaufstellen; Sturmventile an den Außenbordleitungen von Räumen unter dem Schottendeck und solchen Räumen, in denen Geräuschwirkungen durch Wasserschlag zu vermeiden sind; gut zu reinigende Geruchsverschlüsse für Leitungen nach der Bilge aus Vorratsräumen u. dgl.

Die Abflußleitungen der Decks, der Küchen und Waschgelegenheiten sollen des Geruches wegen möglichst nicht mit denjenigen von Aborten zusammengeführt werden.

Rohre von Aborten und anderen Abwässerungen, die unter oder dicht an der Tiefladelinie ausmünden, müssen mit Verschlüßvorrichtungen versehen sein, die das Eindringen von Wasser von außen in das Schiff zu verhindern imstande sind. Für Rohrleitungen aus Räumen unter dem Schottendeck ist Sorge zu tragen, daß diese Verschlüßvorrichtungen mittels Gestänge oder durch hydraulisch betätigte Einrichtungen von über dem Schottende liegenden Stellen dicht verschlossen werden können.

Über Speigaten in Räumen, die nicht in den Bruttoreaumgehalt einvermessen werden sollen, s. Vermessung S. 569 unter 4.

Für Speigatverschlüsse auf Fahrgastschiffen sind zu beachten die

Vorschriften des internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See.

#### Artikel XVI.

##### Öffnungen in der Schiffsseite.

6. Die Einlaßventile und Ausgüsse in der Schiffsseite müssen so angeordnet sein, daß jeder zufällige Eintritt von Wasser in das Schiff verhindert wird.

7. Die Anzahl der Speigaten, Abflußrohre und anderer ähnlicher Vorrichtungen, die eine Öffnung in der Schiffsseite bedingen, muß auf das Mindestmaß herabgesetzt werden, sei es dadurch, daß jede Ausgußmündung für die größtmögliche Anzahl von Abflußrohren benutzt wird, sei es in anderer zufriedenstellender Weise.

8. Die durch die Außenhaut geführten Ausgüsse, deren innere Mündung sich unterhalb der Tauchgrenze (s. S. 638) befindet, müssen mit wirksamen und zugängigen Vorrichtungen versehen sein, die das Wasser verhindern, in das Schiff einzudringen. Man kann entweder ein Ventil anwenden, das aus der Entfernung gehandhabt wird, oder zwei gewöhnliche Ventile, von denen das eine immer zugänglich ist; die Vorrichtung zur Handhabung aus der Entfernung und die gewöhnlichen Ventile gelten nur als zugänglich, wenn sie sich über einem Deck befinden, dessen Unterkante an der Seite mindestens 2,13 m (7 engl. Fuß) über der Tiefladelinie liegt.

Kommt ein Ventil zur Anwendung, das aus der Entfernung gehandhabt wird, so sollte es unmittelbar an der Schiffsseite angeordnet werden. Bei jeder anderen Anordnung von Ventilen muß die Leitung zwischen Außenhaut und Ventil genügend widerstandsfähig und gegen Beschädigung durch Ladung geschützt sein. Außer einem solchen aus der Ferne zu bedienenden Ventil muß stets noch eine selbsttätige sog. Sturmklappe an der Ausmündung in der Schiffsseite vorhanden sein. Kann diese vom Schottendeck oder von einem Deck aus, dessen Unterkante am tiefsten Punkte an der Seite mindestens 2,13 m über der Tiefladelinie liegt, im Bedarfsfalle fest geschlossen werden, so ist ein weiteres Ventil, das diesen Bedingungen entspricht, nicht erforderlich.

Ausgüsse im Maschinenraum sollen nicht nach 8., sondern nach 6. behandelt werden.

## B. Kriegsschiffe.

Auf Kriegsschiffen sind die Einrichtungen für Wasser besonders umfangreich, weil, und zwar in erster Linie, eine große Anzahl von Gefechtswerten an Bord gegen Wassereinbruch zu schützen sind, weil die an Bord befindlichen Munitionsmengen und die feuergefährlichen Flüssigkeiten, Farben usw. bei Feuersgefahr unter Wasser gesetzt werden müssen, und weil beim Kriegsschiff ein Geradelegen des auf Krängungs- oder Trimmlage befindlichen Schiffes durch Beflutung von besonders großer Wichtigkeit ist. Ferner ist für die Be-

satzung der im Klarschiffzustande befindlichen Räume mit hohen Gefechtswerten eine ausreichende Trinkwasserversorgung erforderlich.

Die Einrichtungen für Wasser lassen sich in folgende Hauptgruppen unterteilen:

1. Lenzeinrichtungen,
2. Fluteinrichtungen,
3. Feuerlöscheinrichtungen,
4. Wasserleitungen,
5. Speigatleitungen,
6. Peil-, Luft-, Peillenz- und Temperaturrohre, sowie Durchlüftungshähne oder -rohre,
7. Rohrleitungen im allgemeinen,
8. Schiffspumpen.

### 1. Lenzeinrichtungen.

Zu unterscheiden sind:

- a) Hauptlenzeinrichtungen,
- b) Seitenlenzeinrichtungen,
- c) Hilfslenzeinrichtungen.

#### a) Hauptlenzeinrichtungen.

Zweck der Hauptlenzeinrichtung. Durch die Hauptlenzeinrichtung soll im allgemeinen jede wasserdichte Abteilung und, falls diese noch weiter wasserdicht unterteilt ist, jeder einzelne wasserdichte Raum des Unterschliffes, der Gefechtswerte enthält, gelenzt werden können. Das Lenzen eines havarierten und mit dem Außenwasser durch ein bedeutendes Leck in Verbindung stehenden Raumes kann im allgemeinen nicht in Frage kommen, da für solche Fälle keine hinreichenden Lenzmittel geschaffen werden können. In erster Linie treten die Einrichtungen in Tätigkeit, wenn Wasser durch kleine Schottbeschädigungen oder Undichtigkeiten aus angrenzenden, leck gesprungenen Räumen in Räume mit Gefechtswerten übergetreten ist, oder wenn sie infolge irgendeiner Havarie vollgelaufen sind, durch Leckstopfmittel jedoch vorläufig gedichtet werden konnten.

#### Entwicklung der Hauptlenzeinrichtungen.

Bei den älteren Kriegsschiffstypen wurde das Hauptlenzen gewöhnlich nur auf die Hauptmaschinen- und Kesselräume beschränkt. Aus diesen Räumen lenzten die für den Hauptmaschinen- und Kesselbetrieb dienenden Pumpen unmittelbar oder durch kurze, über dem Innenboden liegende Rohrstränge.

Später wurden besondere, im Doppelboden lagernde durchlaufende Hauptlenzrohre vorgesehen, aus denen die Kühlwasserpumpen der Hauptmaschinen saugten. Auf Grund von Erfahrungen über das Lenzhalten wichtiger Vorschiffräume wurde später im Vorschiff eine oder mehrere besondere Leckpumpen, je nach der Größe des Schiffes, aufgestellt und an das Hauptlenzrohrsystem angeschlossen; wenn möglich desgleichen auch im Hinterschiff. Die Hauptlenzrohrleitung wurde durch einige Rohrschieber unterteilt, um bei Zerstörung eines Teiles der Rohrleitung den anderen Teil betriebsfähig zu erhalten.

Es war allgemein üblich, die Hauptlenzrohre im Doppelboden neben dem Mittelkiel anzuordnen, da hier, wo die größte Doppelbodenhöhe vorhanden, die Rohre in möglichst großem Abstand von der Außenhaut verlegt werden und möglichst große Durchmesser erhalten konnten. Diese Anordnung wählte man auch deshalb, weil neben dem für Dockzwecke besonders starken Mittelkiel die Rohre am besten geschützt gelagert waren. Bald zeigten aber Erfahrungen, daß die Hauptlenzrohre am sichersten über dem Innenboden liegen; diese Anordnung scheiterte jedoch in den meisten Fällen an der Platzfrage, besonders in den Hauptmaschinen- und Kesselräumen. Diese großen Rohre (bei großen Schiffen bis zu 540 mm) ließen sich unterhalb der Maschinen und Kessel kaum oder überhaupt nicht unterbringen. Man verlegte daher die Hauptlenzrohre wieder in den Doppelboden, jedoch nicht dicht neben den Mittelkiel, sondern in möglichst großem Abstand davon führten zu beiden Seiten die vorderen und hinteren Enden der Rohre durch den Innenboden, wo sie mit oberhalb des Innenbodens liegenden Quersträngen verbunden wurden. Es wurde somit eine Ringleitung unter Einschaltung von zweckmäßig angeordneten Verteilungsschiebern geschaffen und dadurch die Betriebssicherheit bei weitem erhöht. Von der Ringleitung wurden Einzelstränge nach dem Vorschiff und, falls erforderlich, auch nach dem Hinterschiff abgezweigt; diese konnten meist wie die Querstränge oberhalb des Innenbodens verlegt werden. Durch Anschluß einer größeren Anzahl Hauptlenzpumpen an die Ringleitung und ihre Einzelstränge wurde ermöglicht, aus einer großen Anzahl überfluteter Räume mit der vollen Lenzeinrichtung der Pumpen durch einen, mittels der Verteilungsschieber auf geringe Ausdehnung gebrachten Hauptlenzrohrteil lenzen zu können.

Nach Einführung der Längsspanntenbauweise und bei der Lagerung des Heizöls im Doppelboden machte die Verlegung der Längsstränge der Hauptlenzringleitung mit ihren großen Durchmessern im Doppelboden besondere Schwierigkeiten. Die Rohrdurchmesser zu verringern war ununtunlich, da die Hauptlenzleistung im Verhältnis zu den Schiffsräumen mehr und mehr verbessert werden sollte. Es wurden daher auf einigen großen Schiffen auch die Längsstränge der Ringleitung oberhalb des Innenbodens, und zwar an die Innenseite der Torpedoschotte, in die Bunker verlegt, eine Anordnung, die allen damaligen Anforderungen, die an die Hauptlenzeinrichtung zu stellen waren, gerecht wurde. Bei der Instandhaltung und beim Befahren und Reinigen der Hauptlenzrohre im Bereich der Bunker traten jedoch große Schwierigkeiten auf, neben der Tatsache, daß die vergrößerten Wanddicken der Rohre und Schutzverkleidungen innerhalb der Bunker das Schiffsgewicht bedeutend erhöhten. Mehr und mehr näherte man sich deshalb dem sog. Einzelpumpensystem, wie es auf russischen Kriegsschiffen und auch auf einigen englischen bereits in Anwendung war.

Zunächst ließ sich allerdings nicht in jeder zu lenzenden Abteilung eine Leckpumpe, wie beim Einzelpumpensystem, unterbringen. Es wurden zunächst an Stelle einer durchlaufenden Hauptlenzringleitung mehrere in sich abgeschlossene Lenzgruppen (Ringleitungen) geschaffen, so daß diese Art Hauptlenzeinrichtung eine Vereinigung des bisher üblichen Lenzsystems mit dem Einzelpumpensystem darstellt.

Bei dieser Anordnung ist die Verlegung der einzelnen Gruppenhauptlenzrohre über dem Doppelboden wegen ihrer geringeren Abmessungen leichter möglich als bei durchlaufenden Hauptlenzrohren.

Im Bereiche der Hauptmaschinenräume sind genügend Lenzmittel vorhanden. Die Hauptkühlwasserpumpen und die Kühlwasserpumpen für die Hilfskondensation lenzen unmittelbar aus ihren Aufstellungsräumen oder werden an ein vereinigt Rohrsnetz angeschlossen. Für die übrigen Lenzgruppen werden besondere Leckpumpen vorgesehen. Innerhalb jeder Lenzgruppe werden Unterteilungsschieber in den Hauptlenzrohren so angeordnet, daß ein gegenseitiges Ansaugen der Hauptlenzpumpen vermieden wird.

Das Lenzgruppensystem hat gegenüber dem älteren System folgende Vorteile:

- Beste Ausnutzung der Hauptlenzpumpen infolge der kurz gehaltenen Saugleitungen;
- bessere Übersichtlichkeit der Anlage durch Zusammenlegen der Bedienungsstellen innerhalb jeder Lenzgruppe, daher weniger Bedienungsfehler;
- erhöhte Betriebssicherheit, da Beschädigungen an den Lenzrohren infolge ihrer geringen Abmessungen leichter festzustellen sind;
- weniger Durchbrechungen der Abteilungsschotte, da jede Verbindung der einzelnen Abteilungen durch große Rohre immer eine Gefahrenquelle bildet.

Das durch Vermehrung der Leckpumpen entstandene Mehrgewicht muß in Kauf genommen werden.

Bei dem neuerdings eingeführten Einzelpumpensystem erhält jede wasserdichte Abteilung, je nach Größe, eine oder auch zwei Hauptlenzpumpen, die unmittelbar durch kurze Saugrohre aus den Aufstellungsräumen saugen. Wenn es die Örtlichkeit zuläßt, sind auch feste Saugstutzen zum Lenzen aus den benachbarten Abteilungen vorzusehen, so daß jede Hauptlenzpumpe als Reserve für die in der benachbarten Abteilung aufgestellte Pumpe dienen kann. Nur wenn feste Lenzstutzen für die Nachbarabteilungen oder -räume sich nicht verlegen lassen, können zum Überschleusen von Leckwasser Schottschieber von hinreichendem Querschnitt angeordnet werden.

Im Vor- und Hinterschiff wird es zweckmäßig sein, die in diesem Bereiche liegenden Räume, soweit für sie eine Hauptlenzeinrichtung in Frage kommt, zu einer oder auch zu mehreren Lenzgruppen zu vereinigen, wenn möglich, sind Einzelpumpen mittschiffs aufzustellen; in Abteilungen, in denen zwei Pumpen untergebracht werden können, stellt man vorteilhaft je eine StB und BB diagonal gegenüberliegend auf. Die Pumpen selbst müssen zum sicheren Ansaugen möglichst tief angeordnet werden, da Kreiselpumpen nur geringe Saughöhe haben.

Die Vorteile des Einzelpumpensystems sind etwa die gleichen wie die des vorher erwähnten Lenzgruppensystems. Als Nachteil kann angeführt werden, daß das Einzelpumpensystem gegenüber dem Lenzgruppensystem über weniger Lenzreservemittel verfügt.

Auf Torpedobooten besteht die Hauptlenzeinrichtung aus den Kühlwasserpumpen, den Dampfenzpumpen in den Maschinen- und Kesselräumen und aus mehreren Dampfektoren. Alle diese Einrichtungen saugen unmittelbar aus den Räumen, in welchen sie untergebracht sind. Die stündliche Lenzleistung beträgt bei der Kühlwasserpumpe 600 m<sup>3</sup>, bei der Dampfenzpumpe 18 m<sup>3</sup> und beim Dampfektor je nach Größe und Zweck 16 bis 100 m<sup>3</sup>.

### Einzelheiten der Hauptlenzeinrichtung.

Die Hauptlenzrohre erhalten im allgemeinen je nach der Schiffsgröße einen lichten Durchmesser von 300 bis 540 mm bei 4 bis 5 mm Wanddicke. Für jede zu lenzende Abteilung werden, je nach der Größe und der Wichtigkeit der Räume, 1 oder 2 Hauptlenzstutzen vorgesehen, die mit den Hauptlenzrohren bzw. mit den Hauptlenzpumpen verbunden werden. Die Stutzen werden durch Niederschraubventile oder, wenn es die Örtlichkeit erfordert, durch Schieber abgesperrt. Die Schieberanordnung hat allerdings den Nachteil, daß die Lenzmöglichkeit nur gewährleistet ist, solange der Spiegel der zu lenzenden Wassermengen über der oberen Kante der Schieberöffnung liegt; ein großer Teil der Wassermengen

bleibt also zurück, der dann durch die Hilfsleinrichtung aus dem Schiffe entfernt werden muß.

Alle Hauptlenzventile und -schieber müssen Schutzventile erhalten, um Verunreinigung der Rohre und Pumpen zu verhindern. Von den im Doppelboden liegenden Hauptlenzrohren abzweigende Stutzen erhalten eine Rückschlagklappe. Allgemein ist bei der Anordnung von Hauptlenzstutzen darauf zu achten, daß ein Überfluten der Räume, z. B. bei geöffnetem Ausgußstutzen der Hauptlenzpumpen und Nichtinbetriebnahme der Pumpe od. dgl., gerade bei dem Einzelpumpensystem vermieden wird.

Die lichte Weite der Hauptlenzstutzen ist entsprechend der Lenzleistung der Pumpe zu bemessen. Üblicherweise kann man mit einer Wassergeschwindigkeit in den Saugerohren von 2 bis 2,5 m/sek rechnen. Als Dichtungsmaterial für die Ventilsitze und Klappen der Hauptlenzeinrichtung wird Gummi verwendet. Die Hauptlenzleitungen selbst und ihre Armaturen werden aus Siemens-Martin-Flußeisen geschweißt hergestellt.

Zum Befahren und Reinigen der Hauptlenzrohre werden Mannlöcher vorgesehen. Dort, wo die Hauptlenzrohre durch Frischwasser- oder Ölzellen im Doppelboden verlegt werden müssen, sind bis über dem Innenboden geführte Stutzen mit Mannlochdeckeln und Süllen vorzusehen. Hauptlenzrohre von kleinerem Rohrquerschnitt erhalten nur Handlöcher zum Reinigen der Rohre.

Die im Doppelboden liegenden Hauptlenzrohre erhielten zum Durchspülen an ihren Enden Anschlüsse an in der Nähe liegende Bodenventile. Neuerdings werden an geeigneten Stellen vorn und hinten bei durchlaufenden Hauptlenzrohren Schlauchkupplungen zum Anschlagen eines Feuerlöschschlauches für Spülzwecke vorgesehen. Zum Entlüften der Hauptlenzrohre dienen Luftrohre von etwa 50 mm lichtem Durchmesser, die stets an den höchsten Stellen der Rohrleitungen und an den Anschlußstellen der Hauptlenzpumpen anzuordnen sind.

Wichtige Räume in der Stauung und in den Plattformdecks, soweit für sie kein Hauptlenzstutzen vorgesehen werden kann, werden durch Überschleusen mittels Schottschieber oder durch absperzbare Fallrohre nach Räumen mit festen Hauptlenzstutzen entwässert.

Alle Gestänge zum Bedienen der zur Hauptlenzeinrichtung gehörigen Absperrungen werden im allgemeinen bis über das oberhalb der Wasserlinie liegende Deck (im allgemeinen das Panzerdeck) geführt. Die Bedienungsstellen müssen stets zugänglich sein, sie dürfen grundsätzlich nicht in unzugänglichen oder überflutungsunsicheren Räumen liegen.

Die Bedienungsstellen innerhalb einer Abteilung sind möglichst zusammenzulegen. Die Gestänge sind im allgemeinen so einzurichten, daß sich die Ventile bei dem im überfluteten Raum einstellenden Wasserdruck leicht öffnen und bei gleichem Gegendruck sicher dichtsetzen lassen. Dabei ist mit einem größten Hebelarm an der Drehvorrichtung von etwa 500 mm und einer von einem Manne ausübenden Kraft von etwa 25 kg zu rechnen. Auf die Verschiebbarkeit der Gestänge ist großer Wert zu legen. Der Einbau von Gelenken und verschiebbaren Wellen in den Kugelradgetrieben ist daher zweckmäßig. Unter dem Panzerdeck erhalten die Gestänge eine ausrückbare Kupplung, damit bei Zerstörung des oberen Gestängeteiles dieser ausgerückt werden kann und eine Bedienung von unten noch möglich ist. Als Übertragungsleitung verwendet man nahtloses Eisenrohr von 25 bis 40 mm lichtem Durchmesser bei 3 bis 5 mm Wanddicke. Durch wasserdichte Schotte und Decks hindurchgeführte Gestänge erhalten an diesen Stellen Wellenstücke mit Stopfbuchsen.

Für alle Hauptlenzeinrichtungen werden nur Pumpen wirksamster Lenzleistung gewählt. Die für den Hauptmaschinenbetrieb dienenden Hauptkühlwasserpumpen sowie die Kühlwasserpumpen für die Hilfskondensation werden für Hauptlenzzwecke allgemein deshalb herangezogen, weil sie große Leistungen besitzen und besondere Leckpumpen im Bereiche der Hauptmaschinenräume als-

Schiffsart u. Verdrängung in t	Art der Hauptlenzeinrichtung	Angeschlossene Hauptlenzpumpen				Antrieb
		Aufstellung	Art	Anzahl	Fördermenge jeder Pumpe in m <sup>3</sup> /st	
Linienschiff 24700	Hauptlenzrohr-Ringleitung (etwa 65 m lang), davor und dahinter Einzelstrang. Durchm. der Ringleitung 540, des hinteren Einzelstranges 350, des vorderen 450 mm, das Verbindungsrohr in der Mitte der Ringleitung 300 mm. Seitenstränge im Doppelboden etwa 5,5 m aus Mitte des Schiffes, 3 Querstränge und Einzelstränge oberhalb des Doppelbodens.	4 im Hinterschiff	Hpt.-Kühlw.-Pp.	3	800	Dampf Dampf elektr.
		2 im Mittelschiff 1 im Vorschiff	Hilfskühlw.-Pp. Leckpumpen	2 2	600 600	
Linienschiff 28800	5 einzelne Lenzgruppen (Lenzgruppensystem): Lenzgruppe A, B, C, D und E (A von hinten beginnend). Durchm. der Rohrleitung 350, Hauptlenzstrutzen 500 mm. Sämtliche Rohre oberhalb des Doppelbodens. Für jede Lenzgruppe etwa 2 Pumpen, die eine als Reserve für die andere. Alle Masch.- und Kesselr. unmittelbare Lenzeinrichtung.	im Schiff verteilt	Lenzgruppe A:			
			Hpt.-Kühlw.-Pp. Leckpumpe	1 1	900 900	Dampf elektr.
Gr. Kreuzer 23000	Hauptlenzrohr-Ringleitung (etwa 73 m lang) im Bereiche der Maschinen- und Kesselräume, davor und dahinter Einzelstrang. Durchm. der Ringleitung 540, Einzelstränge 350 mm. Seitenstränge der Ringleitung im Doppelboden etwa 6,5 m aus Mitte Schiff. 4 Querstränge der Ringleitung und Einzelstränge oberhalb des Doppelbodens.	4 im Hinterschiff 2 im Mittelschiff 1 im Vorschiff	Lenzgruppe B:			
			Hpt.-Kühlw.-Pp. Leckpumpe	3 1	1200 900	Dampf elektr.
Gr. Kreuzer 26000	Hauptlenzrohr-Ringleitung (etwa 113 m lang), davon im Bereiche der Maschinen- und Kesselräume eine selbständige Ringleitung, im Vor- und Hinterschiffe Einzelstränge. Durchm. der Ringleitung 540 und 450 mm, sonst nur Einzelstränge 350 mm. Alle Rohrleitungen, mit Ausnahme der Seitenstränge im Bereiche der Maschinenräume, oberhalb des Doppelbodens, im Bereiche der Maschinenräume im Doppelboden etwa 2,7 m aus Mitte. Seitenstränge im Bereiche der Kesselräume an der Innenseite der Torpedoschotte in den Kesselbunkern. — 5 Querstränge auf die Schiffslänge verteilt.	7 im Hinterschiff 2 im Mittelschiff 2 im Vorschiff	Lenzgruppe C:			
			Hilfskühlw.-Pp. Leckpumpe	2 2	900 900	Dampf elektr.
Kl. Kreuzer 5600	Hauptlenzrohr-Ringleitung im Bereiche der Maschinen- und Kesselräume, davor und dahinter Einzelstrang. Durchm. bis 300 mm. Längsstränge der Ringleitung im Doppelboden, die übrigen Teile oberhalb desselben.	im Hinterschiff im Vorschiff	Lenzgruppe D u. E: Leckpumpen			
			Hpt.-Kühlw.-Pp. Leckpumpen	je 2 4 3	900 600 900	elektr. Dampf elektr.
Kl. Kreuzer 4400	Einzelpumpensystem auf 9 Hauptabteilungen verteilt. In den Abteilungs-schotten Schleusenschieber.	im Schiff verteilt	Hpt.-Kühlw.-Pp.	2	1200	Dampf elektr.
			Leckpumpe	1	600	
Torpedoboot 1200	Alle verfügbaren Pumpen und Lenzejektoren innerhalb jeder Abteilung		Turbo-Lenz-Pp.	2	500	hydraulisch hydraulisch
			Turbo-Lenz-Pp. Hpt.-Kühlw.-Pp. Dampf-Lenz-Pp. Dampf-Ejektoren	7 2 2 12	275 600 40 60 im Mittel	

dann entbehrlich sind. Sonst werden besondere Hauptlenzpumpen (Leckpumpen) verwendet.

Die Lenzleistung der einzelnen Hauptlenzpumpen beträgt im allgemeinen nicht unter 10 m<sup>3</sup>/min; alle Hauptlenzpumpen sind Kreiselpumpen (Zentrifugalpumpen); sie müssen so tief wie möglich in den Räumen aufgestellt werden. Die Leckpumpen können verschieden angetrieben werden; sie erhalten meistens elektrischen, neuerdings auch hydraulischen Antrieb.

Bei elektrischem Antrieb müssen die Antriebsmotoren gegen Leckwasser geschützt werden (wasserdichte Kapselung).

Die hydraulisch angetriebenen Pumpen erhalten ihr Betriebswasser durch eine besondere Druckrohrleitung von anderen vorhandenen Pumpen mit hohem Druck oder auch von besonders hierfür vorgesehenen Hochdruckpumpen.

Das von dem Druckwasser betriebene Lenzrad faßt das über dem Bilgeboden stehende Wasser und wirft dieses mit dem Antriebswasser zusammen durch den Ausgußstutzen der Pumpe nach außenbord. Die hydraulisch angetriebenen Leckpumpen bleiben unter Wasser stets betriebsfähig. Die zum Antrieb der hydraulischen Leckpumpen dienende Hauptdruckleitung wird zweckmäßig unter Panzerdeck verlegt und als Ringleitung ausgebildet. Die Ringleitung wird durch zweckmäßige Anordnung von Unterteilungsschiebern so unterteilt, daß die wahlweise Benutzung der Leckpumpen oder des einen oder des anderen Längsstranges als Antriebsleitung oder für andere Zwecke, wie zum künstlichen Befluten oder zum Feuerlöschen (vgl. Abschn. 2 u. 3) möglich ist. Dampfturbinenantrieb für Leckpumpen ist in der deutschen Marine nicht zur Einführung gekommen, da ihre dauernde Betriebsfähigkeit in überfluteten Räumen nicht gewährleistet ist.

In der Tabelle auf S. 819 sind einige Arten von Hauptlenzeinrichtungen zusammengestellt, um ein Bild über die Anordnung der Einrichtungen und über die Anzahl der zur Anwendung gelangten Hauptlenzpumpen und deren Lenzleistung zu geben.

#### b) Seitenlenzeinrichtungen.

Zweck. Durch die Seitenlenzeinrichtung sollen die Schiffsräume (Doppelpand- und Wallgangszellen) außerhalb der seitlichen Längsschotte (Wallgang- und Torpedoschotte) gelenzt bzw. zum Ausgleich etwaiger Schlagseite gegengefütet (vgl. Abschn. 2) werden.

#### Entwicklung.

Auf älteren Schiffstypen wurden zu diesen Zwecken Zweiglenzrohre vorgesehen, die unmittelbar von den Hauptlenzrohren abgezweigt und nach beiden Schiffsseiten verlegt wurden. Da die Zweiglenzrohre nur mit geringeren Durchmessern (etwa  $\frac{1}{10}$  des Hauptlenzrohrquerschnitts) durch den Doppelboden oder oberhalb desselben verlegt werden konnten, wurden sie wegen ihrer geringen Leistungsfähigkeit, besonders zum schnellen Gegenfluten, bald nicht mehr verwendet, zumal ihre Abhängigkeit von den Hauptlenzrohren, besonders wenn mit den Zweiglenzrohren gegengefütet werden mußte, einen großen Nachteil für die Sicherheit des Schiffes bedeutete.

Man ging daher zu einer von den Hauptlenzrohren unabhängigen Seitenlenzeinrichtung, und zwar zu der Anordnung von Seitenlenzrohren, über.

Allgemein erhielt jede Abteilung jederseits ein Seitenlenzrohr, dessen Querschnitt so bemessen war, daß alle in einer Abteilung liegenden angeschlossenen Zellen einer Bordseite in einer halben, später sogar in einer Viertelstunde gegengefütet werden konnten. Für die Bemessung der Rohrquerschnitte war in erster Linie die Zeit zum Gegenfluten der Zellen einer Bordseite innerhalb einer Abteilung maßgebend, weniger die Zeit zum Lenzen.

Die Seitenlenzrohre wurden im allgemeinen oberhalb des Doppelbodens und im Bereiche der Schutzbunker verlegt. Da sie von Bord zu Bord reichten, war auch ein automatisches Gegenfluten der seitlichen Schiffsräume gegeben. An den Durchbrechungsstellen der Torpedoschotte wurden die Rohre mit Federbogen und besonders stark ausgeführten Absperrschiebern versehen, damit bei einer etwaigen Verletzung der Rohre außerhalb der Torpedoschotte diese dicht gehalten werden konnten. Für die am tiefsten liegenden Zellen wurden absperrbare Lenzstutzen eingebaut; für die Zellen, in welche keine Seitenlenzrohre mündeten, wurden Schleusenschieber tief in den Zellenquerschotten zum Durchschleusen von Lenz- oder Gegenflutwasser angebracht.

An die Seitenlenzrohre wurden die in der Nähe liegenden Hauptlenzpumpen und die Dampf lenzpumpen in den Kesselräumen, die Spülpumpe oder wie die Pumpen sonst am zweckmäßigsten gewählt werden konnten, unmittelbar angeschlossen.

Die Bedienungsstellen für die Seitenlenzeinrichtung wurden im allgemeinen außerhalb der Torpedoschotte in dem über der Wasserlinie gelegenen Deck angeordnet; hier waren auch die Bedienungsstellen der erforderlichen Luftrohre für die an die Seitenlenzrohre angeschlossenen Zellen anzubringen.

Neuerdings werden Seitenlenzrohre kaum noch erforderlich sein, da mit leeren Zellen außerhalb der seitlichen Längsschotte nicht mehr gerechnet werden kann. Man muß sich daher begnügen, da diese Zellen fast durchweg zur Aufnahme von Heizöl usw. dienen, die vorhandenen Ölrohrleitungen für genannte Zwecke heranzuziehen.

### c) Hilfslenzeinrichtungen.

Räume unterhalb des Panzerdecks.

Für die Beseitigung kleiner Wassermengen (Bilgewater) aus allen Räumen des Innenbodens sowie zum Füllen und Lenzen der Doppelbodenleerzellen, die kein Frischwasser oder Heizöl enthalten, dient die Hilfslenzeinrichtung. Sie wird im allgemeinen derart ausgeführt, daß ein Hilfslenzrohr, über die ganze Länge des Schiffes oberhalb des Innenbodens angeordnet wird. Es ist zweckmäßig, das Rohr durch mehrere Schieber zu unterteilen. Zum Durchspülen und zum Fluten der Doppelbodenleerzellen ist das Hilfslenzrohr an Bodenventile anzuschließen; auch werden an den Enden des Hilfslenzrohres Absperrventile mit Schlauchkupplungen zum Anschlagen von Feuerlöschschläuchen vorgesehen. Für die Rohre kommen nahtlos gezogene Eisenrohre zur Verwendung, ihr Durchmesser beträgt etwa 120 bis 140 mm bei etwa 3 bis 4 mm Wanddicke.

Das Hilfslenzrohr ist durch absperrbare Saugestutzen mit allen Maschinen- und Kesselräumen, allen Hilfsmaschinenräumen und allen Lasten und Hellegats in der Stauung zu verbinden. Die Saugestutzen sind an die tiefsten Stellen der Räume und, soweit sie über dem Innenboden liegen, in versenkte Sammelkasten mit Sieben zu führen. Außerdem ist jede wasserdichte Doppelbodenzelle, die kein Frischwasser oder Heizöl enthält, durch einen Saugestutzen mit dem Hilfslenzrohr zu verbinden. Die Ventile sind als feststellbare Rückschlagventile auszubilden, die an Ort und Stelle zu bedienen sind. Nur die Ventile, die auch zum Fluten der Doppelbodenleerzellen oder Trimmzellen dienen, müssen auch ganz aufstellbar eingerichtet werden.

Für das Lenzen von Räumen ohne feste Lenzeinrichtung können an das Hilfslenzrohr angeschlossene, im Schiff verteilte Absperrventile mit Schlauchkupplung oder absperrbare Abfallrohre oder Schleusenschieber vorgesehen werden.

Zum Saugen aus dem Hilfslenzrohr werden die Dampfenzpumpen der Kessel- und Maschinenräume verwandt. Die Saugrohre sind mit Schlamm-sammelnern zu versehen.

Räume über dem Panzerdeck.

Die Räume über dem Panzerdeck erhalten im allgemeinen keine feste Lenzeinrichtung, da diese zu sehr der Zerstörung im Gefecht ausgesetzt wäre. Größere Wassermengen, die besonders im Vor- und Hinterschiff bei Gefechtsbeschädigungen eindringen können und die die Trimmlage des Schiffes ungünstig beeinflussen, müssen durch leistungsfähige tragbare Lenzpumpen mit elektrischem, neuerdings auch mit hydraulischem Antrieb (das Antriebswasser liefert die Feuerlöschleitung) entfernt oder durch absperrbare Abfallrohre in das Unterschiff geleitet werden.

## 2. Fluteinrichtungen.

Zum Unterwassersetzen der Munition bei Explosions- oder Brandgefahr sowie zur Änderung der Schwimmlage eines Schiffes beim Eindringen von Wasser infolge eines Lecks sind Einrichtungen vorzusehen, mittels derer Seewasser in die betreffenden Räume auf natürlichem oder künstlichem Wege eingelassen werden kann.

### a) Fluteinrichtungen der Munitionskammern.

Alle Kammern, in denen Munition oder feuergefährliche Materialien untergebracht sind, müssen zum Befluten eingerichtet werden. Je nach der Lage

der Kammern zur Schwimmlinie des Schiffes wird das Wasser von außenbord durch den eigenen Druck (natürliche Beflutung), durch Pumpen (künstliche Beflutung) oder durch beide Flutarten zugleich (gemischte Beflutung) zugeführt. Die Beflutungseinrichtung muß so durchgebildet werden, daß das Unterwassersetzen in einer möglichst kurzen Zeit gewährleistet ist. Ferner müssen in dieser Zeit alle räumlich zusammenliegenden Munitionskammern gleichzeitig gefüllt werden können, damit beim Ausbruch von Feuer oder bei einer Munitionsentzündung in einer einzelnen Kammer die gesamte Kammergruppe geschützt werden kann. Hiernach ist es zweckmäßig, ein oder mehrere gemeinschaftliche Flutrohre außerhalb der Kammern anzuordnen, die von außenbord oder von Pumpen gespeist werden und von denen die Flutrohre nach den einzelnen Kammern abzweigen. Die gemeinschaftlichen Flutrohre müssen das eigentliche Hauptabsperrrorgan erhalten, damit durch das Öffnen dieses einzelnen Ventils sämtliche zusammenliegenden Munitionskammern sofort beflutet werden können. Diese sog. Gruppenventile der künstlichen Beflutung oder die Außenbordabsperrrorgane an den Bodenstützen der natürlichen Flutleitung müssen sich von einem hochgelegenen Deck und dicht unter Panzerdeck bewegen lassen, da der Fall eintreten kann, daß die in der Nähe der gefährdeten Munitionskammergruppe liegenden Räume nicht mehr zugänglich sind. Die betreffenden Gestänge werden wie die unter 1. Haupttlenzeinrichtung angegebenen Gestänge ausgebildet und erhalten Sicherheitsschlösser gegen unbefugtes Betätigen. Die Flutrohre der einzelnen Kammern sind durch Flutschieber für jede Kammer absperrrbar einzurichten, die in den Kammern sowie außerhalb derselben bewegt werden können. In den Kammern sind Verteilungsröhre zu verlegen, die über die Munition führen und mit Spritzlöchern zu versehen sind. Durch Flutversuche ist festzustellen, ob alle Munitionskammern gleichzeitig in der vorgeschriebenen Zeit gefüllt werden. Zum Entweichen der Luft beim Fluten sind Flutluftrohre mit zweckentsprechendem Durchmesser von jeder Munitionskammer bis zum freien Deck zu führen. Da die Flutrohre für gewöhnlich leer gefahren werden, werden sie aus verzinkten Eisenrohren hergestellt. Überall dort, wo sich Wassersäcke in den Rohrleitungen bilden können, sind Vorrichtungen zum Entwässern zu treffen (Hähne, Schrauben).

Die natürliche Beflutung kann für diejenigen Räume Verwendung finden, in denen die oberste Lage der Munition noch unterhalb derjenigen Schwimmlinie liegt, die das Schiff bei seiner geringsten Zuladung (Wasser, Kohlen, Brennstoff) einnimmt. Der Nachteil der natürlichen Beflutung liegt darin, daß zur Innehaltung der erforderlichen Flutzeit und bei dem Anschluß mehrerer Kammern an ein Bodenventil die Abmessungen des Bodenventiles und der Gruppenflutrohre sehr groß werden, falls die Kammern nicht sehr tief im Schiff liegen. Der Flutrohrquerschnitt wird nach der Annäherungsformel berechnet:

$$f = \frac{Q}{16000\sqrt{H}},$$

wobei  $f$  der freie Rohrquerschnitt,

$Q$  der ermittelte Flutraum in  $\text{m}^3$ ,

$H$  der Abstand der Flutrohrmündung in dem Flutraum von der Konstruktionswasserlinie ist.

Diese Formel gilt für eine Flutzeit von 15 Minuten und für eine mittlere Widerstandszahl von 0,40. Letztere trifft nur für mittellange und normal verlegte Rohrleitungen zu; bei längeren und sehr verzweigt verlegten Leitungen ist das Netz unter Berücksichtigung der wirklichen Widerstände zu bestimmen<sup>1)</sup>.

Als Flutraum gilt der Rauminhalt der Kammer bis zur Oberkante der obersten Lage der Munition abzüglich desjenigen der Munition und der Staugerüste. Für zusammenliegende Kammergruppen sind je nach Größe ein oder mehrere Boden-

<sup>1)</sup> Hütte 1915, 1. Bd., 2. Abschn., B. III. C. 4., S. 286 bis 309.

stutzen vorzusehen, von denen für die einzelnen Gruppen gemeinschaftliche Rohre abzweigen. Die Bodenventile oder Schieber müssen einen freien Querschnitt erhalten, der mindestens gleich der Summe der Querschnitte aller angeschlossenen Flutrohre ist; dasselbe trifft auch für die Gruppenventile zu. Die Bodenventilstutzen an der Außenhaut müssen so ausgebildet sein, daß das Wasser auch bei dem mit hoher Geschwindigkeit fahrenden Schiff mit dem erforderlichen Druck einströmt (Wasserfänger, aufstellbare Klappen).

Für die künstliche Beflutung der über der Wasserlinie liegenden Kammern werden die vorhandenen Seewasserpumpen (Dampflenzpumpen, Leckpumpen, Kühlwasserpumpen) benutzt. Da diese über das Schiff verteilt aufgestellt sind, so ist es erforderlich, ein gemeinsames längsschiffslaufendes Hauptflutrohr vorzusehen, in das die Pumpen hineindrücken können, und von dem wiederum die gemeinschaftlichen Flutrohre der Munitionskammergruppen abzweigt werden. Das Hauptflutrohr ist unter dem Panzerdeck zu verlegen und durch Anwendung von Ringleitungen und Absperrschiebern derart durchzubilden, daß die Sicherheit, Flutwasser mittels einer der Pumpen in die Kammern drücken zu können, in Gefahr möglichst weitgehend gewährleistet ist. Bei Schiffen, die zum Antrieb von hydraulischen Leckpumpen eine Hauptdruckleitung erhalten, kann die Hauptflutleitung mit der Hauptdruckleitung vereinigt werden. Eine derartige Anlage muß aber von Fall zu Fall gut durchgearbeitet werden. Für die Bemessung des Flutrohrdurchmessers ist mit einer Höchstgeschwindigkeit des Wassers im Hauptflutrohr von höchstens 2,5 bis 3 m, in den Flutrohren für die einzelnen Kammern bis höchstens 5 m zu rechnen. Die sich hiernach ergebenden Widerstände in dem gesamten Rohrnetz sind bei der Konstruktion der an das Hauptflutrohr angeschlossenen Pumpen zu beachten.

Der freie Querschnitt der von den Hauptflutrohren abzweigenden gemeinschaftlichen Flutrohre der Munitionskammern muß bei der natürlichen wie bei der künstlichen Beflutung gleich dem Gesamtquerschnitt aller hieran angeschlossenen Flutrohre für die Munitionskammern sein. Der Durchmesser der einzelnen Rohre ist nach der Größe und Lage der Kammern sowie der Leitungswiderstände zu bemessen.

Die gemischte Beflutung kann nur Verwendung finden, wenn die oberste Munitionslage der zu flutenden Kammern etwa in der Wasserlinie liegt und die vorhandenen Pumpen zur Speisung des Hauptflutrohres nicht ausreichen. Solche Kammern erhalten je einen absperrbaren Anschluß an einen Bodenstutzen (natürliche Beflutung) und an das Hauptflutrohr (künstliche Beflutung). Der erstere endet in dem Kammerboden, der letztere erhält in der Kammer hochliegende Verteilungsrohre, wie vorher angegeben.

Die Bestimmung der Querschnitte der beiden Flutrohre hat unter Berücksichtigung gleichzeitigen Betriebes beider Flutarten zu erfolgen. Neuerdings sieht man von der Anordnung gemischter Beflutung ab, da meistens eine genügend große Anzahl Flutpumpen an Bord vorhanden sind, so daß nur künstliche Beflutung zur Anwendung kommt. Hierdurch kann die Anzahl der Bedienungsstellen um die Hälfte herabgesetzt und an Gewicht bedeutend gespart werden.

#### b) Fluteinrichtungen der Wallgangs-, Trimm- und Doppelbodenzellen.

Zur Veränderung der Schwimmelage eines Kriegsschiffes ist es erforderlich, Einrichtungen vorzusehen, die ein Füllen der Wallgangs-, Trimm- und Doppelbodenleerzellen ermöglichen. Zum Gegenfluten der Zellen außerhalb der seitlichen Längsschotte dienen die Zweig- oder Seitenlenzrohre (s. unter 1 b). Zum Füllen der Doppelbodenzellen, die kein Frischwasser oder Heizöl enthalten, dient das Hilfslenzrohr (s. unter 1 c). Die Wallgangs- und Trimmzellen werden zweckmäßig durch schon vorhandene oder besonders vorzusehende Bodenventile teils unmittelbar geflutet, teils wird Flutwasser durch Schleusenschieber in die benachbarten Zellen geleitet. Zahl und Abmessungen der vorzusehenden Boden-

ventile hängen von der Größe der zu flutenden Räume und von der geforderten Flutzeit ab. Die Gestänge der Bodenventile und Schleusenschieber sind nach einem höher gelegenen Deck zu führen. Für alle Zellen mit Fluteinrichtung sind Flutluftrohre vorzusehen.

### 3. Feuerlöschleinrichtungen.

Zum Feuerlöschen, Deckwaschen, neuerdings auch zum Antrieb hydraulisch angetriebener tragbarer Lenzpumpen wird im allgemeinen ein Längsschiffs laufendes Hauptfeuerlöschrohr unter dem Panzerdeck vorgesehen, von dem aus Zweig- und Steigerohre zu den einzelnen Abteilungen und Räumen in den unteren bzw. oberen Decks führen. Dem Feuerlöschrohr können die vorhandenen Dampf-Lenzpumpen Wasser zuführen. Bei Schiffen mit einer Hauptdruckleitung zum Antrieb hydraulischer Leckpumpen kann die Feuerlöschleitung von dem Hauptdruckrohr abgezweigt werden. Eine derartige Anlage muß aber von Fall zu Fall gut durchgearbeitet werden. Es ist zweckmäßig, das Feuerlöschrohr durch Schieber in einzelne selbständig betriebsfähige Teile zu teilen, so daß einzelne Teile des Rohres ausgeschaltet werden können. Die durch das Panzerdeck nach oben geführten Steigerohre müssen unterhalb des Panzerdecks absperrbar sein, damit bei Verletzungen einzelner Steigerohre die Feuerlöschleinrichtung noch betriebsfähig bleibt. Die Steigerohre erhalten Absperrventile mit einer oder zwei Kupplungen zum Anschlagen der Feuerlöschschläuche. An geeigneten Stellen, besonders an den Schiffsenden, werden die Steigerohre mit Absperrschiebern und Schlauchkupplungen versehen, an welche die Druckschläuche für den Antrieb der tragbaren hydraulisch betriebenen Lenzpumpen angeschlagen werden können. Die Feuerlöschleinrichtung kann mit der Seewasserleitung (für Spülzwecke) verbunden werden, um die angeschlossenen Pumpen beiderseitig verwenden zu können.

Bunkerbrände können mittels Dampf oder Wasser gelöscht werden, wozu die Bunker Anschluß an eine Dampf- oder Wasserlöschleitung oder Einrichtungen zum Unterwassersetzen auf natürliche oder künstliche Art erhalten.

Außer den Feuerlöschleinrichtungen mittels Wasser und Dampf können auch andere Sonderfeuerlöscher verwendet werden, besonders dort, wo mit Ölbränden gerechnet werden muß.

### 4. Wasserleitungen.

#### a) Seewasserleitung.

Zur Beschaffung von Seewasser zum Spülen der Aborte, Pissoirs sowie zum Gebrauch in den Bädern ist eine Seewasser- oder Spülleitung einzubauen, die von einer besonderen Spülpumpe gespeist wird. Letztere wird gewöhnlich als Kreiselpumpe ausgebildet und erhält Anschluß an vorhandene Bodenventile. Die Seewasserleitung dient auch zum Feuerlöschen und wird zu diesem Zweck an die Feuerlöschleitung angeschlossen.

#### b) Trink- und Waschwasserleitungen.

Für die Übernahme und Verteilung von Trink- und Waschwasser sind besondere Leitungen und je eine Trink- und Waschwasserpumpe einzubauen, die mittels Umschalthähnen gegenseitig als Ersatz dienen können. Die Trinkwasserleitung ist an die Mannschaftsfilter, an die in den Räumen mit Gefechtswerten untergebrachten Trinkwasserkasten sowie an die Trinkwasserbehälter in den Küchen und im Lazarett angeschlossen. Die Waschwasserleitung liefert das Waschwasser für die Waschbecken, Badewannen und Brausen.

### 5. Spelgatleitungen.

Für die Beseitigung der Abwässer der Bade-, Wasch- und Aborteinrichtungen, der Küchen, Anrichten, Ausgüsse sowie der oberen Decks, Aufbauten

und Brücken dienen die Speigatleitungen. Die eisenverzinkten Speigatrohre werden zweckmäßig unter Deck nach Möglichkeit vereinigt, um einfache Rohrleitungen zu erhalten und mit möglichst viel Fall und ohne Knicke verlegt, um Verstopfungen zu vermeiden. Stutzen zum Durchstoßen und Kupplungen zum Anschlagen von Feuerlöschschläuchen und Druckschläuchen der tragbaren Lenzpumpen zum Durchspülen bzw. Durchlenzen müssen in genügender Anzahl vorgesehen werden.

Zum Entfernen von Schmutz- und Abwaschwasser dienen Ausgüsse mit Trichter und wasserdicht schließendem Deckel in den verschiedenen Decks. Für die Beseitigung von Bilgewater in Hilfsmaschinenräumen, soweit sie auf dem Panzerdeck liegen, z. B. Spillmaschinenraum, können besondere feste Handlenzpumpen mit Anschluß an die Speigatleitung vorgesehen werden.

Bei allen Speigaten, Ausgüssen usw. sind sicherwirkende Absperrorgane vorzusehen, damit bei Tiefertauchung oder Schlagseite kein Wasser von außenbord in die Schiffsräume treten kann.

### 6. Peil-, Luft- und Peillenzrohre, Durchlüftungshähne oder -rohre.

Im allgemeinen erhält jeder wasserdicht abgeschlossene Raum des Uterschiffs und jede Zelle, auch die für Frischwasser, ein Peilrohr.

Zum Ausgleich des Luftdrucks ist außerdem jeder zu peilende, wasserdicht abgeschlossene Raum, ebenso auch die zu flutenden Räume, mit einem Luftrohr (Luftbahn, Flutluftrohr, Entlüftungsrohr) zu versehen.

Flutluftrohre müssen die Munitionskammern und Trimmzellen erhalten. Ihre l. Durchmesser müssen hinreichend groß gewählt werden, damit beim Fluten dieser Räume die Luft aus den Räumen und Zellen so schnell wie möglich entweichen kann.

Peilrohre münden stets an den tiefsten Stellen der Räume, allgemein etwa 150 mm über dem Boden.

Luftrohre, Lufthähne, Entlüftungsrohre müssen stets an den höchsten Stellen der Zellen, Räume oder Rohrleitungen angebracht werden. Bei vorgeschriebenen Füllungsgraden, z. B. in Frischwasserlasten, dürfen die Luftrohre nur bis zur Oberfläche der nach Vorschrift aufgefüllten Lasten hineinreichen.

Nach Möglichkeit sind Peil- und Luftrohre zweckmäßig zu vereinigen.

Peilrohre können auch gleichzeitig als Peillenzrohre zum Lenzen eingerichtet werden; sie erhalten dann am oberen Ende einen Abschluß mit Schlauchkupplung zum Anschlagen von Saugeschläuchen der tragbaren Lenzpumpen.

Durchlüftungshähne dienen zum Durchlüften der leergepumpten Heizölasten. Sie haben, wie die Peillenzrohre, Schlauchkupplungen zum Anschlagen der tragbaren Lüfter. Die Luft wird dann durch Entlüftungsrohre nach oben in das freie Deck gedrückt

### 7. Rohrleitungen im allgemeinen.

Die für Kriegsschiffe z. T. wahlweise zu verwendenden Rohrleitungen der Einrichtungen für Wasser ergeben sich aus der umstehenden Zusammenstellung.

### 8. Schiffspumpen.

1. Kolbenpumpen kommen hauptsächlich für geringere Leistungen bei höheren Drücken sowie in solchen Fällen zur Anwendung, bei denen ein sicheres Ansaugen erforderlich ist, Antrieb mittels Dampf (Lenzpumpen) oder Elektromotoren (Trink- und Waschwasserpumpen).

Duplexdampfpumpen für niederen Druck (Wasch-, Trink-, Spülwasser- und Lenzleitungen):

Leistung . .	130	300	600	800	1100	2000 l/min.
Gewicht . .	130	320	950	1200	1450	2700 kg.

Lfd. Nr.	Benennung	Zweck	Anschluß an	Bau- stoff	Bemerkungen
1	Hauptlenzeinrichtung (für große Wassermengen)	a) Lenzen aller großen Abteilungen zwischen den Wallgangsschotten und aller Trimmzellen b) Fluten der Trimmzellen	Haupt- und Hilfskühlwasser- und Leckpumpen	Eisen verz.	Zu b) Mit Hilfe der Bodenventile der angeschlossenen Pumpen
2	Zweiglenzrohre	Lenzen und Fluten aller außerhalb der Wallgangsschotten liegenden Räume (Wallgangszellen usw.)	Hauptlenzrohr	Eisen verz.	Durch das Hauptlenzrohr
3	Seitenlenzrohre	desgl.	a) Hauptlenz- pumpen b) Dampflenz- und Spülpumpen	Eisen verz.	Zum Fluten erhalten die Rohre Anschluß an Bodenventile
4	Hilfslenzrohr (für kleine Wassermengen)	a) Lenzen aus Räumen über Innenboden und im Vor- und Hinterschiff b) Fluten der Doppelbodenzellen	Dampflenz- pumpen	Eisen verz.	Lenzen der Maschinenbilgen durch die Masch.-Lenzpumpen. Zu b) Zum Fluten erhält das Rohr Anschluß an Bodenventile
5	Hauptdruckleitung	zum Antrieb der hydraulischen Leckpumpe	Dampflenz- pumpe	Eisen verz.	Rohre sind stets leerzufahren
6	Flutrohre: a) natürliche b) künstliche	Fluten der Räume für Munition und für sonstige Materialien desgl.	Bodenventile	Eisen verz.	Rohre sind stets leerzufahren
7	Feuerlöschrohr	Feuerlöschen und Deckwaschen	Kühlwasser- und Leckpumpen Dampflenz- pumpe	Kupfer	} Ständig Seewasser führende Leitungen
8	Seewasserleitung (Spülleitung)	Spülen der Aborte und Versorgung der Bäder	Spülpumpe	Kupfer	
9	Waschwasserleitung	Versorgung der Bäder und Küchen	Waschwasser- pumpe	Eisen verz.	
10	Trinkwasserleitung	desgl. und der Filter für Mannschaften	Trinkwasser- pumpe	Eisen verz.	
11	Peil- und Luftrohre	Peilen und Entlüften der Zellen		Eisen verz.	
12	Peillenzrohre	Lenzen aus Räumen über dem Unterwasserpanzerdeck im Vor- und Hinterschiff u. dgl.	Tragbare Lenz- pumpen	Eisen verz.	
13	Speigat- und Abfallrohre	Entfernen von Abwässern		Eisen verz.	
14	Fallrohr	Für Aborte		Kupfer	

Duplex-Dampfpumpen für hohen Druck (Speisewasser-, Feuerlösch- usw. Leitungen):

Leistung . .	360	620	1510	2500	3700 l/min.
Gewicht . .	1100	2000	3410	5300	7800 kg.

Handpumpen: Kolonialpumpen aus Bronze mit Kugelventilen — Größe C und E — oder mit Wasserantrieb:

Lichte Weite der Rohranschlüsse . . . . .	38 mm	52 mm
Durchmesser des Kolbens . . . . .	90 „	120 „
Leistung p. Doppelhub . . . . .	1,3 l	2,5 l
Gewicht . . . . .	48 kg	92 kg

2. Kreiselpumpen kommen als Niederdruckkreiselpumpen für Leck- und Spülpumpen mit unmittelbarem Antrieb durch Elektromotoren oder mit Turbinen oder mit Wasserantrieb zur Anwendung. Das Ansaugen muß durch Tiefaufstellung im Schiff sichergestellt sein. Ferner für Trink- und Waschwasser, bei denen aber eine selbsttätige Ansaugvorrichtung erforderlich ist. Kreiselpumpen gestatten die Ausnutzung hoher Drehzahlen der genannten Antriebsmaschinen, wodurch diese ein geringes Gewicht und geringen Raum benötigen.

Kreiselpumpen (Spül- und Leckpumpen):

Leistung . . . . .	0,5—1	2,5	5	9	16 m <sup>3</sup> /min.
Gewicht ohne Motor . . . . .	190	390	640	980	1550 kg
l. Durchm. des Rohrstutzens . . . . .	100	150	220	300	360 mm.

Kreiselpumpen, tragbare, mit hydraulischem Antrieb für 6 kg/cm<sup>2</sup> Betriebsdruck leisten etwa 1500 l/min. bei einer nutzbaren Förderhöhe von 12 m, und 2300 bis 2500 l/min. bei 8 m Förderhöhe. Gewicht etwa 36 kg.

## VII. Einrichtungen zur Befehlsübermittlung.

Die Einrichtungen zur Befehlsübermittlung (Kommandoelemente) und die hier mit aufgeführten sonstigen Zeichengeber (Signalapparate) können eingeteilt werden nach Zweck oder Wirkungsweise; auf Grund letzterer kommen vor:

1. Zeigergeräte mit oder ohne Weckrufeinrichtung,
2. Drehzahlmeßgeräte (Tachometer),
3. Sprachrohre und Fernsprecher,
4. Rohrposteinrichtung,
5. Weckruf-(Alarmsignal-)Anlagen,
6. Wärmezeichengeber.

Die Zeigergeräte (Telegraphen) werden auf kleinen oder einfachen Schiffen mechanisch durch Ketten- oder Drahtzug betätigt, und selbst auf großen Schiffen wird, wo angängig, die mechanische Übertragung, der größeren Zuverlässigkeit wegen, für die wichtigsten Befehlsstellen bevorzugt oder als Reserve vorgesehen. Wenn jedoch die Reibungsverhältnisse in der Übertragungsleitung zu groß und die Führung der Leitung zu schwierig werden, müssen elektrisch betätigte Apparate Verwendung finden; unter diesen ist wieder zwischen solchen für Wechselstrom und für Gleichstrom zu unterscheiden.

Die Drehzahlanzeiger (Tachometer) sind als elektrische und mechanische Apparate im Gebrauch. Auf elektrischen Wirkungen beruhen das Vibrations-tachometer und das Wirbelstrom-(Deuta-)Tachometer. Bei den mechanischen Apparaten kommt das Drehpendelprinzip zur Verwendung. Bei allen diesen Apparaten können fortschreitende Geschwindigkeiten und Schwankungen derselben bei den Tachographen gleichzeitig auch auf Papierstreifen aufgezeichnet werden. Durch Umdrehungsfernzeiger läßt sich die Drehzahl an jeder gewünschten Stelle des Schiffes anzeigen.

Bei den Fernsprechanlagen ist zwischen Lautsprechern und gewöhnlichen Fernsprechern zu unterscheiden.

Rohrpostanlagen kommen nur bei größten Schiffen in Betracht.

Weckrufe können durch Glocken-, Klingel-, Summer- und Hupenzeichen gesehen.

Die Lichtzeichenanlagen lassen Befehle oder Signale erkennen am Aufleuchten von weißen oder farbigen Glühlampen oder an Nummer- und Wortleuchtschildern.

Tabelle über Befehlsübermittlungs- und Signalanlagen.

Bezeichnung	Aufstellung	Weckruf oder Zeichen
<b>1. Zeigeranlagen:</b>		
a) Maschinentelegraphen	Brücke — Hauptmaschinenraum	Glocke oder Hupe
b) Ruder-(Steuer)-Telegr.	„ — Steuerstände a. Heck	„
c) Docktelegraphen	„ — Heck (Back)	„
d) Ankertelegraphen	„ — Back	„
e) Kesseltelegraphen	Hauptmaschinenraum — Heizräume	„
f) Ruderlagezeiger	Brücke — Steuerstände, Haupt- und Rudermasch.-Raum	—
g) Kettenmengenanzeiger	beim Ankerspill	—
h) Fahrt- und Meilenzähler	Brücke	—
i) Artillerietelegraphen	Befehlsstellen — Türme usw.	Glocke oder Hupe
k) Torpedotelegraphen	„ — Torpedoräume	„
<b>2. Drehzahlanzeiger:</b>	Brücke, Hauptmaschinen, Hilfsmaschinen, Kammer des I. Ingenieurs, Maschinenschreibstube	—
<b>3. Sprachrohre und Fernsprechanlagen:</b>		
a) Sprachrohre	Brücke — Kapitänswohnräume „ — Kartenhaus „ — Peilkompaßstand „ — Hauptmaschinenraum „ — Funkspruchraum Wirtschaftsräume	Pfeife oder Klingel
b) Lautsprecher	Brücke — Hauptmaschinenraum „ — Back „ — Heck „ — Ausguck am Mast Hauptmasch. — Masch.-Schreibstube Hilfsmasch.-Räume	Glocke oder Hupe
c) Fernsprecher	für Schiffsbetrieb „ Wirtschaftsbetrieb „ Kammerbetrieb „ Funkspruchdienst für Schiffsbetrieb	Klingel
<b>4. Rohrpostanlage:</b>		—
<b>5. Weckrufanlagen:</b>		
a) Wachwechsel-Klingelanlage	Hauptmasch.-Raum — Wohnräume der Ingenieure, Heizer usw.	Glocke
b) Klingelanlage	für Schiffsbetrieb „ Wirtschaftsbetrieb „ Kammerbetrieb „ Fahrstühle	Klingel oder Summer
c) Feueralarmanlage	Brücke — Schiffsräume	Glocke
d) Alarmanlage für Signal „Schotten dicht“	„ — wasserdichte Schotttüren	„
e) Kesselheizsignalanlage	Hauptmaschine — Heizräume	„
<b>6. Lichtzeichenanlagen:</b>		
a) Lichtsignalanlage	für Schiffs-, Wirtschafts- und Kammerbetrieb Brücke	Glühlampen oder Leuchtschilder
b) Schottentableau		Leuchtschild
c) Druckknopf-Feuermeldealanlage	Vorplätze, Haupteingänge — Feuerwache, Hauptmaschinenraum	Glocken und Glühlampen
d) Eisberggefahr-Signalanlage	Back — Brücke	Glühlampe u. Glocke
e) Signalanlage für Kühlraumtüren	Kühlmaschinenraum	Glühlampen
f) Steuerungstafel der Hauptmaschinen	Hauptmanöverstand	Leuchtschilder
<b>7. Wärmezeichengeber:</b>		
a) Fernthermometer für Kühlräume	Kühlmaschinenraum	—
b) Fernthermometer (Pyrometer) für Abgase der Motoren bzw. Kessel	Hauptmaschinenraum	—
c) Selbsttätige Feuermeldealanlage	Schiffswohnräume — Feuerwache	Glocken od. Anzeiger
d) Selbsttätige Feuerlöschanlage (Sprinkler)	Schiffswohnräume	—
<b>8. Rauch-Feuermeldealanlage (Rich)</b>	Brücke — Masch.-Schreibstube	

## VIII. Kompass und ihre Aufstellung.

### A. Allgemeines über Magnetkompass<sup>1)</sup>.

Alle Magnetkompass bestehen aus folgenden Hauptteilen:

Die Rose mit den Magneten<sup>2)</sup>, die Kompaßbüchse zur Aufnahme der Rose, die Aufhängevorrichtung, das Kompaßhaus mit der Kompensationseinrichtung<sup>3)</sup> und der Beleuchtung<sup>4)</sup>; bei Peilkompassen außerdem die Peilvorrichtung (Aufsatzring mit Diopter).

Je nachdem die Rose durch eine Flüssigkeit oder eine feste Vorrichtung getragen wird, heißt der Kompaß: Fluidkompaß oder Trockenkompaß.

In der Kriegsmarine sind gebräuchlich: der große und der kleine Fluidkompaß, der Kompensationskompaß, der Trockenkompaß, der Normalkompaß (ein Trockenkompaß mit starken Magneten), der Boots- (Fluid- oder Trocken-) Kompaß.

Als Steuerkompass werden diejenigen bezeichnet, welche sich an Plätzen im Schiff befinden, von wo die Schiffsleitung erfolgt: Steuerhaus, Kommando- brücke, Kommandoturm; als Peilkompass diejenigen, von welchen aus ein möglichst ungehindertes Peilen entfernter Gegenstände nach allen Richtungen hin möglich ist. Da letzteres hauptsächlich zum Zwecke der Deviationsbestimmung des für alle übrigen Kompass als Norm dienenden Regelkompass geschieht, so ist gewöhnlich der Peilkompaß zugleich Regelkompaß.

In der Kriegsmarine wird noch unterschieden zwischen Navigations-, Gefechts- und Kompass für andere Zwecke, je nachdem der Kompaß für besondere Zwecke der Schiffsleitung (Bestimmung des Schiffsortes u. dgl.), zum Steuern im Gefecht oder unter gewöhnlichen Verhältnissen benutzt werden soll.

Hiernach sind folgende Grundzüge für die Ausstattung der großen Handels- und Kriegsschiffe, insbesondere der Linienschiffe und großen Kreuzer, gegeben, aus denen sich die Vereinfachungen für kleinere Schiffe von selbst ergeben.

Grundzüge für die Ausstattung der Schiffe mit Kompass.

Handelsschiffe. Die Mindestanzahl der auf Handelsschiffen aufzustellenden Kompass ist in den Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft (Tabelle S. 846) angegeben.

Danach genügen im allgemeinen drei Kompass, nämlich

1 Steuerkompaß,

1 Regelkompaß, der zugleich Peilkompaß ist,

1 Reserve-Steuerkompaß in besonderem Kasten, um ihn bei Bedarf in Benutzung nehmen zu können.

Bei größeren Dampfern und Motorschiffen, die am Heck noch eine Steuer- einrichtung haben, muß auch hierfür ein Steuerkompaß vorhanden sein.

Alle drei Kompass sollten in Größe und Stärke der Nadeln möglichst übereinstimmen, damit sie gegenseitig als Ersatz dienen können.

Kriegsschiffe. Auf den Schiffen der deutschen Kriegsmarine sind folgende Kompass im Gebrauch:

#### 1. Navigationskompass.

a) Der Regelkompaß.

b) Der Peilkompaß, zugleich als erster Ersatz für 1a.

<sup>1)</sup> Kreiselkompaß s. S. 832f.

<sup>2)</sup> Die einfache Magnetnadel ist ersetzt durch eine Anzahl unter der Rose angebrachter Stabmagnete. (Die weitere Beschreibung der Kompass s. Lehrbuch der Navigation, Berlin 1906, und Der Kompaß an Bord, Hamburg 1906.)

<sup>3)</sup> Dient zur Beseitigung (Kompensierung) der Deviation mit Hilfe von dreh- und verschiebbar angebrachten Magnetstäben.

<sup>4)</sup> Elektrische Glühlampe oder Petroleumlampe.

## 2. Gefechtskompass.

- c) Der Steuerkompaß im vorderen Kommandostand.
- d) Der Steuerkompaß in der Zentralkommandostelle bzw. Reservekommandostelle, zugleich als erster Ersatz für 2c.
- e) Der Steuerkompaß im Hinterschiff unter dem Panzerdeck (Ruderraumkompaß), zugleich als zweiter Ersatz für 2c.

## 3. Kompass für andere Zwecke.

- f) Der Steuerkompaß auf der vorderen Kommando-Brücke, zugleich als zweiter Ersatz für 1a.
- g) Der Steuerkompaß auf der Hütte (neuerdings selten).

Anmerkung. Zu 2c, d, e: Mit Steuerstellen.

Zu 2c, d: Mit Rudertelegraphen nach allen Gefechtssteuerstellen, ausgenommen von der Zentralkommandostelle nach dem vorderen Kommandostand.

Zu 2e: Befinden sich die Rudermaschinen in getrennten Räumen, so ist in jedem dieser Räume ein Kompaß mit Steuerstelle vorzusehen.

Ein Ruderraumkompaß ist mit Peilvorrichtung, Kugelzonen und drehbarer Klappe auszurüsten, so daß er als Ersatz für weggeschossene Navigationskompass dienen kann.

Zu 3f: Mit Steuerstelle.

Zu 3g: Nur bei Schiffen, welche mit einem Handruder auf der Hütte ausgerüstet sind.

## B. Wahl des Aufstellungsortes der Magnetkompass.

Störungen der Kompass<sup>1)</sup>. Außer den Veränderungen der Deviation, welche infolge von Ortsveränderungen und Überliegen des Schiffes (Krängungsdeviation) eintreten, finden Kompaßstörungen statt durch starke Temperatureinflüsse, Erschütterungen (durch Schießen), Verschiebungen von Eisenmassen an Bord und elektrische Wirkungen (Scheinwerfer, Dynamomaschinen, Elektromotoren, elektrische Leitungen). Blitzschläge, welche das Schiff treffen, haben in der Regel starke und dauernde Störungen der Kompass zur Folge.

Für das Verhalten der Kompass ist daher die Beschaffenheit des Aufstellungsplatzes von hervorragender Wichtigkeit; seiner Wahl und Zurichtung ist deshalb eine besondere Aufmerksamkeit zu schenken. Die Kompaßplätze sind schon beim Entwurf eines Schiffes zu wählen und in die Baupläne einzuzichnen; endgültig können sie aber erst nach vollendetem Bau und nach den dazu nötigen magnetischen Untersuchungen des Schiffes festgesetzt werden.

### Grundsätze für die Aufstellung der Kompass an Bord.

Für die Aufstellung der Kompass auf Handelsschiffen gelten die Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft:

1. Der Regelkompaß — oder der Steuerkompaß, falls nur ein solcher an Bord ist — ist mittschiffs an möglichst erschütterungsfreier Stelle auf festem Unterbau aufzustellen. Er muß für den Wachhabenden leicht und sicher erreichbar sein. Der Aufstellungsort und die Höhe des Kompaßhauses müssen derart sein, daß freie Rund-sicht zum Peilen vorhanden ist. Steht der Kompaß nicht genügend frei, so sind besondere Peilscheiben an Stellen mit freier Rund-sicht und leicht erreichbar für den Wachhabenden aufzustellen.

2. Für eiserne Schiffe und Schiffe, die mit Verwendung von Eisen gebaut sind, gelten folgende Vorschriften<sup>2)</sup>.

Unter Eisen sind hier alle stark magnetisierbaren Eisen- und Stahlsorten — nicht schwach magnetisierbare Nickel- oder Manganstähle — verstanden.

Der Regelkompaß — oder der Steuerkompaß, falls nur ein solcher an Bord ist — ist frei vom Einfluß einzelner überwiegender Eisenmassen so aufzustellen, daß das Schiff nur in seiner Gesamtheit als magnetischer Körper auf ihn wirkt. Zu vermeiden sind<sup>3)</sup> die Enden des Schiffes sowie die Vor- und Hinterkante eiserner Aufbauten. In der Umgebung des Kompasses dürfen keine unsymmetrisch zur Mittschiffsebene verteilten Eisenmassen vorhanden sein. Auf Schiffen von mehr als 3000 Registertonnen Brutto-Raumgehalt soll die Entfernung des Regelkompasses von Schornsteinen, Ladebaumpfosten und Ladebäumen, Rudermaschinen und Winden min-

<sup>1)</sup> Über Schiffsmagnetismus und Kompensieren der Kompass s. die 4. Aufl. dieses Buches.

<sup>2)</sup> Diese Vorschriften gelten nur für Schiffe, die nach dem 1. Februar 1925 auf Stapel gelegt sind.

<sup>3)</sup> Soweit es sich nicht um Schiffe handelt, bei denen Brücke und Aufbauten hinten angebracht sind.

destens 4 m, von beweglichen Eisenmassen, wie Booten, Davits, den Köpfen größerer Lüfter und dergleichen mindestens 4 m, von eisernen Vertikalwänden, Masten, Deckstützen, Lüftern und dergleichen mindestens 3 m betragen.

Diese Mindestentfernungen ermäßigen sich für Schiffe von 3000 bis 1000 Brutto-Registertonnen verhältnismäßig zur Schiffsgröße bis auf 50 vH ihres Wertes bei 1000 Registertonnen Raumgehalt. Im Umkreis von 1,5 m um die Kompaßmitte ist jedes nicht zur Kompensation benötigte Eisen zu vermeiden. Geländerstangen und Stützen sind nötigenfalls durch nicht-magnetisches Material zu unterbrechen oder zu ersetzen. Auf Schiffen unter 1000 Registertonnen Brutto-Raumgehalt ist der Kompaß mindestens 1 m von den nächsten Eisenmassen entfernt zu halten. Der Abstand von beweglichen Eisenmassen, wie Lukendeckeln, Türen, Ruderpinne, Köpfen von Lüftern muß so groß sein, daß der Kompaß durch die Bewegung der Eisenmassen nicht beeinflusst wird.

Im Interesse der Sicherheit der Schiffsführung empfiehlt es sich, über die vorstehend angegebenen Mindestmaße hinauszugehen, soweit es die Einrichtung und die Bauart des Schiffes zulassen. Falls in Sonderfällen besondere Schwierigkeiten zur Erfüllung dieser Forderungen vorliegen, so ist für eine Abweichung von ihnen zuvor die Genehmigung des Vorstandes der See-Berufsgenossenschaft einzuholen.

3. Bei der Aufstellung des Steuerkompasses und weiterer Kompass sind die obigen Vorschriften nach Möglichkeit zu befolgen. Der Abstand zweier Kompass voneinander muß so groß sein, daß die Rose und die Kompensierungseinrichtungen des einen Kompasses mindestens 1,5 m von der Rose und den Kompensierungseinrichtungen des anderen Kompasses entfernt sind. Läßt sich auf kleineren Schiffen die Aufstellung des Steuerkompasses in einem eisernen Ruderhaus nicht vermeiden, so ist er von den Wänden entfernt möglichst in der Mitte des eisenschlossenen Raumes anzuordnen.

4. Für alle Kompass müssen zweckdienliche Einrichtungen zur unveränderlichen und gesicherten Anbringung der üblichen Kompensierungsmittel getroffen sein.

5. Alle Leitungen für elektrische Licht- und Kraftanlagen, die sich weniger als 5 m von der Kompaßrose entfernt befinden, müssen doppelpolig so verlegt sein, daß Hin- und Rückleitung unmittelbar zusammenliegen.

6. Auf Schiffen mit Kreiselkompaßanlagen muß mindestens ein mit Peilvorrichtungen versehener Magnetkompaß gebrauchsfertig so aufgestellt sein, wie es die obigen Vorschriften anordnen.

7. Für die Kompaßaufstellung empfiehlt es sich bei Neubauten, die Schiffspläne von einer sachverständigen Stelle dahin begutachten zu lassen<sup>1)</sup>, ob die dafür vorgesehenen Plätze in magnetischer Hinsicht unter den vorliegenden Verhältnissen möglichst gut gewählt sind.

8. Soweit es die örtlichen Verhältnisse zulassen, ist das Schiff nach dem Stapellauf zur Ausrüstung auf einen dem Baukurs entgegengesetzten Kurs zu legen. Schiffe, die lange im Hafen auf ein und denselben Kurs gelegen haben, werden ebenfalls zweckmäßig einige Zeit vor Wiederaufnahme der Fahrt auf einen entgegengesetzten Kurs gelegt.

Für Kriegsschiffe gelten im wesentlichen die gleichen Grundsätze; für deutsche Kriegsschiffe sind die betreffenden Abschnitte der Allgemeinen Baubestimmungen, die allgemeinen Grundsätze und besonderen Vorschriften über die Aufstellung der Magnetpeil- und Regelkompass sowie der Steuerkompass maßgebend.

Allgemein können folgende Regeln noch als Anhalt für die Kompaßaufstellung gelten:

Die Kompass sind möglichst fern von den Enden des Schiffes aufzustellen.

Bei Dampfern und Motorschiffen empfiehlt es sich, den Regelkompaß auf der Kommandobrücke oder über dem damit verbundenen Karten- und Ruderhaus aufzustellen, wo die ziemlich beträchtliche Höhe freie Umschau nach allen Seiten gestattet. Bedingung ist jedoch, daß der Platz 7 bis 10 m vom Schornstein entfernt ist, die Maschinenteile unter keinem größeren Winkel als 60° unter dem Kompaß liegen und das Karten- und Ruderhaus selbst von Holz gebaut und nicht mit eisernen Schotten versehen ist. Die Geländerstangen der Brücke und des Hauses müssen, wenn sie nicht wenigstens 2 bis 3 m vom Kompaß entfernt und gleichmäßig auf beiden Seiten verteilt sind, von Messing hergestellt werden; ebenso etwaige Übertragungsteile vom Dampfsteuerapparat, falls der Kompaß gleichzeitig als Steuerkompaß dienen soll.

Kann diesen Anforderungen nicht entsprochen werden, so ist der Regelkompaß an einem anderen Orte aufzustellen, z. B. auf dem Hinterdeck. Er muß dann aber wenigstens 7 m vom Ruderpfosten entfernt und 2 m über dem Deck stehen.

<sup>1)</sup> Für Handelsschiffe liegt nach den Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft die Prüfung der Kompass sowie ihrer Aufstellung einer Agentur der Seewarte oder einer anderen vom Genossenschaftsvorstande bezeichneten Stelle oder Person ob. Auf Fischdampfern ist diese Prüfung in jedem Jahr zu wiederholen.

Bei Segelschiffen, welche ein hohes, bis vor den Besahnmast reichendes Hüttendeck haben, empfiehlt sich ein Platz auf letzterem vor oder hinter dem Besahnmast und, wenn dieser von Eisen ist (oder ein langes eisernes Jackstag für den Besahn hat), 2 bis 3 m davon entfernt. Hat der Deckaufbau ein eisernes Querschott, so darf der Kompaß nicht in dessen Nähe aufgestellt werden, muß aber nach hinten zu wenigstens 7 m vom Hintersteven entfernt sein.

Ein zwischen Besahn- und Großmast befindliches Boots- oder Brückendeck ist ebenfalls ein geeigneter Kompaßplatz, falls die Boote nicht von Eisen sind und man weit genug von eisernen Querschotten entfernt bleiben kann.

Unter Berücksichtigung des Baukurses können bei Aufstellung der Kompass folgende Angaben als Richtschnur dienen:

Bei Schiffen, welche mit dem Bug nach N oder nahezu N gebaut sind, soll der Regelkompaß so weit als möglich nach vorn gerückt werden; bei Schiffen, die mit dem Bug nach S oder nahezu S gebaut sind, so weit als möglich nach hinten, jedoch unter Berücksichtigung der oben gegebenen Regeln.

Bei Schiffen, die in der Richtung O oder W gebaut sind, soll der Kompaß nicht nahe einem der Enden stehen.

Für Schiffe, die auf der nördlichen Halbkugel zu fahren bestimmt sind, ist die für den Kompaß vorteilhafteste Baurichtung: Bug nach S oder nahezu S.

Wenn das Schiff auf der südlichen Halbkugel fahren soll, scheint es von Vorteil, die Baurichtung möglichst O—W zu wählen.

Jedes Schiff sollte, soweit irgend zugänglich, nach dem Stapellauf in einer Lage entgegengesetzt derjenigen auf der Helling vollendet werden.

## C. Kreiselkompaß<sup>1)</sup>.

### I. Allgemeines.

Der Kreiselkompaß von Dr. Anschütz-Kaempfe verdankt seine Richtkraft der Erddrehung. Diese läßt sich für den jeweiligen Beobachtungsort in zwei Teildrehungen zerlegen, nämlich in eine solche um die Lotlinie und in eine Drehung um eine wagerechte Achse, d. h. um den Meridian. Diese letztere Drehung veranlaßt den Kreisel, genügende Umdrehungszahl und richtige, möglichst reibungsfreie Lagerung vorausgesetzt, seine Achse dem Meridian parallel zu stellen, wobei immer dasselbe Achsenende nach Norden weist. Die Kreiselachsen sind also bei richtiger Anordnung mit einer Richtkraft begabt, die der Richtkraft einer Magnetnadel in vielem ähnelt. Während die Magnetnadel jedoch nach dem magnetischen Pol der Erde weist, gibt der Kreiselkompaß die Richtung nach dem astronomischen Pol an. In gleicher Weise wie beim Magnetkompaß nimmt die Richtkraft des Kreisels mit der Annäherung an die Pole ab. Demnach darf man gewissermaßen den Kreiselkompaß als einen Magnetkompaß ansehen, in dem die Magnetnadel durch die Achsen schnell umlaufender Kreisel ersetzt ist und an dessen Rose rechtweisende statt mißweisende Kurse abgelesen werden<sup>2)</sup>.

Ein weiteres wichtiges Unterscheidungsmerkmal ist die lange Schwingungsdauer des Kreiselkompasses von rund 40 Minuten für die Halbschwingung. Diese führt zwar den geringen Nachteil mit sich, daß der Kreiselkompaß einige Stunden vor dem Antritt einer Reise angestellt werden muß, damit er Zeit hat, genau in seine richtige Lage einzuschwingen. Dafür entzieht aber die lange Schwingungsdauer den Kreiselkompaß dem Einfluß aller rasch verlaufenden Bewegungen, so daß er die Nordrichtung mit großer Genauigkeit unverrückbar beibehält.

<sup>1)</sup> Vgl. Anschütz & Co., Kiel: Der Anschütz-Kreiselkompaß. — Ferner: Der Kreiselkompaß. Sonderdruck aus dem Lehrbuch für den Unterricht in der Navigation usw. Berlin: Mittler & Sohn. — Ferner: Meldau: Kleines Kreiselkompaßlexikon. Hamburg: Eckard & Messtorff 1923.

<sup>2)</sup> Über die Theorie des Kreiselkompasses vgl. Usener: Der Kreisel als Richtungsweiser usw. München 1917.

Diese vollkommene Ruhe der Rose, die bereits jeden Zehntelgrad Kursänderung deutlich erkennen läßt, wird nicht durch mechanische oder magnetische Schleppfehler wie beim Magnetkompaß beeinträchtigt, und ihre Weisungen sind unabhängig von der magnetischen Mißweisung, den Sprüngen in der Deviation,

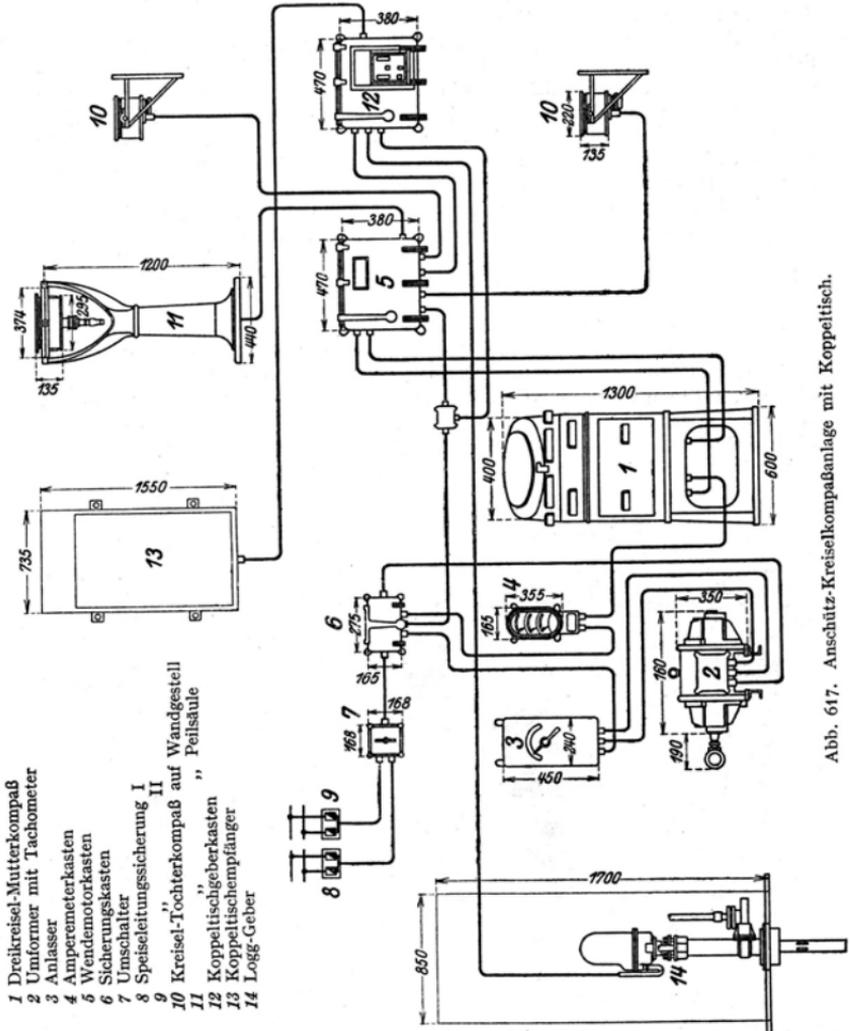


Abb. 617. Anschütz-Kreiselkompaßanlage mit Koppeltisch.

den Krängungsdeviationen, dem elektrischen Licht- und Kraftstromnetz und anderen Störungseinflüssen<sup>1)</sup>, denen der Magnetkompaß unterworfen ist.

Ebenso wird die Richtkraft des Kreiselkompasses, die ohnehin zehn- bis zwanzigmal so groß ist wie die eines Magnet-Fluidkompasses, bei der Aufstellung unter Deck nicht durch benachbartes Eisen oder durch Kompensationsmagnete geschwächt.

<sup>1)</sup> S. S. 830.

Diese große Richtkraft und die Ruhe der Rose gestatten die Anbringung eines im Prinzip sehr einfachen Übertragungssystems vom Mutterkompaß im Innern des Schiffes auf die Tochterkompassse, die in beliebiger Anzahl an jeder gewünschten Stelle die Angaben des Mutterkompasses wiederholen (Abb. 617).

Durch den Fortfall aller magnetischen Störursachen ergeben sich für den Bau und für die Navigation des Schiffes große Vorteile.

Im Gegensatz zum Magnetkompaß gibt es für den Kreiselkompaß keine Störursachen außerhalb des Instrumentes. Ist der Kreiselkompaß mechanisch in Ordnung, und vollführt er seine vorgeschriebenen Umdrehungen, so sind seine Angaben richtig. Durch elektrische Meßinstrumente lassen sich die richtigen Betriebsbedingungen ständig nachprüfen, und es können, wenn notwendig erachtet, Signaleinrichtungen angebracht werden, die jede Störung melden und ihre Ursache erkennen lassen.

Beim Magnetkompaß dagegen läßt sich die richtige Weisung lediglich durch astronomische oder terrestrische Beobachtungen, d. h. nach vom Schiff unabhängigen Gegenständen feststellen, und auch die im Instrument selbst liegenden Störungen, wie Stumpfwerden der Pinne, werden nur bei solchen Gelegenheiten entdeckt.

Für die Führung besonders wertvoller großer Personenschiffe können zur Nachprüfung und zum Ersatz der einen Anlage zwei voneinander unabhängige Kreiselkompaßanlagen verwandt werden. Solange deren Angaben übereinstimmen, hat man in jedem Augenblick eine Gewähr für die Richtigkeit der Angaben, denn es ist ausgeschlossen, daß die gleiche Störung beide Anlagen so trifft, daß in ihnen genau die gleichen Abweichungen erzeugt werden. Es genügt, wenn einer der beiden Kreiselkompassse mit Fernübertragung ausgerüstet ist und zur Kontrolle der Kurs des anderen unmittelbar am beweglichen System abgelesen wird.

Ein solcher „Kontrollkompaß“, dessen Anschaffung naturgemäß weniger kostspielig ist, empfiehlt sich auch für kleinere Schiffe, falls sie in mit magnetischen Störungen behafteten Gewässern navigieren müssen (z. B. Fischdampfer vor Island) oder falls sie den Äquator kreuzen.

## 2. Mutterkompaß.

Den allgemeinen Aufbau des Mutterkompasses zeigt Abb. 618. In dem Kompaßgehäuse 26 hängt an Federn 23 zur Stoßabschwächung das Flüssigkeitsgefäß 24, das oben mit einer Tragplatte abgeschlossen ist. Drehbar in dieser Platte ist die senkrechte Achse des gegengedrehten Systems gelagert, das an seinem

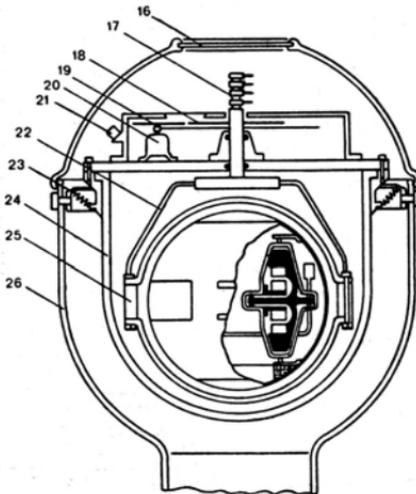


Abb. 618. Mutterkompaß.

oberen Ende die Schleifringe 17 für die Stromzufuhr trägt. Diese senkrechte Achse trägt ferner die Hauptrose 18 und die Nebenrose 19, die von dem Empfängerantrieb 20 angetrieben und im Bedarfsfall durch das Glasfenster 16 abgelesen werden.

Das nordweisende System ist kugelförmig und kann durch das Glasfenster 25 in der sog. Hüllkugel beobachtet werden. Im ruhenden Zustand liegt das nordweisende System, das zwei Kreisel, die Öldämpfungsgefäße und die sog. Blasspule enthält, mit leichtem Übergewicht auf dem Boden der Hüllkugel auf. Sobald

der Strom eingeschaltet ist und die Blasspule ihre abstoßende Wirkung entfalten kann, hebt sich das nordweisende System um so viel, daß die Mittelpunkte der Hüllkugel und der Kreiselkugel zusammenfallen. Der Strom tritt zwischen Leitflächen, die auf der Kreiselkugel und auf der Innenseite der Hüllkugel angebracht sind, durch die zum größten Teil aus Wasser bestehende Tragflüssigkeit in das Kreiselsystem über, wobei ein gewisser Prozentsatz als Verluststrom sich unmittelbar durch das Wasser außen herum ausgleicht. Die geschilderte Aufhängung ist die reibungsärmste, die man sich vorstellen kann. Sie ähnelt der Aufhängung eines Magnet-Fluidkompasses, bei der die materielle Pinne und das Hütchen durch ein Kraftlinienpolster ersetzt ist. Auch bei schnellen Drehungen der Unterlage kann ein Schleppfehler nicht auftreten, da das die Kugelfläche benetzende Wasser nicht an der Drehung der Unterlage teilnimmt.

Die Ströme für die Betätigung der Übertragung treten ebenfalls durch die Wasserschale 22 hindurch. Ein allmähliches Abbrennen der Kontakte kann nicht eintreten.

### 3. Kreiselkompaßübertragung.

Um den Angaben des Mutterkompasses, der möglichst geschützt gegen mechanische Einwirkung und so aufgestellt werden soll, daß sein Betrieb gut überwacht werden kann, an vielen Stellen ablesbar zu machen, überträgt man sie auf Tochterkompaße. Dies sind Anzeigeapparate, in denen man eine Kompaßrose sich gegen einen im Apparat festen Steuerstrich um den der Schiffsdrehung entgegengesetzt gleichen Winkel ebenso drehen läßt, wie die Gegendreheinrichtung den Flüssigkeitsbehälter des Mutterkompasses dreht. Zu diesem Zweck dreht ein in einem besonderen Wendemotorkasten untergebrachter Wendemotor, solange er infolge der Widerstandsdifferenzen zwischen den Kontaktflächen Strom erhält, in dem entsprechenden Drehsinn den Geber, der mit Wechselstrom gespeist wird, und der für jeden Grad Kursänderung eine volle Umdrehung macht. Der Geber wird durch fünf Leitungen mit elektrisch gleich eingerichteten Empfängern verbunden, die ebenfalls eine Umdrehung für jeden Grad Kursänderung machen und in gleicher Weise auf die Tochterkompaßrosen übersetzt sind wie der Empfängermotor 20 auf die senkrechte Welle 17 der Gegendreheinrichtung. Wenn also einmal nach dem Steuerstrich der Tochterrose diese mit der Mutterrose auf gleichen Kurs eingestellt ist, so bleibt diese Übereinstimmung bestehen, solange die Übertragung ungestört arbeitet.

Es ist zu beachten, daß der Tochterkompaß lediglich ein Anzeigeapparat ist, der angibt, was am Mutterkompaß anliegt. Verdreht man einen Magnet- oder einen Kreiselmutterkompaß gegen das unverdrehte Schiff, so ändert sich an diesen Apparaten (und ebenso an allen an den Mutterkompaß angeschlossenen Tochterkompassen) die Kursablesungen, aber nicht die Rosenpeilungen. Verdreht man hingegen gegen das unverdrehte Schiff einen Tochterkompaß, ohne daß sein Mutterkompaß verdreht wird, so ändern sich am Tochterkompaß die Rosenpeilungen, aber nicht die Kursablesung. Ein in einem drehbaren Geschützturm aufgestellter und mit einem richtig zeigenden Mutterkompaß in der Zurrstellung des Turms gleich eingestellter Tochterkompaß zeigt also auch bei Turmschwenkungen den Kurs stets richtig an; seine Rose ist aber nur dann räumlich richtig orientiert, wenn man den Steuerstrich jeweils um den entgegengesetzten Turmschwenkwinkel verdreht, so daß er immer mittschiffs steht.

### 4. Tochterkompaß.

Der Tochterkompaß ist in Abb. 619 u. 620 im Längsschnitt und Aufriß seiner Rose dargestellt. Am Boden seines Gehäuses *A* wird das Stromzuführungskabel angesetzt zur Speisung der Beleuchtungslampen (Fassung *F*) und des Tochterkompaßmotors *J*, der die Rose einstellt. Die Übersetzung *K* dreht zunächst die Innenrose, die sogenannte Minutenrose *D*, und erst nach weiterer 36-facher Verlangsamung (Übersetzung *E*) die Außenrose *C* mit der Grad- und Stricheinteilung und einer zwischen beiden liegenden Teilung in Spiegelzahlen zur Peilungsablesung mit dem Peilaufsatz. Beide Rosen bestehen aus Milchglas. Die Minutenrose, die schon auf 10° Kursänderung einen vollen Umlauf macht, ist in Zehntelgrade eingeteilt von 3 mm Länge und gibt somit die gleiche Ablesegenauigkeit, wie eine volle 360°-Rose von mehr als 3 mm Durchmesser bieten würde. Sie erlaubt dadurch ein äußerst genaues und gutes Steuern. Der Steuerstrich ist in die Glasscheibe *B* eingraviert und schwarz ausgelassen.

*L* ist die Einstellvorrichtung, die mit einem handlichen Schlüssel durch das Zahnrad *R* die Tochterrose schnell und genau einzustellen gestattet.

Der Fensterring des Gehäuses trägt eine Gradteilung für Seitenpeilungen, auf den der Peilauflauf des großen Fluidkompasses Modell 08 der deutschen Kriegsmarine paßt.

Zur Aufstellung der Tochterkompassse dienen gewöhnlich entweder Peilsäulen mit kardanischer Aufhängung oder Steuersäulen, in denen sich der Tochterkompaß unter bequemer Neigung feststellen läßt (Abb. 617).

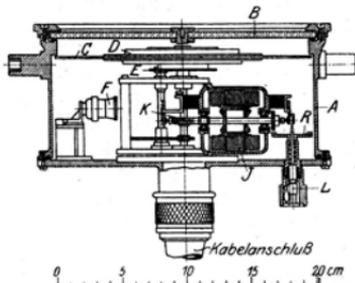


Abb. 619. Tochterkompaß.

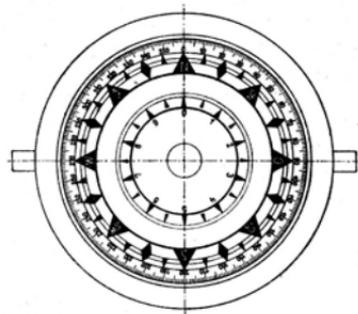


Abb. 620. Tochterkompaßrose.

### 5. Selbststeuer.

Das Selbststeuer ist eine mechanische Verbindung eines Kreisell-Tochterkompasses mit der Steuereinrichtung des Schiffes. Bei geringem Ausscheren des Schiffes wird an der Kompaßrose eines beim Steuerstand auf der Kommandobrücke aufgestellten Tochterkompasses ein elektrischer Kontakt ausgelöst, der über ein Relais einen Elektromotor einschaltet, der das Steuerrad dreht wie sonst der Rudergänger.

Kursänderungen und Ausweichmanöver werden, nach Auskuppeln der Selbststeuereinrichtung wie sonst durch den Mann am Handsteuerrad ausgeführt, oder man stellt mittels eines kleinen Handrades am Selbststeuer die gewünschte Kursänderung ein, worauf der Apparat das Schiff selbsttätig auf den neuen Kurs einsteuert und auf diesem Kurse hält.

### 6. Koppeltischanlage.

Die Koppeltischanlage dient in ihrem einen Teil, dem Koppeltisch-Geber, zur Berechnung des Schiffsortes, und sie zeichnet mit einem anderen Teil, dem Koppeltisch-Empfänger, den Schiffsweg auf.

Der Koppeltisch-Geber ist ein Apparat, der den vom Kreisellkompaß übertragenen Kurs berichtigt und mit der durch einen Fahrtmesser vermittelten Fahrgeschwindigkeit des Schiffes koppelt. Um den jeweiligen Schiffsort festzustellen, ist der Ausgangspunkt des Schiffes in eine Karte einzuzichnen, und zugleich sind die Angaben der beiden Komponenten-Zählwerke am Koppeltisch zu vermerken. Liest man die Apparate nach einer gewissen Zeit ab und bringt die beiden Komponenten in der Karte an, so erhält man den Schiffsort. Da der Fahrtmesser den Weg durch das Wasser und nicht über den Grund anzeigt, so sind für Stromversetzungen entsprechende Verbesserungen anzubringen.

Die fortlaufende Aufzeichnung des Schiffsweges geschieht durch den Koppeltisch-Empfänger.

Da das mit einer Koppeltischanlage ausgerüstete Schiff über seinen Schiffsort stets genau auf dem Laufenden ist, so kann im Nebel und bei schwierigen Durchfahrten sicher navigiert werden; außerdem gestattet der Koppeltisch das Bestimmen des Kurses und der Geschwindigkeit eines vom Schiff entfernt fahrenden Objekts, was für Kriegsschiffe von besonderer Bedeutung ist.

### 7. Kursschreiber.

Der Anschütz-Kursschreiber ist ein Zusatzgerät zu der Kreisellkompaßanlage, das den vom Schiff gesteuerten Kurs ununterbrochen auf einen mit Grad- und Zeiteinteilung versehenen Papierstreifen aufzeichnet. Der Kursschreiber wird von einem Kontakt im Mutterkompaß über einen Wendemotor gesteuert. Der Wendemotor bewegt durch Zahnäder der Schreibschlitten mit der Schreibfeder auf einer Schraubenspindel hin und her, die Schreibfeder wird also je nach der Richtung der Kursänderung des Schiffes nach rechts oder links bewegt, oder sie steht still, wenn Kurs gehalten wird. Während der Aufzeichnung wird der am Rande gelochte Registrier-Papierstreifen durch ein Uhrwerk über den Schreibtisch fortbewegt. Der Kurs des Schiffes erscheint auf dem Streifen als eine auf die Zeit bezogene Kurve, und zwar entspricht die 120 mm breite Schreibfläche 60° der Kompaßteilung. Wird die Kursänderung so groß, daß die Schreibfeder den Rand des Registrierstreifens erreicht, so schnellt der Schreibschlitten automatisch in die Mitte des Streifens zurück, wobei die Sprünge des Schlittens, und damit der Kursangabe, durch ein Zählwerk im Gerät angezeigt werden. Beim Ablesen des jeweiligen Kurses ist zu der vom Zählwerk angezeigten Zahl die gegenüber der Schreibschlittenmarke an einer wagerechten Gradteilung abgelesene Zahl zu addieren.

Der Kursschreiber ermöglicht der Schiffsleitung und der Reederei eine laufende und auch nachträgliche Nachprüfung der Schiffsführung. Er zeigt an, ob der Rudergänger gut arbeitet

er gewährt wertvollen Aufschluß über die Steuereigenschaften des Schiffes, und in Verbindung mit dem Schiffssteuer gestattet er eine ständige und zuverlässige Überwachung dieses Geräts und erleichtert die Ermittlung der günstigsten Einstellung für verschiedene Wetterverhältnisse.

### 8. Strombedarf, Wartung, Prüfung und Vorteile des Kreiselkompasses.

Zum Antrieb des Mutterkompasses wird der Gleichstrom des Schiffes durch einen besonderen Umformer in hochperiodischen Drehstrom umgewandelt, während die Tochterkompassse entweder an den Kommandostromkreis von 50 Volt 50 Perioden des Schiffes angeschlossen oder durch den Kreiselstromumformer mitgespeist werden. Insgesamt verbraucht eine Anlage etwa 1 kW. Im gewöhnlichen Betriebe beschränkt sich die Wartung auf gelegentliches Nachprüfen des Umformers auf funkenfreien Lauf.

In der Navigation werden die Tochterkompassse genau wie Magnetkompassse gehandhabt, wobei der Fortfall der Mißweisung beachtet werden muß.

Für die genaue Prüfung der Angaben des Kreiselkompasses ist nur eine Verbesserung anzubringen, die auf der Ortsveränderung des Schiffes in nördlicher oder südlicher Richtung beruht. Fährt das Schiff z. B. mit 10 kn rechtweisend Nord, so bildet der zurückgelegte Weg einen Teil eines Meridiankreises, und die Horizontalebene des Aufstellungsortes wird dadurch gegen den Raum um eine Achse gedreht, die Ost-West gerichtet ist. Zwar würde zur vollständigen Zurücklegung eines solchen Kreises, wenn sie überhaupt möglich wäre, eine Zeit von 90 Tagen gehören, gegenüber den 24 Stunden, innerhalb der die Erde eine Umdrehung um sich selbst ausführt, jedoch genügt diese Fahrt des Schiffes, um auf dem Äquator dem Kreiselkompaß eine Abweichung von etwa  $1\frac{1}{2}^\circ$  und in unserer Breite von etwa  $1^\circ$  nach Westen zu verleihen. Falls man die für den jeweiligen Fall in Betracht kommende kleine Verbesserung nicht vernachlässigt oder freihändig schätzt, kann sie einer kleinen Tafel entnommen werden.

Große Bedeutung hat der Anschütz-Kreiselkompaß durch seine technische Überlegenheit für die Schiffe der Kriegsmarine, insbesondere für die U-Boote gewonnen.

Die Handelsmarine hat den Anschützkreiselkompaß hauptsächlich wegen seiner wirtschaftlichen Vorteile eingeführt; denn obschon eine Kreiselkompaßanlage, die sich aus einer ganzen Reihe äußerst genau gearbeiteter elektrischer Maschinen und Apparate und einem kleinen Kabelnetz zusammensetzt, erhebliche Anschaffungskosten verursacht, führt sie im Schiffbau und Schiffsbetrieb so viele Vorteile allein wirtschaftlicher Art herbei, daß sie sich auf großen Handelsdampfern in kurzer Zeit amortisiert.

Als solche Vorteile sind zu nennen:

1. Steuern eines genaueren und geraderen Kurses (kürzerer Weg, Zeit- und Brennstoffersparnis).
2. Sicherere Navigation.
3. Bequemlichkeit für die Schiffsführung, an jeder gewünschten Stelle, also auch außerhalb der Mittellinie, des Schiffes dauernd oder vorübergehend einen Tochterkompaß aufstellen zu können (gute Überwachung des Rudergängers).
4. Peilen mittels Tochterkompaß an den Enden der Brücke und an sonstigen, nicht durch Decksaufbauten, durch Schornsteine und andere Hindernisse beeinträchtigten Stellen.
5. Für die Erbauer des Schiffes fallen bei Verwendung des Kreiselkompasses alle Beschränkungen weg, die für die Beschaffung guter Plätze für die Magnetkompassse beachtet werden müssen (keine Verwendung kostspieliger unmagnetischer Baustoffe).
6. Fortfall des Baukurseinflusses.
7. Fortfall der Kompaßregulierung nach Liegezeiten.

Die kleineren Handelsdampfer benutzen gern den Kontrollkompaß ohne Fernübertragung, der die Schiffsführung von der Sorge um die jeweilige Deviation des Steuerkompasses befreit.

## IX. Funkspruch- und Unterwasserschalleinrichtungen, Zeitkabel.

### A. Funksprucheinrichtungen<sup>1)</sup>.

#### I. Allgemeines.

Die Funksprucheinrichtungen an Bord der Handelsschiffe dienen

1. Zur Sicherung der Seefahrt durch Übermittlung von Eis-, Wrack- und Wetternachrichten;
2. Zur Abgabe, Aufnahme oder Weitergabe der Hilferufe von in Seenot befindlichen Schiffen;
3. Zur Bestimmung des Schiffsortes durch Funkpeilung;
4. Zur Übermittlung von Nachrichten, die der Schiffsführung und der Reederei dienen;
5. Zur Aufnahme und Weitergabe von Nachrichten im Dienste des Postwesens für die Allgemeinheit und für die Fahrgäste an Bord;
6. Zur Aufnahme von Zeitungsmeldungen für die Fahrgäste;
7. Zur Aufnahme und Übertragung von Unterhaltungsmusik u. dgl.

Hieran schließen sich noch zahlreiche Sonderzwecke, wie im Forschungs- und Fischereiwesen u. a. m.

An Bord der Kriegsfahrzeuge ist die Funkentelegraphie zu einem unentbehrlichen Hilfsmittel im Signaldienst von Schiff zu Schiff wie von Land zu Schiff geworden.

Die internationale Regelung des Funkverkehrs auf See gründet sich auf den Internationalen Funkentelegraphen-Vertrag von 1912; auf der Konferenz von Washington 1920 sind grundlegende Beschlüsse für eine künftige endgültige Regelung durch eine internationale Konferenz vorbereitet worden. Zur Zeit verfahren die einzelnen Länder nach besonderen Gesetzen über die Ausrüstungspflicht ihrer eigenen Schiffe und auch der Fremden insoweit, als diese ihre Häfen anlaufen. Solche Gesetze sind bisher wirksam in Großbritannien, Italien, Schweden, Vereinigten Staaten und Australien, während in Deutschland, Spanien, Kanada und anderen mehr ähnliche Gesetze in Vorbereitung sind.

Auskunft über die Ausrüstungspflicht und die Besetzung mit Funkoffizieren erteilt in Deutschland die Deutsche Betriebsgesellschaft für drahtlose Telegraphie (Debeg), Berlin und Hamburg.

#### 2. Grundsätze für den Einbau von Funkspruchanlagen auf Schiffen.

Raumbedarf und Lage der Räume. Auf Frachtschiffen bestehen keine Sonderbestimmungen über die Einrichtung der Räume für die Funkspruchanlage; bei Fahrgastschiffen sind dagegen Vorschriften für die Wahrung des Telegrammgeheimnisses erlassen. Die Räume sind möglichst in der Mitte des Schiffes auf dem obersten Deck anzuordnen. Diese letztere Forderung stellt auch das Reichspostamt als aufsichtsführende Behörde aus der Erwägung heraus, daß ein Schiff im sinkenden Zustand noch funken kann, wenn alle Räume des Schiffes überflutet sind. Wird, wie auf Frachtschiffen, die Funkanlage lediglich von der Schiffsführung benutzt, und kommen nur einige Stunden am Tage für den Dienst in Frage, so können Apparat- und Wohnraum für den Beamten in einem

<sup>1)</sup> Vgl. Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1922, Arco, Die Entwicklung der drahtlosen Telegraphie usw. — Dasselbe 1923, Schmid, Die neuesten Fortschritte der drahtlosen Telegraphie und Telephonie. — Ztschr. Werft, Reederei, Hafen 1922, S. 272, Behner, Funktelegraphische Einrichtungen auf Schiffen. — Dieselbe 1922, S. 5 u. 556, 1923, S. 91, Bindseil, Über Erfahrungen der deutschen Marine auf dem Gebiete der Richtungstelegraphie usw. — Dieselbe 1924, S. 95, Stenzel, Über die Bestimmung des wahrscheinlichsten Schiffsortes durch funkentelegraphische Peilung. — Dieselbe 1925, S. 207, Wedemeyer, Ortsbestimmung durch Funkpeilungen.

Raum vereinigt werden; wenn jedoch der Funkdienst eine gewisse Ausdehnung erfährt und sich über Tages- und Nachtstunden erstreckt, so empfiehlt es sich, die beiden Räume zu trennen. Auf Frachtschiffen, wo die Funkanlage lediglich dem Signalbedürfnis des Schiffes dient und wo die Bedienung heute noch vielfach durch einen für den Funkdienst ausgebildeten Schiffsoffizier wahrgenommen wird, genügt ein Funkraum von mindestens  $4 \text{ m}^2$  Nutzfläche. Für den vereinigten Funk- und Wohnraum sind mindestens  $8 \text{ m}^2$  Grundfläche erforderlich.

Bei Fahrgastschiffen bestehen wesentlich weitergehende Raumerfordernisse. Bei solchen Schiffen, auch kleinerer Art, sind grundsätzlich drei Räume vorzusehen: der Wohnraum, der Apparateraum und ein besonderer, durch Schiebefenster verbundener Telegramm-Aufgaberaum (Schalterraum) für Fahrgäste. Große Fahrgastdampfer mit drei und mehr Berufsfunkoffizieren erfordern einen besonderen Wohnraum für jeden Funkoffizier, außerdem eine Schreibstube zur Erledigung der umfangreichen schriftlichen Arbeiten. In allen Fällen ist der eigentliche Apparateraum schalldicht zu isolieren.

Ferner ist ein Raum zur Aufstellung des Umformers vorzusehen; hierbei muß die Geräuschentwicklung durch diesen beachtet werden. Für den Umformer sind keine heißen Räume zu wählen. Die Entfernung des Umformers von den übrigen Räumen soll nicht über 20 m Kabellänge betragen.

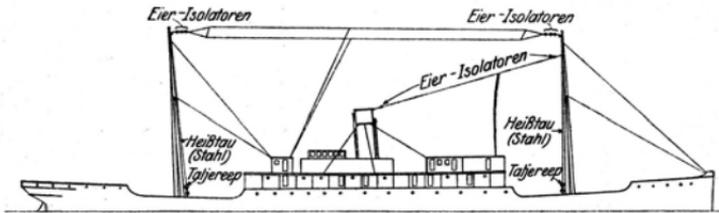


Abb. 621.

Bei Versagen des Schiffstromes tritt der durch internationale Gesetzgebung vorgeschriebene Notsender in Tätigkeit. Dieser besteht im allgemeinen aus einer kräftigen Sammler-(Akkumulatoren-)Batterie und einem Gleichstromunterbrecher. Die Sammler dürfen, der Knallgasentwicklung wegen, nicht in den eigentlichen Funkenräumen und Wohnräumen untergebracht werden; es kommen dafür in Frage nahe der Funkenräume gelegene Gänge, Bäder u. dgl. oder auch besondere Kästen an Deck; auf gute Zugänglichkeit ist zu achten. Auf großen Schiffen sind besondere Stromquellen von öl- oder benzinmotorbetriebenen Notdynamos eingeführt.

Über Raumbedarf für Funkspracheinrichtung auf Kriegsschiffen s. S. 690.

Strombedarf. Für eine Funkanlage mit einer Antennenschwingungsenergie von etwa 500 Watt muß das Schiffsnetz liefern: bei 110 Volt — 20 Amp., für eine Anlage mit etwa 1500 Watt Antennenenergie bei 110 Volt mindestens 40 Amp.

Fernsprecher (s. auch S. 828). Nach der Vorschrift des Reichspostamts muß eine Sprachverbindung der Funkenräume mit der Brücke vorhanden sein (Sprachrohr oder Fernsprecher). Der Fernsprecher darf nicht an die allgemeine Bordanlage angeschlossen sein, sondern muß eine unmittelbare Verbindung ohne Umschaltung darstellen; zwecks Herbeirufung von Läufern ist eine besondere Verbindung zur Hauptaufwartestelle auf großen Schiffen erwünscht.

Luftnetz. Das Schiffsluftnetz besteht im allgemeinen aus zwei parallelen Drähten, die zwischen den höchsten Punkten der Masten an heißbaren Rahen isoliert aufgehängt sind und von ihrer Mitte aus eine doppelte Drahtzuführung nach dem Apparateraum besitzen (Abb. 621). Ein Beispiel für die Führung der Luftnetze über drei Masten zeigt Abb. 622. In Abb. 623 ist eine besondere Luftnetzordnung (Dachantenne) für große Schiffe dargestellt. Die Wahl des Luftnetzes ist abhängig von der Ausbildung der Masten und von den an die Funk-

spruchanlage gestellten Forderungen bezüglich der Reichweite. Das Netz wird daher von Fall zu Fall festgestellt. Stage, Pardunen, Wanten und alle sonstigen mit dem Schiffskörper verbundenen Elektrizitätsleiter vermitteln Energie vom

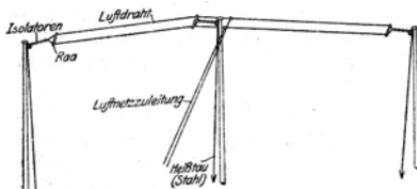


Abb. 622.

anzubringen und durch Porzellanisolatoren zu isolieren (Abb. 621).

Da die Reichweite einer Funkanlage wesentlich von der Höhe der Masten und damit des Luftnetzes abhängig ist, so müssen die Masten so hoch gewählt

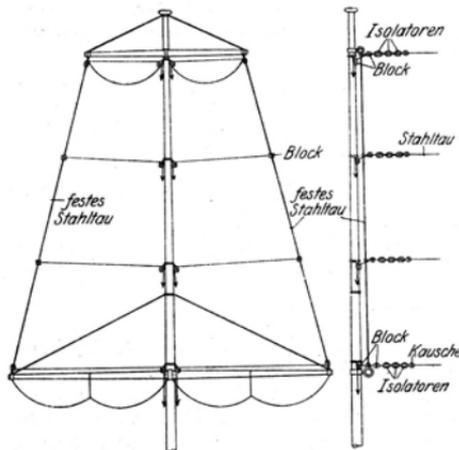


Abb. 623.

werden, wie die schiffbaulichen und Betriebserwägungen dies zulassen. Bei Masten, deren obere Enden aus Holz bestehen, ist die Energieablenkung wesentlich geringer als bei Masten mit Stahltoppen. Ein Blitzableiter ist auch bei Holztoppen nicht erforderlich, da das Luftnetz selbst den besten Blitzschutz gewährt.

Automatischer Notruf. Ein Gerät, das zur weiteren Sicherung der Seefahrt geeignet ist, stellt der sog. automatische Notruf dar. Er besteht aus einem selbsttätigen Zeichengeber, der innerhalb eines bestimmten Zeitraumes rhythmisch abgegebene Zahl von Punkten aussendet, die von

Schiffen, die mit einem auf diese Zeichen ansprechenden Empfangsgerät ausgerüstet sind, ohne Besetzung der Funkstelle aufgefangen und akustisch oder optisch der Wache auf der Kommandobrücke mitgeteilt werden.

Funkpeiler. Der Funkpeiler ist ein Sondergerät, das die Richtungslage einer drahtlosen Sendestation an Land oder an Bord eines anderen Schiffes gestattet. Er besteht aus einer drehbaren Rahmenantenne mit Winkelablesung, der Hilfsantenne, den in gemeinsamem Metallkasten eingebauten Teilen: Peilempfänger, Hochfrequenz-Zusatzverstärker, Niederfrequenzverstärker und Überlagerer, Heiz- und Anodenbatterie und dem Kopfhörer.

Das Gerät kann Verwendung finden bei Zielfahrten auf in Seenot befindliche Schiffe, auf Feuerschiffe, die Nebelwarnungssender führen, und zur Ortsbestimmung durch Kreuzpeilungen nach Küstenstationen.

## B. Unterwasserschalleinrichtungen<sup>1)</sup>.

### 1. Allgemeines.

Unterwasserschalleinrichtungen auf Schiffen werden benutzt als Signalzeichengeber, als Geräte zur Bestimmung der Fahrtrichtung, der Entfernung

<sup>1)</sup> Solche Anlagen werden hergestellt oder geliefert von den Atlas-Werken in Bremen.

des Schiffsortes von Küstenstellen und als akustische Lote zur Messung von Fahrwassertiefen.

An Bord der Handelsschiffe werden sie in erster Linie zur Abgabe und zum Empfang von Nebelsignalen eingebaut; sie treten in Tätigkeit, wenn andere Signaleinrichtungen, wie Funkspruch-, Licht- und akustische Signale über Wasser versagen. In solchen Fällen dienen sie

1. zur Sicherung der Schifffahrt durch
  - a) Erleichterung des Ansteuerns von Hafen- und Flußeinfahrten (kürzester Weg, Zeitersparnis durch Vermeidung von Wartezeit),
  - b) Warnrufe in gefährlichem Fahrwasser,
  - c) Verhütung von Zusammenstößen;
2. zur Auffindung von in Seenot befindlichen Schiffen und Booten;
3. zum Nachrichtenverkehr;
4. zu Sonderzwecken im Fischereiwesen u. a. m.

Auf Kriegsschiffen haben die Unterwasserschallsignale, neben den vorgenannten Zwecken 1 und 2, insbesondere Bedeutung für den Zeichenverkehr von Schiff zu Schiff und für den Aufklärungsdienst beim Herannahen feindlicher Torpedo- und Unterwasserfahrzeuge, für welche letztere sie bei Angriff und Verteidigung ganz besonders zum wichtigsten Hilfsmittel geworden sind.

Zur Erfüllung der Bestimmungen unter 1 und 2 genügt im allgemeinen eine Empfängereinrichtung an Bord der Schiffe, während die Schallabgabe von Küstensignalstationen, von Feuerschiffen oder Bojen geschehen kann; in den Fällen 1c und 2 können Notgeberapparate in Anwendung kommen, die an Bord der Dampfer in handbetätigten und an Davits ausgebrachten besonderen Glocken, bei Booten in über Bord gehängten flachen Scheiben aus Glockenmetall mit handbetätigtem Klöppel bestehen. Für den Signaldienst unter Wasser (Kriegsschiffe) sind besondere, elektrisch betätigte Unterwasserschallsender im Gebrauch, für Kriegszwecke auch besonders konstruierte Geräuschempfänger.

## 2. Unterwasserschallsignalegeräte.

### Empfängeranlagen.

Die Einrichtung der Schiffe zum Auffangen von Unterwasserschallsignalen, wie sie die Atlas-Werke liefern, ist in Abb. 624 schematisch dargestellt. Im Vorschiff, etwa 9 bis 10 m vom Vorsteven, sind auf beiden Seiten des Schiffes an der Innenseite der Außenhaut die beiden zylindrischen Aufnehmerbehälter angebracht, und zwar so tief, daß auch bei bewegter See ruhiges Wasser an dieser Stelle vorausgesetzt werden kann. Diese Behälter sind mit Seewasser gefüllt und tragen im Innern zwei wasserdicht gekapselte Mikrophone. Die Mikrophone stehen durch isolierte Fernsprechleitungen mit dem Ruderhaus auf der Brücke in Verbindung. Der Empfangsapparat auf der Brücke besteht aus zwei hintereinander geschalteten Telephonen, deren Hörer durch einen Schalter abwechselnd mit dem Empfängerbehälter an Backbord oder Steuerbord verbunden werden können, so daß man durch Umlegen des Schalters in der Lage ist, die Tonstärken auf beiden Seiten zu vergleichen und dadurch die Richtung der von einem Geber kommenden Schallwellen zu beurteilen.

Eine andere Unterwasserschall-Empfangsanlage ist diejenige mit je zwei Mikrophonflanschempfängern an jeder Schiffseite unmittelbar an der Außenhaut des Schiffes. Hierbei wird die Schallenergie unmittelbar aus dem Außenwasser aufgenommen und auf die Mikrophone übertragen. Die elektrischen Leitungen werden von den Mikrophonen zu einem Hörapparat geführt. Eine Batterie liefert den Strom für die Betätigung der Mikrophone.

Außer den Empfängern für Signaltöne, wie sie in der Handelsschifffahrt Verwendung finden, werden für Kriegszwecke besondere Empfänger für die

Aufnahme von Geräuschen (z. B. Schraubengeräusche) benutzt. Für die Richtungsbestimmung von Geräuschen, die besonders für U-Boote wichtig sind, wird ein Hörgerät angewandt, das die Bestimmung der Richtung der Schallwellen unmittelbar gestattet. Dieses Gerät beruht auf der Fähigkeit des Menschen, durch Zusammenwirken der beiden Ohren die Richtung des Schalles in der Luft zu empfinden. Auf das Wasser übertragen, hat man nur die Ohren — in diesem Fall zwei Unterwasserschallempfänger — entsprechend der viermal so großen Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Schalles im Wasser, in einer Entfernung voneinander anzuordnen, die viermal so groß ist wie der normale Ohrenabstand. Der Apparat gestattet nun, einen durch zwei derart angeordnete Empfänger erzeugten subjektiven seitlichen Richtungseindruck auf einen Mitteneindruck zurückzuführen, indem man die Schallweglängen von den Telephonen bis zu den Ohren verändert. Die Größe der hierzu erforderlichen Verschiebung der Telephone ist ein Maß für die Abweichung der Schallrichtung von der Richtung der Senkrechten zur Verbindungslinie der Empfänger. Am Apparat kann die Schallrichtung unmittelbar in Winkelgraden abgelesen werden.

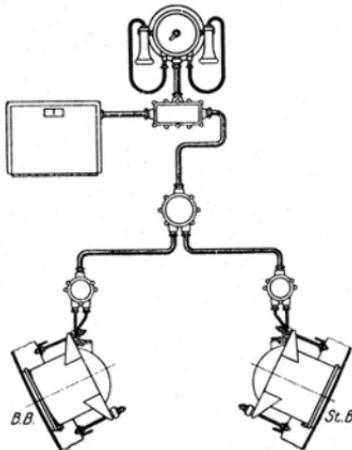


Abb. 624.

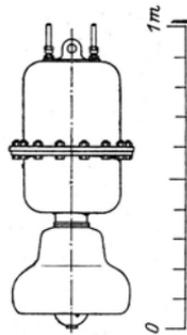


Abb. 625.

#### Geber-(Sender-)Anlagen.

Zum Abgeben von Signalen im Wasser finden in den letzten Jahren an Stelle der früheren Glocken (Abb. 625), die durch Preßluft, Dampf- oder Handdruck bzw. Elektrizität oder auch selbsttätig durch die Wellenbewegung (bei Bojen) betätigt werden, immer mehr elektrisch angetriebene Membransender Verwendung, mit denen es möglich ist, eine Untersee-Nachrichtenübermittlung mittels Morsezeichen durchzuführen. Bei diesen Sendern wird durch Wechselstrom ein Elektromagnet erregt, der eine Stahlplatte (Membran) zum Schwingen bringt und einen kräftigen durchdringenden Ton erzeugt, der auf Entfernungen bis zu 50 Sm gehört werden kann. Die Sender werden auf den Feuerschiffen zur Abgabe von Nebelsignalen durch einen Schacht ins Wasser gelassen oder an einem Davit über Bord gehängt. In manchen Fällen ist der Sender an einem Gestell auf dem Meeresgrunde angeordnet und durch eine Kabelleitung mit einer Bedienungsstation an Land verbunden. Für den Signalverkehr zwischen Kriegsschiffen werden die Sender in die Bordwand eingebaut.

Durch das Abhören von Signalen, die durch die Nebelsignalstationen gleichzeitig durch die drahtlose Station und durch die elektrischen Membransender

ausgesandt werden, und durch Beobachtung des Laufzeitunterschiedes dieser beiden Signale kann die Entfernung der sendenden Stationen von dem betreffenden Schiff bestimmt werden. Die Zeitdifferenz zwischen dem Eintreffen des drahtlosen und des gleichzeitig abgesandten Unterwasserschallsignals multipliziert mit der Schallgeschwindigkeit im Wasser (1500 m/sek) gibt unmittelbar die Entfernung.

(Vgl. Jahrb. Schiffsbaut. Ges. 1920. Hahnemann, Die Unterwasserschalltechnik; — Umschau. Jahrg. 28. Derselbe, Die modernen Unterwasserschallmittel für die Sicherung der Schifffahrt; du Bois-Reymond, Hahnemann u. Hecht, Entwicklung, Wirkung und Leistung des elektromagnetisch erregten Unterwasserschallsenders nach dem Telephonprinzip, Verlag J. Ambrosius Barth.)

### 3. Akustische Lote.

Für die Messung von Meerestiefen wird die Schallausbreitung im Wasser bei den Echoloten und bei den Freiloten verwendet.

Bei dem Echolot wird die Wassertiefe bestimmt aus der Zeitdifferenz zwischen Abgabe eines Schallsignals an der Meeresoberfläche beim Schiff bis zur Rückkehr der vom Meeresboden zurückgeworfenen Schallwellen.

Beim Behnecholot wird für Schallsignale eine Knallpatrone verwendet, die von Bord aus ins Wasser abgeschossen wird, während die Zeitdifferenz durch einen Kurzzeitmesser bestimmt wird.

Eine vollkommenerer Lösung stellt das Atlaslot (Fathometer) Abb. 625 a dar, welches die jeweilige Wassertiefe unter dem Schiff dauernd an einer Skala selbsttätig anzeigt. Bei diesem Echolot werden in jeder Sekunde 4 Schallimpulse durch einen elektrischen Membransender ausgesandt, deren Echo an dem Anzeigeapparat einen Lichtzeiger betätigt. Die Genauigkeit der Messungen betragen etwa 1 m. Die optische Anzeige reicht bis zu Tiefen von 200 m. Mittels einer Abhörmethode, die mit demselben Apparat ausgeübt werden kann, ist es möglich, darüber hinausgehend bis zu den größten Tiefen akustisch

zu loten. Die Echolote finden in letzter Zeit in der Handelsschifffahrt immer mehr Anwendung. Sie haben sich auch auf Vermessungsschiffen bereits bewährt.

Bei dem Freilot wird die Wassertiefe aus der Sinkgeschwindigkeit eines Lotkörpers bestimmt. Das Freilot besteht aus einem kleinen tropfenförmigen Körper von 15 cm Länge und 100 g Gewicht. Es enthält eine kleine Sprengladung, die beim Auftreffen des Lotes auf dem Meeresgrund zur Detonation kommt. Der Knall wird auf dem Schiff mit dem Unterwasserschallapparat abgehört. Das Lot wird an der Lotstelle über Bord geworfen und die Zeit bestimmt, die zwischen dem Eintauchen und dem Auftreffen auf dem Meeresgrund verfließt. Diese Zeit multipliziert mit der Sink-

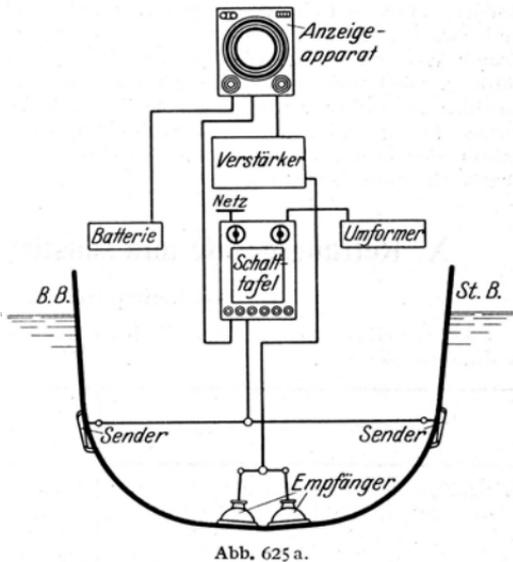


Abb. 625 a.

geschwindigkeit (2 m in der Sekunde) gibt unmittelbar die Wassertiefe (vgl. Z. V. d. I. Bd. 71, Nr. 36, S. 1245. 1927; E. Lübcke, Akustische Lotverfahren, Geräte und Erfahrungen).

### C. Leitkabel<sup>1)</sup>.

Die Verwendung von Leitkabeln kommt hauptsächlich in folgenden Fällen in Frage:

1. Zur Ansteuerung von Flußmündungen, Hafen- und Kanaleinfahrten od. dgl.;
2. zur Kennzeichnung der Fahrrinne in flachen Gewässern;
3. zur Bezeichnung des Schiffahrtweges in engem Fahrwasser;
4. zur Bezeichnung des kürzesten sicheren Weges von Hafen zu Hafen;
5. zur Kennzeichnung des Fahrweges durch Minensperren hindurch im Kriege;
6. als Hilfsmittel bei der Feststellung des Schiffsortes sowie zur Übermittlung von Sturm- und anderen Warnzeichen an die in Küstennähe befindlichen Schiffe.

Ein Leitkabel wird gebildet durch ein in die Fahrrinne gelegtes armiertes Stromkabel, dessen Seele am freien Ende Kontakt mit dem Wasser hat und dessen Landende mit dem einen Pol eines Wechselstromerzeugers verbunden ist. Der im Kabel fließende Wechselstrom erzeugt in der Umgebung des Kabels ein magnetisches Wechselfeld, das die Empfangseinrichtungen an Bord der Schiffe beeinflusst. Die Empfangseinrichtung besteht aus großen Drahtspulen, deren Enden an einen Verstärker mit Hörer angeschlossen sind. Von der Landstation werden durch Ein- und Ausschalten des Wechselstromes mittels selbsttätigen Kontaktgebers oder auch von Hand Morsezeichen gegeben, die die Schiffe für ihre Ortsbestimmung benötigen.

## X. Rettungsgeräte und sonstige Ausrüstung<sup>2)</sup>.

### 1. Rettungsgeräte.

Die Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft bestimmen hierüber:

Es müssen an Bord sein auf	Rettungsbojen <sup>3)</sup> mindestens	Rettungsgürtel <sup>4)</sup> (Korkjacken, Schwimmwesten)
1. Schiffen in langer Fahrt mit mehr als 12 Fahrgästen	Dampf- u. Motorschiffe: 6 <sup>5)</sup> Segelschiffe: 4 für größere Schiffe so viele, wie Boote verlangt werden	Für jede an Bord befindliche Person einer

<sup>1)</sup> Vgl. Loth: Führungskabel für Seeschiffe. Archiv für Elektrotechnik 1920, 9. Band, — Ferner: Seidel: Das Schiffsfahrts-Leitkabel. Ztschr. Werft, Reederei, Hafen 1923,

<sup>2)</sup> Hierzu sind, wenn von der Reederei verlangt, die Vorschriften des Britischen Board of Trade oder ausländische Auswanderer-Vorschriften zu beachten.

<sup>3)</sup> Für die Rettungsbojen (Rettungsringe) gilt das im § 52 der Vorschriften über Auswandererschiffe (s. diese) Gesagte, sowie § 30 (Dampf- und Motorschiffe) bzw. § 26 (Segelschiffe) der Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft.

<sup>4)</sup> Für die Rettungsgürtel (Schwimmwesten, Korkjacken) gilt das im § 31 bzw. § 27 a. dems. O. Gesagte.

<sup>5)</sup> Von 6 oder mehr Bojen sind 2, von 4 oder 2 Bojen (außer Segelschiffe zu 5) ist eine als Nachtrittsboje einzurichten.

Es müssen an Bord sein auf	Rettungsbojen <sup>1)</sup> mindestens	Rettungsgürtel <sup>2)</sup> (Korkjacken, Schwimmwesten)
2. Schiffen in langer Fahrt mit nicht mehr als 12 Fahrgästen	Dampf- u. Motorschiffe: 6 Segelschiffe: 4	Wie zu 1.
3. Schiffen in der großen Küstenfahrt mit mehr als 12 Fahrgästen	Dampf- u. Motorschiffe: 6 Segelschiffe: 4	Wie zu 1.
4. Schiffen in der großen Küstenfahrt mit nicht mehr als 12 Fahrgästen	Dampf- u. Motorschiffe: 4 Segelschiffe: 2	Wie zu 1.
5. Schiffen in der kleinen Küstenfahrt und der Wattfahrt	Dampf- u. Motorschiffe u. Segelschiffe: 2	Für jede Person der Besatzung einer

## 2. Sonstige Ausrüstung.

(S. Tabelle S. 846).

Hierfür lauten die Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft für Dampf- und Motorschiffe:

An Bord jedes Schiffes müssen sich die für seine Fahrt zweckdienenden Seekarten und Segelanweisungen befinden.

Jedes Schiff muß mit einer genügenden Anzahl geschlossener Laternen für den Gebrauch in den Lade- und Maschinenräumen versehen sein.

Jedes Schiff in großer Küstenfahrt muß mindestens 10, in langer Fahrt mindestens 50 kg vegetabilisches oder animalisches Öl zur Beruhigung der Wellen an Bord haben.

Jedes Schiff muß die auf S. 846 u. 847 befindliche Gegenstände an Bord haben.

Jedes Schiff muß außerhalb der Wattfahrt ein Exemplar der im Reichs-Gesundheitsamt bearbeiteten „Anleitung zur Gesundheitspflege auf Kauffahrteischiffen“ an Bord haben. Im übrigen greifen bezüglich der Krankenfürsorge die Bestimmungen der „Bekanntmachung des Reichskanzlers, betreffend Krankenfürsorge auf Kauffahrteischiffen“, Platz.

Alle Inventar- und Ausrüstungsgegenstände, wie Boote, Rettungsgeräte, Ladegeschirr, Rundhölzer, Pferde, Webeleinen, Taue, Drahtseile, Leinen, Ketten, Anker, Winden, Pumpen, Schläuche, Laternen, nautische Instrumente, Reserveteile, müssen stets in gutem Zustand und ordnungsmäßig hergerichtet und befestigt sein.

Unbrauchbar oder schadhaft gewordene Inventargegenstände sind so bald als möglich auszuwechseln, in Gebrauch genommene Reserveteile zu ersetzen.

### Ausrüstung von Motorbooten.

Motorboote sind hinsichtlich ihrer Ausrüstung wie Dampfer zu behandeln, erhalten daher die ihrer Größe und Fahrt entsprechenden Anker, Ketten, Leinen, Boote und Rettungsgeräte. Anstatt der Ankerkette kann ein entsprechend starkes Ankertau geführt werden. Ein Beiboot ist für kleine Motorboote nicht erforderlich.

Auf jedem Motorboot müssen zwei Feuerlöschapparate von bewährtem System, ein Behälter mit mindestens 0,03 m<sup>3</sup> Sand, sowie eine Schlagpütze, zur sofortigen Benutzung bereit sein; ferner Persenninge zum Abdichten der Oberlichter bei schlechtem Wetter; eine Segleinrichtung oder, je nach der Größe des Bootes, zwei Riemen und Dollen; ein Steuerkompaß, ein Bootshaken (zugleich als Peilstock), ein Handlot mit Leine, ein Fernrohr oder Nachtglas und ein Satz Pumpgeschirr für jede Pumpe.

Ebenso wie in den Kriegsmarinen (s. S. 681) kann bei Handelsschiffen die Schiffsausrüstung je nach der Benutzung oder Verwaltung nach bestimmten Gruppen geordnet werden. Eine solche Gruppeneinteilung ist jedoch nicht in so scharfen Grenzen wie bei Kriegsschiffen und auch nicht durchaus einheitlich bei den verschiedenen Reedereien vorgenommen; dennoch kann man die folgende Einteilung als im allgemeinen gebräuchlich ansehen.

<sup>1)</sup> S. Fußnote 1 vorige Seite.

<sup>2)</sup> S. Fußnote 2 vorige Seite.

## Sonstige Ausrüstung

Bezeichnung der Gegenstände	Lange Fahrt	Küstenfahrt		Watt- fahrt
		Große	Kleine	
Dampf- und				
Steuerkompaß oder Kreiselkompaß . . . . .	1	1	1	1
Regelkompaß mit Peilvorrichtung <sup>2)</sup> . . . . .	1	1	—	—
Reserve-Steuerkompaß (in einem Kasten, um ihn aufstellen zu können) . . . . .	1	1	1	—
Reserve-Kompaßrose <sup>3)</sup> . . . . .	2	2	—	—
Chronometer . . . . .	1	1 <sup>4)</sup>	—	—
Sextant . . . . .	1	—	—	—
Oktant (oder Sextant) . . . . .	1	1	—	—
Barometer . . . . .	1	1	1	—
Thermometer . . . . .	2	1	—	—
Handlot, 3 bis 5 kg, Leine 35 bis 45 m . . . . .	2	2	1	1 <sup>5)</sup>
Mittellot, 8 bis 10 kg, Leine 60 bis 100 m . . . . .	1	1	1	1
Tiefseelot, 15 bis 25 kg, Leine 200 bis 230 m . . . . .	1	1	—	—
Log nebst Leine . . . . .	2	2	1	—
Loggläser <sup>7)</sup> . . . . .	2	2	2	—
Fernrohr oder Nachtglas . . . . .	2	2	1	1
Vollständiger Satz Pumpgeschirr für jede Pumpe . . . . .	1	1	1	1
Eimer (Pützen) . . . . .	6	6	4	2
Axt . . . . .	2	1	} 1	1
Kappbeile . . . . .	1	1		
Großer Fuchsschwanz (Handsäge) . . . . .	1	1	—	—
Kleiner Fuchsschwanz (Handsäge) . . . . .	1	1	1	1
Hammer . . . . .	2	2	1	1
Bolzentreiber . . . . .	1	1	1	1
Verschiedene Notschäkel . . . . .	6	6	1	1
Kuhfuß . . . . .	1	1	—	—
Stemmeisen . . . . .	3	3	1	1
Schleifstein . . . . .	1	1	1	1
Vollständiger Satz Schraubenschlüssel . . . . .	1	1	1	—
Feldschmiede mit Amboß, Hammer und Zangen	1	1	—	—
Zweischeibige Gienblöcke . . . . .	2	2	—	—
Taljeblöcke . . . . .	6	6	4	4
Sturmleitern . . . . .	1	1	—	—
Ballastschaukeln (sofern das Schiff mit Ballast im Raum oder lose m Schüttgut fährt) . . . . .	6	6	2	2
Rauchhelme . . . . .	2 <sup>10)</sup>	—	—	—
Sicherheitslampen . . . . .	1	1	1 <sup>11)</sup>	—
Ein Reservesatz geprüfter Positionslaternen . . . . .	1	—	—	—
Ein Reservesatz geprüfter Vorsteckgläser . . . . .	—	1	1	—
Reservewindläufer . . . . .	1	1	—	—

1) Mit Peilvorrichtung.

2) Falls der Kompaß nicht freisteht, muß noch ein Azimutkompaß vorhanden sein.

3) Für Spritkompassse nicht erforderlich.

4) Nur für Schiffe, die über den 61. Grad nördl. Breite hinausgehen oder außerhalb des Kanals fahren.

5) Oder Peilstock, bei Segelschiffen Peilstock außerdem.

6) Es genügt eine Leine von 150 m Länge.

von Handelsschiffen.

Fischdampfer, die nicht über den 61. ° nördl. Breite fahren	Schleppdampfer der großen Küsten- fahrt innerhalb der Ostsee, Nordsee und des Kanals	Lange Fahrt	Küstenfahrt		Watt- fahrt	Fisch- logger	Bodden-, Haft- und Förder- fahrt
			Große	Kleine			
Motorschiffe		Segelschiffe					
1 <sup>1)</sup>	1	1	1 <sup>1)</sup>	1	1	1	1
—	1	1	—	—	—	—	—
1	—	1	1	1	—	1	—
1	1	1	1	—	—	—	—
—	—	1	1 <sup>4)</sup>	—	—	—	—
—	—	1	—	—	—	—	—
1	1	1	1	—	—	1	—
1	1	1	1	1	—	1	—
—	1	1	1	—	—	—	—
1	2	1	1	1	1	1	—
—	1	1	1	—	—	1	—
1 <sup>6)</sup>	—	1	1	—	—	—	—
1	1	} 1	1	1	—	1	—
2	2		2	2	1	1	1
1	2	2	2	1	1	1	1
1	1	6	4	2	2	2	2
1	1	2	1	} 1	1	1	1
1	1	1	1		—	—	1
—	—	1	1	1	1	—	1
1	2	2	2	1	1	2	1
—	1	1	1	1	1	1	—
6	6	6	6	2	2	6	—
—	1	1	1	1	1	1	—
3	3	3	3	1	1	1	1
1	1	1	1	—	—	—	—
—	1	1	1	1 <sup>8)</sup>	1 <sup>8)</sup>	1 <sup>8)</sup>	—
—	—	1	—	—	—	—	—
2	—	4	4	—	—	—	—
6	4 <sup>9)</sup>	6	4	4	4	4	2
—	1	1	1	—	—	—	—
2	6	6	4	2	2	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	2	1	—	—	—	—
—	—	1	—	—	—	—	—
1	1	—	1	1	1	—	—
—	—	1	1	—	—	—	—

<sup>7)</sup> Für Patentlog nicht erforderlich. Segelschiffe: Log und 2 Loggläser oder Patentlog.

<sup>8)</sup> Oder verstellbarer Schraubenschlüssel.

<sup>9)</sup> Zwei größere und zwei kleinere.

<sup>10)</sup> Nur für Passagierschiffe in langer Fahrt. An Bord eines jeden in der langen Fahrt beschäftigten Kohlenschiffes, sowie auf Frachtschiffen in langer Fahrt mit mehr als 60 Mann Besatzung muß ein Rauchhelm vorhanden sein.

<sup>11)</sup> Bei Schleppern nicht erforderlich.

Einteilung der Schiffsausrüstung (Inventar) für Handelsschiffe.

1. Bootsmannsinventar: Anker, Ankerketten und Zubehör, Trossen, Leinen und Zubehör, Blöcke und Läufer, Segel, Sonnensegel, Regenkleider, Luken- und sonstige Bezüge, Boote, Rettungs- und Feuerwerksgeräte, Lote, Lampen und Laternen mit allem Zubehör, Bootsmannsgut (Arbeitsgeschirr), wozu auch Deckwasch- und sonstiges Reinigungsgeschirr, Schmier- und Malergeschirr, Böttcherwaren und kleine Ställe, Fallreeps, Leitern und Hängegerüste (mit Ausnahme für Kohlenpforten) gehören.

2. Zimmermannsinventar: Deckspumpen und Tankpeilgerät, Zimmermannsgut (Arbeitsgeschirr), auch Schmiedegeschirr, Geschirr zum Bedienen der Kohlenpforten.

3. Navigations-(Steuermanns-)Inventar: Nautische Instrumente, auch Kompass, Bücher und Karten, Flaggen und andere Signalmittel, Feuerwerk.

4. Verwalterinventar: Kochsgut (Küchengeschirr, nicht Tafelgeschirr), Bäckereigut, Aufwärttergut, Tafelgeschirr, Kammer- und Saalrüstung, Vorratsraumrüstung.

Ausrüstung von Kriegsschiffen s. Ladung und Besatzung S. 681 bis 683.

## Siebenter Abschnitt.

# Bewaffung und Panzerung der Schiffe.

### I. Allgemeines<sup>1)</sup>.

Aufgabe des Kriegsschiffes ist es, die Angriffsmittel seiner Artillerie-, Torpedo-, Minen- und Bombenarmierung sowie die Kampf-, Bomben- und Torpedoflugzeuge möglichst schnell und überraschend an den Gegner und in günstiger Position zur Wirkung zu bringen, vor dessen Gegenwirkung durch geeignete Abwehrmittel zu schützen und möglichst lange gebrauchsfähig zu erhalten.

Zum Schutze von Schiff und Waffen dient neben den sonstigen Schiffseinrichtungen (wasserdichte Unterteilung usw.) in erster Linie die Panzerung.

Waffen und Panzerung bilden neben Schiffsgeschwindigkeit und Aktionsradius die Hauptgefechtswerte eines Kriegsschiffes, je nach Ausbildung und Betonung dieser Gefechtswerte in der Konstruktion entstehen die Kriegsschiffstypen. Es wird unterschieden zwischen: Schlachtschiffen, Schlachtkreuzern, Flugzeugträgern, Kreuzern, Monitoren, Torpedo- und Minenfahrzeugen, Unterseebooten und Hilfsschiffen. Jede dieser Schiffsklassen weist für sich wiederum Abstufungen auf, die durch die Stärke der Gefechtswerte und die dadurch bedingte Schiffsgröße gekennzeichnet werden.

Allgemeingültige Entwicklungsgrundsätze für jeden Typ bestehen nicht; politische, taktisch-strategische, technische und finanzielle Gesichtspunkte sind für den Einzelfall maßgebend (Schiffbau 1916/17, S. 467 f.).

Ebenso sind Vergleiche zwischen den Schiffstypen verschiedener Mächte nur unter Berücksichtigung der verschiedenartigen Voraussetzungen möglich, die sich teils aus den der Marine im Kriegsfall zu stellenden wahrscheinlichen strategischen Aufgaben, teils aus den verschiedenen Verwendungsgrundsätzen von Schiff und Waffe im Kampf und schließlich aus dem Stärkeverhältnis ergeben.

Die Versuche, die Gefechtswerte der Kriegsschiffe in eine Formel zusammenzufassen, können niemals eine einwandfreie Lösung ergeben, da es unmöglich ist, zahlreiche, ihrem Wesen nach ganz verschiedene Wertfaktoren in ein mathematisches Verhältnis zueinander zu bringen (Marine-Rundschau 1913: Ein neues Verfahren zur Berechnung des Gefechtswertes von Kriegsschiffen von M. Probst).

Vor dem Entwurf müssen die in den verschiedenen militärischen Dienstzweigen für wünschenswert oder erforderlich erachteten Eigenschaften des neuen Schiffes zusammengestellt werden. Der Chefkonstrukteur hat dann mit seinem Entwurfsstab zu untersuchen, ob und in welchem Maße die Wünsche und Erfordernisse innerhalb der Displacements- oder der durch den Haushalt gesteckten Grenzen zu erfüllen sind, und, meist nach Vereinbarung einer Kompromißlösung, den Typ durch allgemeine Entwurfsskizzen und Angaben festzulegen, die auch für die Veranschlagung der Aufwendungen den ersten Anhalt geben.

<sup>1)</sup> Siehe Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens 1914/15, S. 875 f.: Welcher Schiffstyp sollte dem Überdreadnought folgen?

Die Geschützkonstruktionen werden, wie die aller anderen Waffen, von Konstrukteuren des besonderen Fachgebietes entwickelt. Die Notwendigkeit enger Zusammenarbeit mit den Kriegsschiffkonstrukteuren ergibt sich daraus, daß diesen die mit Rücksicht auf alle anderen Faktoren zu treffende Wahl wirksamster Anordnung, und die hinsichtlich der Festigkeit, des Gewicht- und Raumbedarfs günstigste Unterbringung zufällt.

## II. Geschützbewaffnung<sup>1)</sup>.

### A. Geschütze.

Die an Bord von Kriegsschiffen zur Verwendung kommende Artillerie wird in schwere (SA), Mittel- (MA) und leichte Artillerie (LA) eingeteilt. Dem Washington-Abkommen entsprechend hat die SA eine obere Kalibergrenze bei 16 Zoll = 40,64 cm, die MA bei 8 Zoll und die LA bei etwa 4 Zoll. Die immer mehr an Bedeutung gewinnende Armierung mit Flugzeugabwehrkanonen (Flak) kann in den Bereich der MA oder LA fallen; charakteristisch ist die große Erhöhung, die eine entsprechende Gewichtssteigerung bedingt. — In England wird jetzt die 4,7zöllige, in den Vereinigten Staaten die 5zöllige als wirksamste Flak bevorzugt.

Der Verwendungszweck der schweren Artillerie ist, eine zerstörende Wirkung auf große Entfernung durch Panzerdurchschlagskraft und Sprengwirkung der Geschosse zu erzielen.

Die Mittelartillerie der Schlachtschiffe und Schlachtkreuzer dient in erster Linie der Torpedobootsabwehr; ferner ist sie für das Massengranatfeuer gegen schwächer gepanzerte und ungepanzerte Flächen der Schiffsziele und gegen geringwertigere Ziele bestimmt. Auf den kleinen Schiffstypen bildet sie die Hauptangriffswaffe gegen gleichwertige Gegner.

Die leichte Artillerie wird neuerdings vornehmlich zur Flugzeug- und Unterseebootsabwehr verwandt. Auf kleineren Torpedobooten und Hilfsschiffen bildet sie die Hauptwaffe gegen gleichwertige Gegner.

Die allgemeinen Anforderungen an die Armierung sind:

Geschütz- und Geschosskonstruktion müssen vor allem die Treffsicherheit auf große Entfernungen ermöglichen (größere Erhöhung, größeres Gewicht). Die Geschosswirkung am Ziel soll möglichst groß sein. Die Geschütze müssen sicher bedienbar, einfach, dauerhaft, im ganzen und in ihren Einzelteilen leicht zu ersetzen sein.

### I. Kaliberwahl.

Bis zum Jahre 1910 bildete das 30,5 cm-Geschütz die obere Grenze für die schwere Artillerie. Seitdem haben die größeren Mächte fast allgemein das Kaliber der schweren Artillerie gesteigert. Die obere Grenze bildet gegenwärtig das 40,6 cm-Geschütz auf den Linienschiffen der Colorado-Klasse der Vereinigten Staaten. Auf Monitoren sind Geschütze von 18 Zoll = 45,72 cm Kaliber eingebaut worden. Die Gründe für die Kalibersteigerung liegen in dem Hinausschieben der Gefechtsentfernungen, der vergrößerten Reichweite und Wirkung der Torpedowaffe und in der höheren Bewertung, die infolgedessen die zerstörende Wirkung des Einzeltreffers erhält.

Die Grenzen der Gefechtsentfernungen werden durch die modernen Einrichtungen der Zielbeobachtung, wozu auch die vom Flugzeug und vom

<sup>1)</sup> Siehe: Leitfaden für den Unterricht in der Artillerie an Bord der Artillerieschulschiffe. Berlin 1911; Nauticus 1910: Die Steigerung der Wirkung der Schiffsartillerie; Nauticus 1911: Die Entwicklung des modernen Kampfschiffes; Nauticus 1912: Artillerie und Panzer in ihren jüngsten Fortschritten; Nauticus 1914: Der Übergang zum 38 cm-Geschützkaliber; Z. V. d. I. 1916: Die mechanischen Grundlagen der Lehre vom Schuß von H. Lorenz; Transactions of the J. o. N. A. 1899: The Rise and Progress of rifled Naval Artillerie von Sir Andrew Noble.

Drachen aus gehört, erweitert. Besonders beim Beschießen von ausgedehnteren Landzielen verliert das Sichtzielen an Bedeutung. Die Grenze der Entfernung liegt dann in der Reichweite der Geschütze, die z. B. bei der SA der „Colorado“ 315 hm beträgt.

Vorzüge des größeren Kalibers gegenüber dem kleineren.

1. Steigerung der Wirkung des Einzeltreffers in bezug auf Durchschlagsleistung und Sprengwirkung bei geringerer Anfangsgeschwindigkeit.
2. Größere Lebensdauer, da Gasdruck und relative Ladung herabgesetzt werden können.
3. Verbesserung der ballistischen Eigenschaften durch geringeren Einfluß des Windes und des Luftwiderstandes bei großen Entfernungen.
4. Verringerung der Geschützzahl bei gleicher Gesamtleistung einer Breite, daher Vereinfachung der Aufstellung.

Nachteile der größeren Kaliber gegenüber den kleineren.

1. Geringere Feuergeschwindigkeit.
2. Höhere Anforderungen an die Kenntnisse und die Schulung der Bedienungsmannschaft infolge maschinellen Betriebes aller Bewegungseinrichtungen.

Bei den Geschützen der Mittelartillerie sind die Forderungen nach leichter Bedienbarkeit und größter Feuergeschwindigkeit für die Kaliberwahl vorherrschend. Für Dauerleistungen bei hoher Feuergeschwindigkeit ist ein von Hand bedientes Geschütz von etwa 15 cm die Grenze nach oben. Die Größe der zu bekämpfenden Torpedoboote sowie die großen Gefechtsentfernungen zwingen, an diese Grenze zu gehen.

Bei den Geschützen der leichten Artillerie sind leichte Bedienbarkeit und größte Feuergeschwindigkeit insbesondere bei ihrer Verwendung gegen Luftziele in noch höherem Maße als bei der Mittelartillerie Bedingung. Außerdem dürfen sie nur wenig Raum und Gewicht beanspruchen und müssen sich auch auf leichten Aufbauten aufstellen lassen.

## 2. Rohre und deren Lafetten <sup>1)</sup>.

Die Geschütze der schweren Artillerie werden an Bord allgemein in Drehscheibenslafetten aufgestellt, die sich aus den früher gebräuchlichen Mittelpivotlafetten entwickelt haben. Als charakteristisches Merkmal der Drehscheibenslafette ist anzusehen, daß die Aufnahmestellen der wagerechten Rückstoßkräfte sowie die Führungen bei der Drehbewegung der Lafette an den äußeren Rand gelegt werden und dadurch die Möglichkeit geschaffen ist, die Munitionsaufzüge innerhalb der Lafette so unterzubringen, daß sie an der Drehbewegung teilnehmen. Der Rückstoß auf den Schiffskörper wird hierbei durch den Lafettensockel übertragen. Die Geschütze der Mittelartillerie können gleichfalls in Drehscheiben aufgestellt werden, oder sie erhalten, wie die Geschütze der leichten Artillerie, Mittelpivotlafetten.

Als Rohrkonstruktionen werden zur zweckmäßigen Ausnutzung der Widerstandsfähigkeit der äußeren Rohrschichten durch Vorspannungen Mantelringrohre für die schweren und Mantelrohre für die leichten Geschütze, sowie Drahtrohre angewandt (Nauticus 1912, S. 192).

Der Nachteil und die Schwäche der Drahtkonstruktion liegt in der Schwierigkeit der Übertragung des Längenzuges auf die äußeren Schichten. Die Rohre neigen daher wegen der mangelnden Längsfestigkeit zum Durchhängen.

Um die Geschößlängsachse durch Rotation in der Schußrichtung zu erhalten, werden in die innere Wandung der Seele schraubenförmige parallele Züge

<sup>1)</sup> Siehe Jahrb. Schiffsbaut. Ges. 1911: Der Aufbau schwerer Geschütztürme an Bord von Schiffen von K. Thorbecke.

eingeschnitten. Die üblichen Rohrlängen, gerechnet von der Mündungsbis zur Bodenfläche, liegen zwischen 40 und 50 Kalibern.

Die Lebensdauer der Seelen- oder Kernrohre ist durch die Abnutzung des Rohrrinnen gegeben. Den größten Einfluß hat die Temperatur der Pulvergase, die zwischen 2000° und 3000° liegt (Nauticus 1912, S. 198). Im Durchschnitt ist bei der schweren Artillerie nach einer Schußzahl von etwa 150 Schuß bei Drahtrohren (bei Mantelrohren erheblich mehr) eine Neubeseelung erforderlich. Durch Herabsetzung der Anfangsgeschwindigkeit und entsprechende Verringerung der Ladung kann die Lebensdauer erhöht werden.

Den Abschluß des Rohres nach hinten bildet der Verschuß. Die beiden gebräuchlichen Verschußarten sind der Quer- oder Keilverschuß und der Längs- oder Schraubenverschuß (Nauticus 1912, S. 202). Der Hauptvorteil des Keilverschlusses gegenüber dem Schraubenverschuß besteht in der Sicherheit und Schnelligkeit der Bedienung. Die schweren Verschlüsse von 30,5 cm aufwärts werden hydraulisch betätigt, der Handantrieb dient hier nur als Reserve. Der gasdichte Abschluß des Rohres gegen den Verschuß kann erreicht werden durch aufgeschliffene Flächen oder plastische Polster, besser noch durch die Kartuschhülse.

Die Rohre werden in Wiegen gelagert. Sie laufen beim Schuß in der Wiege auf Führungen in Richtung der Seelenachse zurück und wieder vor. Hierdurch wird die Beanspruchung der Lafette gegenüber älteren Ausführungen gleichförmiger und kleiner und die Visiereinrichtung vom Rücklauf unabhängig.

Um die Rücklaufgeschwindigkeit des Rohres allmählich zu verringern und die beim Schuß auftretenden Kräfte sowie den Rücklaufweg auf ein gewünschtes Maß zu beschränken, werden Flüssigkeitsbremsen angeordnet, während zum Vorholen des Rohres nach erfolgtem Rücklaufe bei den schweren Geschützen Druckluft und bei mittleren und leichten Geschützen Federkraft verwendet wird.

Die Wiege wird durch die Schildzapfen in den Lafettenwänden (Wiegenträgern) gelagert.

Bei den Drehscheibenlafetten ruhen die Lafettenwände auf einer Drehscheibe, die aus Längs- und Querträgern aus Blechen und Winkeln besteht, und die durch eine Ringwand umschlossen werden. Im allgemeinen werden bei den Geschützen der schweren Artillerie mehrere Rohre — zwei bis vier — auf einer gemeinsamen Drehscheibe gelagert.

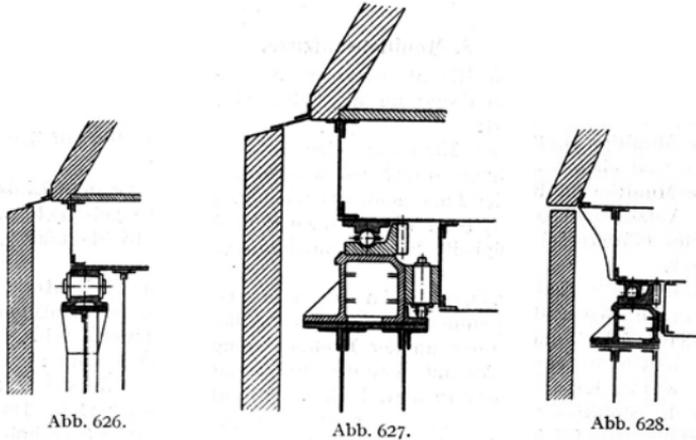
Um die Scharten in der Drehturmpanzerung möglichst klein zu halten, werden die Schildzapfen der Wiege möglichst dicht an die Vorderwand des Drehturmpanzers herangerückt. Da der Schwerpunkt von Rohr und Wiege im allgemeinen in der Schildzapfenachse liegt, so liegt infolgedessen der Schwerpunkt des gesamten Drehturmes vor der Turmdrehachse, und es müßte bei überliegendem Schiff eine große Hebearbeit beim Turmschwenken geleistet werden, wenn nicht durch entsprechende Maßnahmen wie z. B. Verlängerung des Turmes nach hinten (Vergrößerung des Turmüberhanges) und durch Verstärkung der Rückwand des Drehturmpanzers ein Gegengewicht geschaffen würde.

### 3. Pivotierung.

Bei den Drehscheibenlafetten ist unter dem äußeren Rande des Bodenbleches der Drehscheibe eine kreisförmige Laufbahn mit Laufrollen oder Kugellagern angebracht, die ihrerseits auf einem Stahlgußunterbau, dem Lafettensockel, ruht.

Der Lafettensockel hat das gesamte Gewicht aller drehbaren Teile und die Rückstoßkraft aufzunehmen und ist daher als das Pivot der Lafette anzusehen. Beim Pivotrollenlager der englischen und amerikanischen Lafetten (Abb. 626) sind die leicht konischen Rollen an beiden Enden mit Bunden versehen. Auf den Rollen zwischen den Bunden läuft die Drehscheibe und legt sich

beim Schuß gegen die Bunde, wodurch die wagerechten Kräfte des Rückstoßes auf den Unterbau übertragen werden. Beim Stahlkugellager ist für die Übertragung der wagerechten Rückstoßkomponente entweder ein Kranz mit senk-



rechten Laufrollen vorgesehen (Abb. 627) oder nur Schleifringe am Lafettensockel und an der Drehscheibe, Konstruktion der Firma Krupp (Abb. 628).

Die Rückstoßkräfte der Krupp'schen Geschütze haben etwa folgende Größen:

Bei	38,1	35,56	30,5	28	24	21	17	15	10,5	8,8 cm
L/45	455 t	400 t	290 t	250 t	190 t	165 t	120 t	90 t	45 t	24 t
L/50	500 t	440 t	320 t	270 t	210 t	175 t	134 t	98 t	49 t	26 t

Bei den Mittelpivotlafetten ist der Wiegenträger in seinem oberen Teil gabelförmig ausgebildet und in seinem unteren Teil oben und unten im Pivotsockel gelagert, indem er diesen entweder glockenförmig umschließt oder mit einem Zapfen (Pivotzapfen) in diesen hineinragt. Der Pivotzapfen wird vorteilhaft in seinem oberen Teil mit zwei Kugellagern für die Aufnahme der senkrechten und der wagerechten Drücke auf einem Stützzapfen gelagert, der im Sockel des Geschützes befestigt ist. Dieser Stützzapfen wird nach einer Ausführung der Firma Krupp so bemessen, daß er die obere Lagerung des Pivotzapfens im Sockel nur unter der Einwirkung der Schußkräfte zur Anlage kommen läßt.

#### 4. Geschützstand.

Gewicht und Rückstoßkräfte sind an derjenigen Stelle auf den Schiffskörper zu übertragen, wo die Lafettensockel bzw. Pivotsockel mit dem Geschützstand verbunden werden. Die zweckmäßigste Ausführung der Geschützunterbauten besteht in einem durch Profile ausgesteiften Zylinder als Fortsetzung des Lafetten-

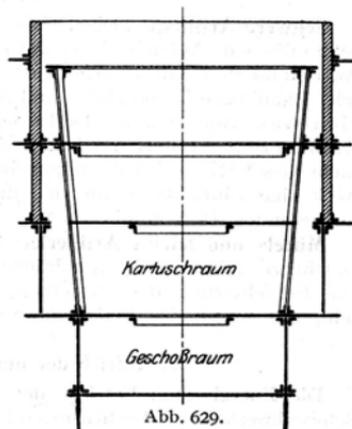


Abb. 629.

sockels bzw. Pivotsockels, der zur Aufnahme aller wagrecht wirkenden Kräfte mit zwei Decks und zur Aufnahme aller senkrecht wirkenden Kräfte mit Hauptschotten des Schiffes verbunden wird (Abb. 629). Näheres über diese Konstruktionen und deren Berechnungen siehe „Festigkeit der Schiffe“ von Pietzker, S. 158 f.

### 5. Munitionsaufzüge.

**Schwere Artillerie.** Für die Munitionsförderung aus den Munitionskammern zu den Geschützen sind für die schwere Artillerie folgende Gesichtspunkte maßgebend:

Die Munition muß in den Kammern leicht und schnell in die Aufzüge eingeladen und ebenso aus ihnen ausgeladen werden können.

Die Munition muß in der Lage gefördert werden, wie sie vor dem Einladen in die Aufzüge gelagert ist, bzw. wie sie nach dem Ausladen gebraucht wird.

Hohe Fördergeschwindigkeit, Fördern unabhängig vom Richt- und Lademanoöver.

Infolgedessen sind die Aufzüge in den Lafettenschacht (zentrale Anordnung im Gegensatz zu außerhalb der Lafette liegenden, fest eingebauten Aufzügen) verlegt und nehmen an der Drehbewegung der Lafette teil. Jedes Rohr erhält seinen eigenen Aufzug. Von den drei Bauarten der Aufzüge: Paternosterwerk, Klinkenaufzug und Fahrstuhlaufzug, erfüllt der letztere die an die Munitionsförderung zu stellenden Bedingungen am besten. Da der Fahrstuhlaufzug bei jeder Auffahrt nur eine Ladung für das Rohr (Geschoß und Kartuschen) fördert, kann zur Erhöhung der Fördergeschwindigkeit die Förderhöhe unterteilt und eine Umladepattform vorgesehen werden. Ein besseres Mittel bietet die Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit des Aufzuges, die durch die Leistungsfähigkeit und Größe der Hubmotoren begrenzt wird. Die schweren Schosse werden mittels maschinell betriebener Ansetzer in die Rohre eingeführt.

**Mittel- und leichte Artillerie.** Für Kasematt- und frei an Deck stehende Geschütze werden fest eingebaute Aufzüge verwendet, die außerhalb des Bedienungskreises der Geschütze liegen müssen, und zwar folgende Arten:

Paternosterwerke, Klinkenaufzüge, Druckluftförderung, Aufzüge mit umgekehrten Flaschenzügen, Seilwinden und Handwippen. Die Paternosterwerke, bei denen die Munition in Mulden, die an Laschenketten ohne Ende befestigt sind, ununterbrochen gefördert wird, ergeben die höchsten Fördermengen, erfordern aber beim Fördern der Munition in wagerechter Lage große Decksausschnitte.

### 6. Richtmittel.

**Schwere Artillerie.** Die Rohre erhalten Höhenrichtmaschinen, die bei hydraulischem Antrieb direkt auf die Wiege wirken, während bei elektrischem Antrieb die drehende Bewegung des Motors durch Verwendung von Zahnstangen oder Zahnbogen in die Hebe- und Senkbewegung umgesetzt wird. Die Seitenrichtung erfolgt von der Drehscheibe aus durch Zahnradübertragung auf einen Zahnkranz am Lafettensockel. Bei allen Drehscheibenlafetten, die zwei oder mehr Geschütze auf der Drehscheibe tragen, enthält das maschinelle Schwenkwerk eine Einrichtung, die den durch das Drehmoment eines Einzelschusses auftretenden Stoß aufnimmt.

**Mittel- und leichte Artillerie.** Für Kasematt- und frei an Deck stehende Geschütze können die Handräder für Höhenricht- und Schwenkwerk zur Erleichterung der Bedienung zu beiden Seiten des Rohres angeordnet sein, was wegen des Platzbedarfs zu beachten ist.

### 7. Antrieb der maschinellen Einrichtungen.

Die Energie zum Betriebe der Aufzüge, der Höhenrichtmaschinen und des Schwenkwerkes der Drehturmgeschütze wird entweder durch Druckflüssig-

keit oder Elektrizität an die Verbrauchsstellen geleitet. Betriebssicherheit, Übersichtlichkeit, schnelle und leichte Bedienbarkeit sowie Unempfindlichkeit gegen Schußerschütterungen sind die allgemeinen Anforderungen. Für den Betrieb der Aufzüge ist die zur Erreichung der Förderleistung notwendige Fahrgeschwindigkeit sowie genaues Abstoppen wesentlich, für Höhenrichtmaschinen und Schwenkwerk sind große Regulierweiten erforderlich, um möglichst große und möglichst kleine Geschwindigkeiten für das Richten zu haben. Zwischen diesen Geschwindigkeitsgrenzen muß in schnellster Wechselfolge und mit sanftem Übergang jede beliebige Geschwindigkeit zur Verfügung stehen, damit bei den Eigenbewegungen des Schiffes und den Bewegungen des Gegners das Ziel dauernd festgehalten werden kann. Der Wechsel der Bewegungsrichtung muß schnell und leicht erfolgen können. Die Vorzüge des Antriebes mit Druckflüssigkeit liegen mehr innerhalb des Drehturmes, die der Elektrizität mehr außerhalb desselben. Wo die hin und her gehende Bewegung des hydraulisch angetriebenen Kolbens direkt ausgenutzt werden kann (Aufzüge und Höhenrichtmaschine), ist Druckflüssigkeit in der Einfachheit der Übertragung großer Kräfte überlegen; dagegen ist die Elektrizität als Kraftquelle im Vorteil, da die Leitwege im Schiff und die Zuführung zum Turm wesentlich einfacher werden, Ausbesserungen leicht ausgeführt werden können und infolge der Schaltungsmöglichkeit auf jede beliebige Dynamomaschine größere Betriebssicherheit geschaffen werden kann. Die Aufzüge der Mittel- und leichten Artillerie erhalten fast ausschließlich elektrischen Antrieb. Die Primärstationen werden im allgemeinen mit den Primärstationen für den sonstigen Schiffsbetrieb in Zentralen vereinigt und können an beliebiger, geschützter Stelle im Schiff angeordnet werden.

### 8. Panzerschutz und Anordnung der Geschütze.

**Schwere Artillerie.** Die Geschütze auf Drehscheibenlafetten erhalten ihren Panzerschutz derart, daß der obere Teil bis etwa in Höhe der Drehscheibe vollständig von einer Panzerung umschlossen wird, also als Drehturm, der mit der Drehscheibe verbunden wird, so daß dessen Gewicht von der Drehscheibe auf den Lafettensockel übertragen wird und er die Drehbewegungen mitmacht, während der untere Teil der Lafette mit den Aufzügen sowie der Lafettensockel mit dem Geschützstand von einem Panzerzylinder, der Barbette, die mit dem Schiffskörper verbunden ist, umgeben wird, der nach unten hin im allgemeinen bis zum Panzerdeck reicht. Die Drehturmpanzerung besteht aus Vorder-, Seiten-, Rücken- und Bodenplatten und der Decke. Die Formgebung des Drehturmes hängt von der gesamten Drehscheibenlafettenkonstruktion ab, vor allem von der größten Erhöhung und Senkung der Rohre, der Anordnung der Aufzüge und Ladevorrichtungen, von der Förderung, ob die Rohre für eine feste oder für eine beliebige Ladestellung oder für das Laden während des Richtens eingerichtet werden, ferner von der Unterbringung der Visier- und Entfernungsmessereinrichtungen, der Turmausbalancierung und der Unterbringung von Bereitschaftsmunition im Turm. Alle diese Forderungen sind unter dem Gesichtspunkt zu vereinigen, das Gewicht der Drehturmpanzerung bei größtmöglichem Panzerschutz so niedrig wie möglich zu halten. Die einzelnen Panzerplatten werden durch Verfaltung, Verkämmung, Verblattung und Laschen sowie Winkelstahle zusammengehalten, die Decke ruht auf gebauten Trägern und ist so unterteilt, daß ein leichtes Auswechseln der Rohre ermöglicht wird. Mit der Drehscheibe wird die Turmpanzerung durch Profile und Bleche verbunden. Bei den Panzerverbindungen und der Panzerverträgerung ist darauf zu achten, daß bei Treffern abfliegende Teile, z. B. Nietköpfe, vermieden werden. Der Zugang zum Turm erfolgt oben von der Decke oder unten im Boden des Turmüberhanges. Bei der Konstruktion der Turmpanzerung ist zu berücksichtigen, daß Kartuschhülsen ausgeworfen, Rohr und Verschluß ausgewechselt werden müssen.

Für den Durchmesser der Barbette sind die Rücklaufängen und die Erhöhung der Rohre und im Zusammenhange damit die Höhenlage der Dreh-

scheibe, die Lage des Lafettensockels sowie die Abmessungen des Lafettenschachtes mit den darin eingebauten Plattformen für die Unterbringung der maschinellen Anlagen und zur Munitionsförderung (Umladeplattform), der Antrieb der Richtmittel und deren Reserven für Handbetrieb bestimmend. Auch hier ist das Bestreben, den Barbettedurchmesser so klein wie möglich zu halten, mit Rücksicht auf Gewichtersparnis von wesentlicher Bedeutung. Zwischen Lafettensockel und Barbette muß ein Spielraum verbleiben, damit Erschütterungen und Stöße durch Treffer auf die Barbette nicht auf den Sockel übertragen werden. Für die Höhe der Barbetten über Deck ist das Mindestmaß etwa 0,5 m, die Bauart der Türme (Überhang) ist hierbei zu berücksichtigen. Das Gewicht der Barbetten ist durch den Anschluß an Längs- und Querschotte auf die Hauptverbandteile des Schiffskörpers zu übertragen. Der zwischen Oberkante Barbette und Drehturm verbleibende Spalt ist so klein wie angängig zu halten, um ein Eindringen von Splittern zu verhindern. Zum Schutze gegen eindringendes Wasser ist hier eine Abdichtung vorzusehen.

Für die Anordnung der schweren Geschütze in Drehtürmen ist der Grundgedanke maßgebend, den Geschützen den größten erreichbaren Bestreichungswinkel zu geben und dabei die Geschütze, ihre Bewegungseinrichtungen, die Munitionszufuhr und die Bedienungsmannschaften am zweckmäßigsten zu schützen. Die jetzt meist angewandte Anordnung von zwei Rohren in einem Turm, der Doppelturm, bietet gegenüber dem Einzelturm den Vorteil der Gewichts- und Raumersparnis sowie der günstigeren Aufstellung einer möglichst großen Anzahl Geschütze an Bord. Die gleiche Absicht, die Zahl der Rohre auf einem Schiff zu vermehren, ohne die Turmzahl zu erhöhen, und ferner das Bestreben nach weiterer Gewichts- und Raumersparnis haben zur Konstruktion der Drilling- und Vierlingtürme geführt. Die Nachteile, die letztere Turmkonstruktionen aufweisen, treffen auch für den Doppelturm im Vergleich zum Einzelturm zu, nur mit dem Unterschied, daß sie hier nicht so scharf hervortreten. Die wesentlichsten Nachteile der Mehrgeschütztürme sind:

Die vermehrte Gefährdung von Gefechteinheiten bei Außergefechtsetzen eines Geschützturmes, das größere Drehmoment beim Schuß eines der seitlichen Rohre und die hierdurch bedingte Abweichung aus der Schußlinie, schließlich die aus der Versorgung von mehreren Rohren entstehenden Schwierigkeiten in der Munitionszufuhr.

**Mittelartillerie.** Die Geschütze der Mittelartillerie werden, sofern sie auf Drehscheibenlafetten angeordnet sind, wie die Geschütze der schweren Artillerie durch einen Drehturmpanzer geschützt, oder sie erhalten als Kasematt- bzw. frei an Deck stehende Geschütze Schutzschilde, die mit der Lafete drehbar verbunden sind. Bei den Schutzschilden der Kasemattgeschütze ist darauf zu achten, daß sie durch die Kasemattporten eingebracht werden können.

Die Drehturmanordnungen, in denen ein oder zwei Rohre gelagert werden, haben gegenüber der Kasemattanordnung den Nachteil, daß sie hohes Gewicht beanspruchen, die Anordnung der Munitionskammern bei direkter Munitionszufuhr sowie die Feuerleitung und den freien Überblick erschweren. Sie finden daher in erster Linie auf Schiffen Verwendung, die keine schwere Artillerie führen, und auf denen daher ihr großer Bestreichungswinkel voll ausgenutzt werden kann.

**Leichte Artillerie.** Die Geschütze der leichten Artillerie werden nur durch Schutzschilde geschützt oder ohne jeglichen Schutz aufgestellt.

## 9. Aufstellung der Geschütze.

**Schwere Artillerie.** Zahl und Aufstellung der schweren Geschütze an Bord der Linienschiffe und Panzerkreuzer sind grundlegend für den gesamten Kriegsschiffsentwurf und von wesentlichem Einfluß auf Hauptmaße, Verdrängung und Raumverteilung des Schiffes. Die Zahl der unterzubringenden Ge-

schütze ist von deren günstigster schießtechnischer Ausnutzung abhängig. Es werden folgende Feuerarten angewandt:

Laufendes Feuer: Aus jedem Turm ein Schuß hintereinander,

Salven: alle Rohre eines Turmes gleichzeitig,

Schiffssalven: von jedem Turm ein Rohr gleichzeitig,

Volle Salven: alle Rohre aller Türme gleichzeitig.

Sofern die Schiffssalven die zweckmäßigste Feuerart und vier Schuß für eine Schiffssalve erforderlich sind, würden acht Geschütze in vier Türmen die Mindestforderung darstellen. Die Aufstellung der Geschütze wird durch die taktischen Forderungen bestimmt. Dabei ist zu berücksichtigen:

Stärke des Breitseit-, des Bug- und Heckfeuers,

Gefecht nach zwei Seiten,

große Bestreichungswinkel,

keine gegenseitige Störung der Türme beim Feuern durch Gasdruck und Rauchbelästigung,

brauchbare Feuerhöhen beim Schießen im Seegang,

günstige Lage der Munitionskammern hinsichtlich Schutz und Fördergeschwindigkeit,

geringe Zitadellänge,

günstige Stabilitätsverhältnisse für das Schiff,

Vermeidung von Decksausschnitten, die für die Festigkeit des Schiffskörpers ungünstig liegen,

zweckmäßige Übertragung der Gewichte und der Rückstoßkraft auf die Hauptverbände des Schiffskörpers,

Raum für zweckmäßige Unterbringung der sonstigen Gefechtswerte und Schiffseinrichtungen, wie Mittel- und leichte Artillerie, Kommandotürme, Masten, Scheinwerfer, Boote und Decksaufbauten.

Die üblichen Feuerhöhen der nicht überhöhten Türme liegen bei den Buggeschützen etwa zwischen 8 und 10 m, bei den Heckgeschützen etwa zwischen 6 und 7 m über der *CWL*.

Auf Schiffen, die nur zwei schwere Türme erhalten, bietet die Aufstellung der Türme mittschiffs an den Schiffsenden die beste Lösung. Bei der Aufstellung von drei oder vier Türmen ist die größte Ausnutzung der Geschütze nur durch überhöhte Anordnung der Türme zu erzielen, weil hierbei jeder Turm nur einen toten Winkel hat. Da die Einwirkung des oberen Turms über die Turmdecke des unteren hinweg sich nicht als nachteilig für die Bedienungsmannschaften des unteren Turmes gezeigt hat, so liegt der Nachteil dieser Turmaufstellung nur in der Anhäufung von Gefechtswerten. Bei Anordnung von mehr als vier Türmen kann die größtmögliche Ausnutzung der Artillerie wegen der beiden toten Winkel nach vorn und hinten der zwischen den Bug- und Hecktürmen bzw. Turmgruppen liegenden Türme nicht erzielt werden. Für derartige Fünf- und Sechsturmaufstellungen zeigen die Konstruktionen der einzelnen Marinen von der Dreadnought an fast alle Aufstellungsmöglichkeiten mit ihren Vor- und Nachteilen; charakteristisch für die Entwicklung hierbei ist, daß die Seitentürme allgemein aufgegeben und sämtliche Türme in Mittschiffsaufstellung angeordnet sind. Hierdurch ist dem Breitseitefeuer eine größere Bedeutung gegenüber dem Überendfeuer zuerkannt worden.

Bei der Konstruktion des Schiffskörpers ist auf die Gasentwicklung der schweren Geschütze besonders zu achten. Die Pulvergase entströmen mit einer Geschwindigkeit von 1500 bis 1800 m dem Rohr mit einem größten Druck von 1000 bis 1200 at.

**Mittelartillerie.** Für die Aufstellung der Geschütze der Mittelartillerie verbleibt auf Schiffen, die gleichzeitig mit schwerer Artillerie bewaffnet werden, im allgemeinen nur der Platz zwischen der vorderen und hinteren Turmgruppe. Die Anforderungen an ihre Aufstellung sind etwa die gleichen wie für die schwere Artillerie, jedoch ist hier die Forderung nach Zusammenfassung der Geschütze

zwecks einheitlicher und übersichtlicher Feuerleitung von wesentlicher Bedeutung. Hierfür bietet die Aufstellung in Kasematten die beste Lösung. Je nach der Zahl der unterzubringenden Geschütze und der zur Verfügung stehenden Schiffslänge können die Geschütze fortlaufend nebeneinander und auf gleichem Deck in einer einzigen Kasematte angeordnet werden, wobei die Geschütze nur durch Splitterschotte voneinander getrennt werden, oder in Gruppen vereinigt auf mehrere Kasematten verteilt werden, wobei auch die Aufstellung in zwei übereinanderliegenden Decks in Frage kommt. Die Kasemattaufstellung hat auch den Vorzug, daß die Kasemattpanzerung als Fortsetzung der Seitenpanzerung dem Schutze des Schiffes dient. Die Kasemattpforten müssen so weit über Wasser liegen, daß die Geschütze auch noch bei Schlagseite und im Seegang feuern können. Die Feuerhöhe der Kasemattgeschütze ist nach oben hin durch die Feuerhöhe der schweren Geschütze, die zum Teil über die Kasemattdecke hinwegfeuern, durch die zur Verfügung stehende Verdrängung und durch das Bestreben, das Sichtbild (Silhouette) des Schiffes möglichst klein zu halten, begrenzt. Im allgemeinen liegt das untere Maß etwa bis 5 m über der Wasserlinie. Der für Kasemattgeschütze zu erzielende Bestreichungswinkel beträgt etwa 130°. Die Bestreichungswinkel der einzelnen Kasemattgeschütze werden durch entsprechende Formgebung der Kasemattpforten derart angeordnet, daß für das Bug- und Heckfeuer möglichst mehrere Geschütze zur Verfügung stehen. Durch Einziehung der Seitendempel der Pforten können die Rohre in Zurrstellung derart eingeschwenkt werden, daß sie nicht über die Bordwand hinausragen. Für die Bemessung der Kasematt Höhe sind Senkung und Erhöhung der Geschütze und Berücksichtigung des Rohrrücklaufes maßgebend, für die Kasemattgröße der Bedienungskreis der Geschütze sowie der erforderliche Platz außerhalb des Bedienungskreises für die Munitionsaufzüge.

Bei der Aufstellung der Mittelartilleriegeschütze in Drehtürmen ist auf größtmögliche Feuerhöhe der Geschütze sowie auf gute Ausnutzung der Bestreichungswinkel besonderer Wert zu legen, da hierauf neben dem besseren Panzerschutz die Vorzüge der Turmanordnung beruhen.

Auf Schiffen, die keine schwere Artillerie führen, werden die Mittelartilleriegeschütze in Drehturmanordnung oder nur durch Schutzschilder geschützt nach den oben für die schwere Artillerie ausgeführten Gesichtspunkten aufgestellt.

Besondere Rücksicht ist bei den Aufstellungen der Mittelartillerie auf die Lage der Munitionskammern zu nehmen, damit durch schnelle und gesicherte Munitionszufuhr eine hohe Feuergeschwindigkeit ermöglicht wird.

**Leichte Artillerie.** Die Geschütze der leichten Artillerie sind möglichst hoch, mit freiem Überblick und großem Bestreichungswinkel aufzustellen.

## B. Munition.

### I. Geschosse.

Seit Einführung der gezogenen Geschützrohre kommen allgemein lange Geschosse zur Verwendung, die aus bestem Stahl hergestellt werden (Nauticus 1914, S. 202). Die Länge wird in Kalibern ausgedrückt, z. B. 4 Kaliber. Es wird unterschieden zwischen: Panzersprenggranaten, Sprenggranaten, Granaten und Schrapnells. (Nauticus 1910, S. 245: Schießversuche mit den verschiedenen Geschoßarten und ihre Verwendungsmöglichkeit.)

Die Panzersprenggranate soll nach dem Durchschlagen der Panzerung die Sprengwirkung (Gasdruck und Splitterwirkung) in das Schiffsinere tragen, demgemäß kann ihre Sprengstoffmenge nur gering sein, und das Geschoß muß vor allem im Hinblick auf die Widerstandsfähigkeit beim Auftreffen und Durchschlagen des Panzers gebaut werden. Die Sprenggranaten werden in erster

Linie gegen ungepanzerte oder schwach gepanzerte Ziele verwendet, können eine größere Sprengladung aufnehmen und müssen im Hinblick auf die Beanspruchung beim Schuß gebaut werden.

Die zulässigen Sprengladungsgewichte betragen für:

Panzersprenggranaten	beim 30,5 cm	etwa 3 vH	11,5 kg
	35,5 „ „	3,5 „	22,5 „
	38,1 „ „	4 „	31 „
für Sprenggranaten	beim 30,5 „ „	8 „	30,5 „

Die Granaten werden meist aus weniger festem Material hergestellt und in der Hauptsache für Übungszwecke verwandt. Alle Geschosse erhalten kupferne Führungsringe und eingeschraubte Boden- oder Kopfzünder. Zur Erhöhung der Durchschlagsfähigkeit erhalten die Panzersprenggranaten eine Kappe aus weichem Material (Nauticus 1914, S. 200).

## 2. Pulver.

Bei den in Gebrauch befindlichen rauchschwachen Pulversorten sind alle Bestandteile chemisch verbunden, während das Schwarzpulver ein mechanisch gemengtes Pulver ist. Es wird unterschieden zwischen:

a) Nitrozellulose- (Schießwoll-) Pulver, das aus Schießwolle besteht, die mit Azeton, Essigäther oder einer Mischung von Alkohol und Äther gelatiniert wird, und

b) Nitroglyzerinpulver, dessen Grundstoff Schießwolle bildet, die mit Nitroglyzerin gelatiniert wird. Die Vorteile der chemischen Pulver liegen in der langsamen, gleichmäßigen Verbrennung, der hohen Leistung (etwa dreimal so hoch wie Schwarzpulver), der geringen Rauchentwicklung und der Unempfindlichkeit gegen Wasser. Dagegen haben diese Pulver die Nachteile, daß sie hohe Verbrennungstemperaturen haben, daher die Rohrabnutzung gesteigert wird, und gegen Lagerung bei hohen Temperaturen sehr empfindlich sind (Nauticus 1912, S. 198).

## 3. Munitionsverpackung.

Die Geschosse und die Pulvermunition werden bei den Kalibern bis zu 10,5 cm zu einer Einheitspatrone vereinigt, um die Ladegeschwindigkeit zu erhöhen, darüber hinaus jedoch getrennt. Die Pulvermunition für die mittlere und leichte Artillerie wird allgemein in Kartuschhüllen verpackt, während für die schwere Artillerie auch Kartuschbeutel aus Seide zur Verwendung kommen. Die Hülsenkartusche hat den Nachteil, daß sie höheres Gewicht und mehr Raum beansprucht, dagegen bietet sie als Hauptvorteil eine zuverlässige Laderung und außerdem absolute Sicherheit gegen vorzeitige Entzündung durch Rückflammer, und gibt in Verbindung mit luftdichten Packgefäßen den besten Abschluß des Pulvers während der Lagerung. Die Einheitspatronen und die Hülsenkartusche werden in besonderen Packgefäßen aufbewahrt.

Im allgemeinen werden die Geschosse ohne Zünder an Bord gebracht, und erst vor dem Schießen werden die Verschußschrauben entfernt und die Geschosse durch Zünder und durch Einsetzen von Zündladungen scharf gemacht. Zünder und Zündladungen werden in wasserdichten Packgefäßen aufbewahrt.

## 4. Unterbringung der Munition.

Die Menge der an Bord eines Kriegsschiffes unterzubringenden Munition hängt von dem Kaliber und der Zahl der Geschütze, der zur Verfügung stehenden Verdrängung und den Raumverhältnissen ab. Im allgemeinen werden für die schweren Geschütze 80 bis 100 Schuß, für die mittleren 150 Schuß und für die leichte Artillerie 200 bis 250 Schuß zu jedem Rohr vorgesehen. Neben der Gefechtsmunition muß noch Übungs- und Abkommunition untergebracht

werden. Der große Munitionsvorrat wird in Munitionskammern untergebracht, während kleinere Mengen Bereitschaftsmunition in der Nähe der Geschütze gelagert werden. Die Anforderungen an die Munitionskammern sind folgende:

1. Sicherheit gegen Geschoß-, Torpedo- und Minenwirkung,
2. Sicherheit gegen Wassereinbruch, Dampf- und Feuersgefahr sowie übermäßige Erwärmung,
3. schnelle Munitionsförderung.

Die Forderung zu 1. bedingt die Anordnung der Munitionskammern im Unterschliff, und zwar in möglichst großem Abstand von der Außenhaut, an der Seite wie am Boden. Für die Munition der einzelnen Geschütze sind nach Möglichkeit getrennte Munitionskammern vorzusehen, für ein Kaliber jedoch mindestens zwei Kammern.

Die Forderung zu 2. verlangt, daß die Munitionskammerwände und alle Verschlüsse wasserdicht ausgeführt und die Durchführung von Dampf-, wasser- und ölführenden Rohrleitungen durch die Kammern, mit Ausnahme der Flutleitungen vermieden wird. Wasser- und ölführende Zellen sollen möglichst nicht unmittelbar an Munitionskammerwände grenzen. Zur Verhinderung von Feuersgefahr dürfen elektrische Motore nicht in den Kammern, in denen Pulvermunition lagert, aufgestellt werden; elektrische Kabel sind nach Möglichkeit nicht durch dieselben zu führen. Kammerwände, die an Bunker grenzen, müssen zur Sicherung bei Bunkerbränden eine feuersichere Isolation erhalten. Für den Fall eines Munitionskammerbrandes oder eines Brandes in benachbarten angrenzenden Räumen muß durch Beflutungseinrichtungen die Munition innerhalb kurzer Zeit mit Wasser geschützt werden können. (Siehe Einrichtungen für Wasser, S. 821.) Zum Schutz gegen zu hohe Erwärmung und gegen Feuchtigkeit in den Kammern sind die Wände der Kammern, in denen Pulvermunition lagert, zu isolieren und die Räume zu lüften und zu kühlen. (Siehe Lüftung, S. 694, und Isolation, S. 702.) Die Wärmegrade, die in den Kammern nicht überschritten werden dürfen, sind bei den einzelnen Marinen verschieden und liegen zwischen 20 und 30°. Die Kühlung der Kammern kann auf verschiedene Arten erreicht werden, und zwar

1. durch Vorkühlung der Zuluft, die
  - a) unmittelbar in die Kammern,
  - b) in Lufthohlräume zwischen Schott und Isolierung zum Kühlen der Wände,
  - c) in die Kammern und Lufthohlräume geleitet wird, und
2. durch Kühlung der ruhenden Kammerluft selbst.

Die Forderung zu 3. bedingt eine derartige Lage der Munitionskammern zu den zugehörigen Geschützen, daß die Förderwege von den Kammern zu den Geschützen möglichst kurz werden, ferner eine gute Zugänglichkeit der Munition in den Kammern und eine leichte Förderung zu den Beladestellen der Munitionsaufzüge. Die Munitionskammern für die schwere Artillerie müssen daher möglichst konzentrisch um die Beladestellen für die Munitionsaufzüge der Drehscheibenlafetten angeordnet werden. Mit Rücksicht auf den Platzbedarf werden im allgemeinen Geschosse und Kartuschen der schweren Artillerie getrennt in zwei übereinanderliegenden Plattformdecks untergebracht. Die Lagerung der Geschosse im oberen und der Kartuschen im unteren Plattformdeck oder umgekehrt richtet sich nach der Bauart der Aufzüge. Muß die Munition für die schweren Geschütze im Bereich der Munitionskammern durch maschinelle Mittel an die Aufzüge herangebracht werden, so übt die Anordnung dieser Förder- einrichtungen in den Munitionskammern einen bestimmenden Einfluß auf Anordnung der Kammern und Stauung der Munition aus. Für die Geschütze der Mittelartillerie und leichten Artillerie ist es zur Erzielung einer hohen Fördergeschwindigkeit zweckmäßig, wenn die Munitionskammern derart angeordnet werden können, daß jedes Geschütz einen Aufzug erhalten kann,

der von der Kammer unmittelbar in die Nähe des Geschützes führt. Jedoch ist dieser Grundsatz, mit Rücksicht auf die Raumverteilung im Unterschiff, nicht immer durchführbar.

Die Bereitschaftsmunition wird für die schweren Geschütze in den Drehtürmen oder auf den Umladepattformen derselben, für die Mittel- und leichte Artillerie in besonderen Kästen oder sonstigen Lagerungen in der Nähe der Geschütze untergebracht. Für die Aufbewahrung der Zündungen sind Spinde in den Munitionskammern vorzusehen.

### 5. Stauung der Munition.

Die Munition wird wagerecht liegend oder auch stehend in Staugerüsten aus Holz oder Eisen gestaut. Die Staugerüste müssen so bemessen werden, daß die Munition bei den Eigenbewegungen des Schiffes im Seegang sicher gelagert ist. An Schotte, die den Innenschutz des Schiffes bilden, darf die Munition nicht unmittelbar herangerückt werden, um Stoßübertragungen zu vermeiden. Geschosse sowie Kartuschen können in mehreren Lagen übereinander gestaut werden, die Höhe der Stapel richtet sich nach der Raumhöhe der Kammern und nach den Einrichtungen für Munitionsförderung, Lüftung, Kühlung und Flutung in den Kammern.

Bei der Munition der schweren Artillerie, deren Geschosse nicht von Hand aus den Stapeln genommen werden können und deren Kartuschen ohne Verpackungsgefäße gefördert werden, muß jede Stapelreihe für sich zugänglich sein. Die Munition der Mittel- und leichten Artillerie kann in mehreren Reihen hintereinander gestapelt werden, wobei die Munitionsstaugerüste losnehmbar einzurichten sind. Die Packgefäße müssen in diesem Falle mitgefördert werden.

### 6. Munitionsförderung.

In den Munitionskammern wird die Munition im allgemeinen von Hand an die Munitionsaufzüge gebracht. Nur die Munition der schweren Artillerie

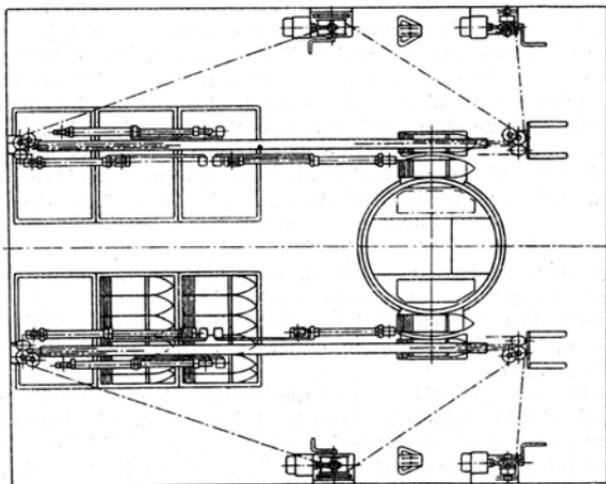


Abb. 630.

müssen durch besondere Fördereinrichtungen aus den Stapeln gehoben und an die Aufzüge gebracht werden. Hierfür können Laufkatzen mit Schienen

oder besondere elektrisch oder hydraulisch angetriebene Seilwinden dienen (Abb. 630).

Über die Bauart der Munitionsaufzüge der verschiedenen Kaliber s. S. 854.

Für jedes Geschütz der Mittelartillerie ist ein besonderer Aufzug vorzusehen, bei der leichten Artillerie genügt ein Aufzug für zwei Geschütze.

Falls die Anordnung der Munitionskammern die unmittelbare Durchführung der Aufzüge von der Kammer zum Geschütz nicht zuläßt, muß die Förderung geteilt werden, und die Munition in einem Munitionsgange unter Panzerdeck oder in einem höhergelegenen Deck mittels Laufkatze und Schienen oder Förderband verfahren werden. Die Munitionsgänge im Unterschiff haben den Nachteil, daß die Querschotte durchbrochen werden, bei Wassereintrich mehrere Kammern volllaufen können und die Munitionsförderung für mehrere Geschütze ausfällt. Beim Versagen der Munitionsaufzüge muß die Munition mittels Handwippen oder Handwinden gefördert werden können.

Für den Munitionsaustausch, die Munitionsübernahme und die Rückförderung der Ausbildungs- (Exerzier-) Munition in die Kammern sind möglichst die vorhandenen Aufzüge zu benutzen und die sonst noch erforderlichen Einrichtungen, wie Munitionswagen, Schienen, Laufkatzen, Davits, vorzusehen.

### C. Artillerieleitung.

Die Einrichtungen für die Artillerieleitung umfassen:

1. Leit- und Beobachtungsstellen,
2. Entfernungsmeßeinrichtungen,
3. Befehlsübermittlungsanlagen,
4. Scheinwerferanlagen,
5. Warnanlagen.

Die Leitung der Artillerie erfolgt im allgemeinen von einer Stelle. Die Anforderungen an die Leitstellen sind freier Rundblick und guter Schutz gegen Geschoß- und Splitterwirkung. Ferner soll die Gasdruck- und Rauchbelästigung beim Feuern der eigenen Geschütze möglichst gering sein. Der Hauptleitstand wird auf großen Schiffen in den vorderen Kommandoturm gelegt, jedoch meistens innerhalb des Turmes von der Schiffsleitung getrennt. Daneben wird vielfach als Reserve der hintere Kommandoturm zum zweiten Leitstand ausgebildet. Zur Leitung von Nachtschießen bei Torpedobootsangriffen wird eine Leitstelle auf der Brücke vorgesehen. Bei kleineren Schiffen, die keinen geschützten Kommandostand erhalten, erfolgt die Leitung von der Brücke aus.

Die Leitstellen dienen gleichzeitig als Beobachtungsstellen. Da jedoch die Rauchwolken der eigenen Geschütze sowie die Wassersäulen der feindlichen Kurzschüsse die Beobachtung von diesen Leitstellen zeitweilig beeinträchtigen und deren Höhe über der Wasserlinie mit Rücksicht auf die Sichtweite zu gering ist, werden vielfach die Marsen der Masten als Hilfsbeobachtungsstellen ausgebildet und mit Splitterschutz versehen. Hierbei ist darauf zu achten, daß diese Beobachtungsstellen möglichst frei von Erschütterungen sind und der Rauchbelästigung und Schornsteinwärme entzogen werden (siehe Bemastung der Kriegsschiffe, S. 731).

Zur Entfernungsbestimmung werden besondere Meßgeräte verwendet, die im Nauticus 1914, S. 215 eingehend beschrieben sind. Die Meßgeräte werden in den Türmen der schweren Artillerie sowie in den Artillerieleit- und -beobachtungsstellen möglichst geschützt aufgestellt, wobei zu beachten ist, daß das Gesichtsfeld umfassend ist und nicht durch Teile des Schiffsaufbaues, Wanten u. dgl. behindert wird. Außerdem kommt der Einbau besonderer, geschützter Entfernungsmeßstellen im Mittelschiff für die Mittelartilleriegeschütze in Frage.

Die Befehlsübermittlung oder Feuerleitung verlangt, daß von jeder Leitstelle aus jede Beobachtungsstelle und Entfernungsmeßstelle sowie jedes

**D. Ungefähre Angaben über Kruppsche Geschütze.**  
**I. Turmgeschütze.**

Kaliber in cm	38,1		35,56		30,5		28		24		21		17		15	
	Drilling	Doppel	Drilling	Doppel												
Gesamtgewicht <sup>1)</sup> . . . . . t	1230	870	1050	740	725	510	400	270	250	170	160	115	100	72	43	
Dicken des drehbaren Panzers:																
Stirnwand . . . . . mm	330	330	300	300	250	250	230	230	200	200	200	200	200	200	150	150
Seitenwände . . . . . mm	240	240	220	220	200	200	180	180	150	150	150	150	150	150	60	60
Vordere schräge Decke . . . mm	170	170	150	150	130	130	110	110	80	80	80	80	80	80	—	—
Wagerechte Decke . . . . . mm	110	110	100	100	80	80	70	70	50	50	50	50	50	25	25	25
Ungefährer Kraftbedarf des Turmes in Kilowatt . . . . .	385	330	345	285	255	200	160	85	115	65	55	30	22	14	frei an Deck	frei an Deck
Barbetten-Durchmesser i. L. . . m	10,8	9,6	10,3	8,8	9,1	7,9	7,2	6,2	6,3	5,3	5,8	5,2	5	4,4	ohne Barbette	ohne Barbette
Rohrachsē über Deck . . . . . m	2,3	2,3	2,2	2,2	2,1	2,1	1,95	1,95	1,9	1,9	1,8	1,8	1,75	1,75	1,75	1,75
1 Schuß mit Verpackung wiegt kg	1195	1195	982	982	630	630	493	493	318	318	188	188	131	131	84,5	84,5

**II. Mittlere und leichte Geschütze.**

Kaliber in cm	15		15		10,5		8,8		7,5		5,7	
	Deck	Kasematt	Deck	Kasematt	Deck	Deck	Deck	Flak	Flak	Flak	Flak	Deck
Art des Geschützes	Deck	Kasematt	Deck	Kasematt	Deck	Deck	Deck	Flak	Flak	Flak	Flak	Deck
Gesamtgewicht einschließlich Zubehör . . . . . kg	15 400	18 990	7820	4800	4800	4800	4800	4000	4000	4000	4000	1100
Schilddicken . . . . . mm	50 × 30 × 20	100 × 30	25 × 15 × 12	50 × 20	50 × 20	50 × 20	50 × 20	50 × 12	50 × 12	50 × 12	50 × 12	12
Bodenungshalbmesser . . . . . mm	4000	4000	3050	2200	2200	2200	2200	2100	2100	2100	2100	1900
1 Schuß mit Verpackung wiegt . . . . . kg	84,5	84,5	41,2	22	22	22	21,2	17	17	17	17	7,6

<sup>1)</sup> Hierin enthalten: Das Gesamtgewicht des drehbaren Turmes mit Zubehör einsch. des mit dem Schiff verschraubten Lafettensockels bei hydraulischem oder elektrischem Antrieb, Nicht enthalten sind: Barbettepanzer, Munition und die außerhalb des Turmes aufgestellte Dampfmaschine einschließl. der Rohrleitung bis zum Turm bzw. bei elektrisch betriebenen Türmen die außerhalb des Turmes aufgestellten Motorgeneratoren einschließl. Kabelleitungen bis zum Turm. Der Schwerpunkt des Turmes kann in der Längsachse des Turmes und etwa 950 mm unter Rohrachsē angenommen werden.

Geschütz mit Hilfe von Fernsprechern, mechanischen oder elektrischen Befehlsgebern oder Sprachrohren erreicht werden kann. Für die hierfür erforderlichen äußerst umfangreichen Einrichtungen wird im allgemeinen im Unterschiff an geschützter Stelle eine Zentrale vorgesehen, von der aus die Befehle zwischen den Leitstellen und den Geschützen vermittelt werden. Störende Geräusche sind von der Artilleriezentrale fernzubahalten.

Die Kabel für die elektrischen Apparate und die Sprachrohre sind gegen Geschoß- und Splitterwirkung zu schützen. Die Sprachrohre sind möglichst geradlinig zu verlegen und in geräuschvollen Räumen zu bekleiden. Sprachrohrleitungen, die durch wasserdichte Räume führen, sind wasserdicht auszuführen und wasserdicht durch die Schotte zu führen. Als Schottdurchführungen werden Schottstutzen oder Schottstopfbüchsen, als Rohrverbindungen Verschraubungen oder Flanschen angewandt. Bei Sprachrohren, deren beide Enden unter der Wasserlinie liegen, sind Hähne einzubauen. Die Rohre erhalten je nach Länge und Wichtigkeit 30, 50, 70 oder 100 mm l.  $\varnothing$  bei etwa 1 bis 1,5 mm Wanddicke. Zwecks Anrufs sind bei kleineren Sprachrohren die Mundstücke mit Pfeifen, bei größeren besondere Pfeifenleitungen oder elektrischer Anruf einzubauen. In besonderen Fällen können zur Erreichung von Bewegungsfreiheit des Sprechenden Sprachrohrschläuche Verwendung finden. Die unbedingte Wasserdichtigkeit der Sprachrohre ist durch Wasser- oder Luftdruckprüfung nach Einbau sicherzustellen.

In den gepanzerten Leitstellen sind die Apparate so aufzustellen, daß Stöße auf die Panzerung nicht auf die Apparate übertragen werden.

Als weitere Befehlsübermittlungsanlagen sind diejenigen Einrichtungen anzusehen, die bezwecken, vom Leitstande aus im Zusammenhange mit dem Entfernungsmessgerät Erhöhung und Seitenrichtung der Geschütze auf elektrischem Wege einzustellen (firing director von Scott). (Nauticus 1914, S. 221 bis 229.)

Zum Aufsuchen und Festhalten der Ziele bei Nachtangriffen werden neben Leuchtgranaten Scheinwerfer verwandt. Spiegeldurchmesser von 90 und 110 cm bilden die üblichen Grenzen. Herstellung der Spiegel, Aufstellung und Beförderungsmöglichkeit der Scheinwerfer sprechen gegen die weitere Steigerung der Scheinwerfergrößen. Jeder Scheinwerfer erhält einen Motorgenerator, um bei einer Schiffsspannung von 220 V die Scheinwerfer wirtschaftlich mit Widerstandsregelung vom Netz aus betreiben zu können. Die Scheinwerfer sind so aufzustellen, daß sie ein freies unbehindertes Leuchtfeld haben, dem Gasdruck der Geschütze, dem Schornsteinrauch und Spritzern möglichst entzogen werden und die Magnetkompassse nicht beeinflussen. Das eigene Schiff darf nicht beleuchtet werden. Auf größeren Schiffen beträgt die Zahl der Scheinwerfer 8 bis 16, die in Gruppen vereinigt zwischen der vorderen und hinteren Turmgruppe auf besonderen Ständen oder auf Plattformen, die an die Masten oder Schornsteine anzubauen sind, aufgestellt werden. Bei Taggefechten müssen die Scheinwerfer unter Deck in geschützter Stellung untergebracht werden können. Die Bewegung der Scheinwerfer kann durch mechanische oder elektrische Fernbewegung von den Richtständen aus erfolgen. Die Richtstände der einzelnen Gruppen müssen unterhalb der Scheinwerfer angeordnet werden und ein uneingeschränktes Gesichtsfeld haben, das dem Leuchtfeld der Scheinwerfergruppe entspricht. Die Leitung der gesamten Scheinwerfer erfolgt von einem Leitstand aus, der in der Nähe der Artillerieleitstelle liegen und mit dieser und den Richtständen durch Sprachrohre oder sonstige Befehlsübermittlungseinrichtungen verbunden sein muß.

Um Beschädigungen des eigenen Schiffes und der Besatzung beim Schießen zu verhindern, werden für die schweren Geschütze elektrische Warnanlagen eingebaut. Bei frei an Deck stehenden Geschützen werden zum Schutze der Bedienungsmannschaften gegen den Gasdruck benachbarter, vorbeifeuernder Geschütze Schallschirme vorgesehen.

**Krupp, Schiffs- und Küstengeschütze.**

(Nach Weyers Taschenbuch der Kriegsflootten.)

Kaliber (Durchmesser über den Feldern) . . . . . cm		7,5			8,8		
Seelenlänge . . . . . Kal.		40	45	50	40	45	50
Seelenlänge . . . . . mm		3000	3375	3750	3520	3960	4400
Rohrlänge . . . . . mm		3195	3570	3945	3750	4190	4630
Gewicht des Rohres . . . . . kg		677	764	850	1094	1234	1373
Geschoßgewicht . . . . . kg		5,8	5,8	5,8	9,5	9,5	9,5
Geschützladung . . . . . kg		1,65	1,86	2,09	2,66	3,0	3,37
Mündungsgeschwindigkeit . . . m		840	890	940	840	890	940
Mündungsarbeit des Geschosses mt		208,6	234,2	261,2	341,7	383,5	427,8
Durchschl. Panzerdicke nahe der Mündung, Stahl . . . . . mm		203	220	238	243	264	285

Kaliber (Durchmesser über den Feldern) . . . . . cm		10,5			12		
Seelenlänge . . . . . Kal.		40	45	50	40	45	50
Seelenlänge . . . . . mm		4200	4725	5250	4800	5400	6000
Rohrlänge . . . . . mm		4475	5000	5525	5110	5710	6310
Gewicht des Rohres . . . . . kg		1555	1755	1950	2325	2620	2910
Geschoßgewicht . . . . . kg		16	16	16	24	24	24
Geschützladung . . . . . kg		5,05	5,80	6,60	7,5	8,65	9,85
Mündungsgeschwindigkeit . . . m		840	890	940	840	890	940
Mündungsarbeit des Geschosses mt		575	646	721	863	969	1081
Durchschl. Panzerdicke nahe der Mündung, Stahl . . . . . mm		292	317	344	338	367	397

Kaliber (Durchmesser über den Feldern) . . . . . cm		15			17		
Seelenlänge . . . . . Kal.		40	45	50	40	45	50
Seelenlänge . . . . . mm		5965	6710	7455	6905	7765	8630
Rohrlänge . . . . . mm		6355	7100	7845	7355	8215	9080
Gewicht des Rohres . . . . . kg		4460	5020	5590	6930	7800	8680
Geschoßgewicht . . . . . kg		46	46	46	70	70	70
Geschützladung . . . . . kg		14,4	16,6	18,9	22,4	25,7	29,3
Mündungsgeschwindigkeit . . . m		840	890	940	840	890	940
Mündungsarbeit des Geschosses mt		1654	1857	2072	2517	2826	3152
Durchschlag, Panzerdicke nahe der Mündung, Stahl . . . . . mm		426	463	500	492	535	578

Kaliber (Durchmesser über den Feldern) . . . . . cm		19			21		
Seelenlänge . . . . . Kal.		40	45	50	40	45	50
Seelenlänge . . . . . mm		7600	8550	9500	8370	9420	10465
Rohrlänge . . . . . mm		8095	9045	9995	8915	9965	11010
Gewicht des Rohres . . . . . kg		9230	10400	11550	12330	13900	15450
Geschoßgewicht . . . . . kg		95	95	95	125	125	125
Geschützladung . . . . . kg		29,8	34,3	39,1	39,9	45,8	52,3
Mündungsgeschwindigkeit . . . m		840	890	940	840	890	940
Mündungsarbeit des Geschosses mt		3417	3835	4278	4495	5047	5629
Durchschlag, Panzerdicke nahe der Mündung, Stahl . . . . . mm		553	600	649	606	658	711

Kaliber (Durchmesser über den Feldern) . . . . . cm		24					
Seelenlänge . . . . . Kal.		40		45		50	
Seelenlänge . . . . . mm		9600		10800		12000	
Rohrlänge . . . . . mm		10225		11425		12625	
Gewicht des Rohres . . . . . kg		18600	16750	21000	19000	23300	21450
Geschoßgewicht . . . . . kg		190	190	190	190	190	190
Geschützladung . . . . . kg		60,1	51,8	69,1	60,1	78,8	69,8
Mündungsgeschwindigkeit . . . m		840	800	890	850	940	900
Mündungsarbeit des Geschosses mt		6833	6198	7671	6997	8557	7844
Durchschlag, Panzerdicke nahe der Mündung, Stahl . . . . . mm		703	658	766	717	828	778

Kaliber (Durchmesser über den Feldern) . . . . . cm		28 (11'')					
Seelenlänge . . . . . Kal.		40		45		50	
Seelenlänge . . . . . mm		11200		12600		14000	
Rohrlänge . . . . . mm		11930		13330		14730	
Gewicht des Rohres . . . . . kg		29550	26600	33300	30200	37000	34050
Geschoßgewicht . . . . . kg		300	300	300	300	300	300
Geschützladung . . . . . kg		95	82	110	95	125	111
Mündungsgeschwindigkeit . . . m		840	800	890	850	940	900
Mündungsarbeit des Geschosses mt		10790	9790	12110	11050	13510	12390
Durchschlag, Panzerdicke nahe der Mündung, Stahl . . . . . mm		828	772	900	842	973	914

Kaliber (Durchmesser über den Feldern) . . . . . cm		30,5 (12'')					
Seelenlänge . . . . . Kal.		40		45		50	
Seelenlänge . . . . . mm		12200		13725		15250	
Rohrlänge . . . . . mm		12995		14520		16045	
Gewicht des Rohres . . . . . kg		38200	34400	43000	39000	47800	44000
Geschoßgewicht . . . . . kg		390	390	390	390	390	390
Geschützladung . . . . . kg		123	106	142	123	162	143
Mündungsgeschwindigkeit . . . m		840	800	890	850	940	900
Mündungsarbeit des Geschosses mt		14030	12720	15750	14360	17560	16100
Durchschlag, Panzerdicke nahe der Mündung, Stahl . . . . . mm		912	850	990	927	1071	1006

Kaliber (Durchmesser über den Feldern) . . . . . cm		35,56 (14'')					
Seelenlänge . . . . . Kal.		40		45		50	
Seelenlänge . . . . . mm		14225		16000		17780	
Rohrlänge . . . . . mm		15150		16925		18705	
Gewicht des Rohres . . . . . kg		60500	54500	68100	61900	75800	69700
Geschoßgewicht . . . . . kg		620	620	620	620	620	620
Geschützladung . . . . . kg		196	169	225	196	256	227
Mündungsgeschwindigkeit . . . m		840	800	890	850	940	900
Mündungsarbeit des Geschosses mt		22300	20220	25030	22830	27920	25600
Durchschlag, Panzerdicke nahe der Mündung, Stahl . . . . . mm		1077	1005	1170	1095	1265	1189

Kaliber (Durchmesser über den Feldern) . . . . . cm		38,1 (15'')					
Seelenlänge . . . . . Kal.		40		45		50	
Seelenlänge . . . . . mm		15240		17145		19050	
Rohrlänge . . . . . mm		16230		18135		20040	
Gewicht des Rohres . . . . . kg		74400	67000	83800	76100	93200	85800
Geschoßgewicht . . . . . kg		760	760	760	760	760	760
Geschützladung . . . . . kg		241	207	277	241	315	279
Mündungsgeschwindigkeit . . . m		840	800	890	850	940	900
Mündungsarbeit des Geschosses mt		27330	24790	30680	27990	34230	31380
Durchschlag, Panzerdicke nahe der Mündung, Stahl . . . . . mm		1157	1079	1257	1177	1359	1277

Kaliber (Durchmesser über den Feldern) . . . . . cm		40,64 (16'')					
Seelenlänge . . . . . Kal.		40		45		50	
Seelenlänge . . . . . mm		16255		18290		20320	
Rohrlänge . . . . . mm		17315		19345		21375	
Gewicht des Rohres . . . . . kg		90300	81400	101700	92400	113100	104100
Geschoßgewicht . . . . . kg		920	920	920	920	920	920
Geschützladung . . . . . kg		292	252	336	292	383	339
Mündungsgeschwindigkeit . . . m		840	800	890	850	940	900
Mündungsarbeit des Geschosses mt		33090	30010	37140	33880	41430	37980
Durchschlag, Panzerdicke nahe der Mündung, Stahl . . . . . mm		1238	1154	1344	1259	1453	1366

**E. Umrißzeichnungen von Geschützen für Entwurfszwecke.**

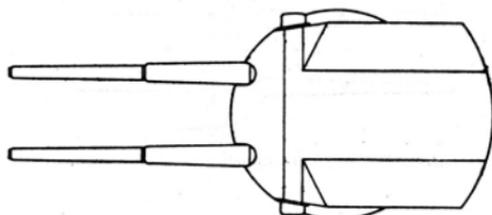
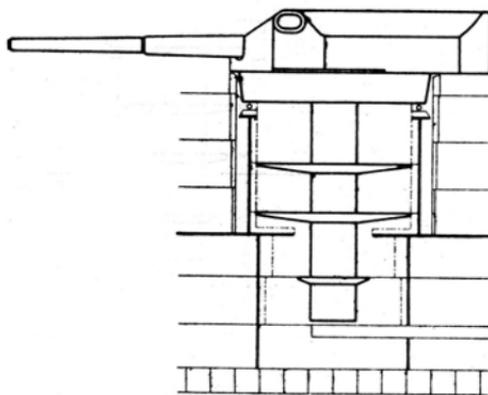


Abb. 631. 38-cm-Doppelturm  $L/45$  1 : 400.

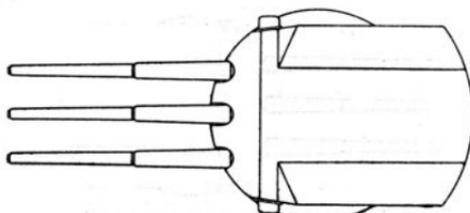
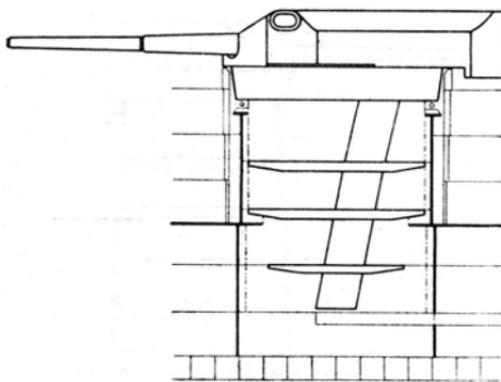
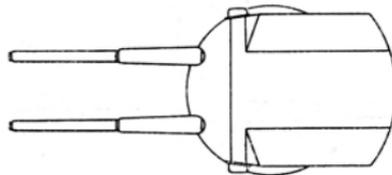
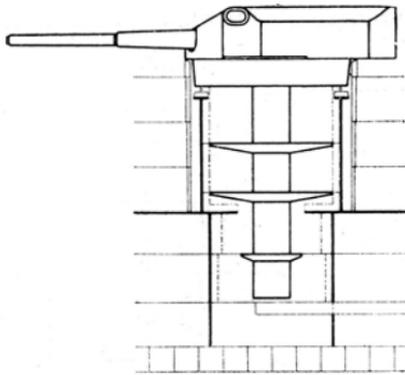
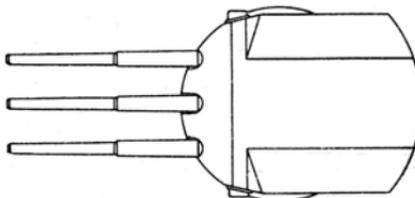
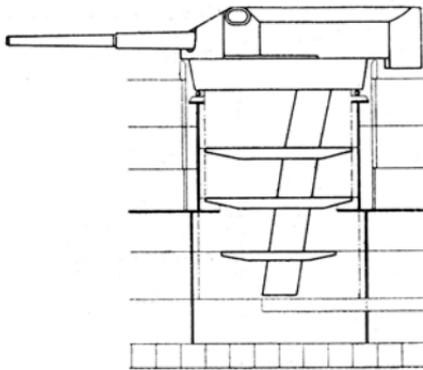


Abb. 632. 38-cm-Drillingturm  $L/45$  1 : 400.

Abb. 633. 30,5-cm-Doppelturm  $L/45$  1 : 400.Abb. 634. 30,5-cm-Drillingturm  $L/45$  1 : 400.

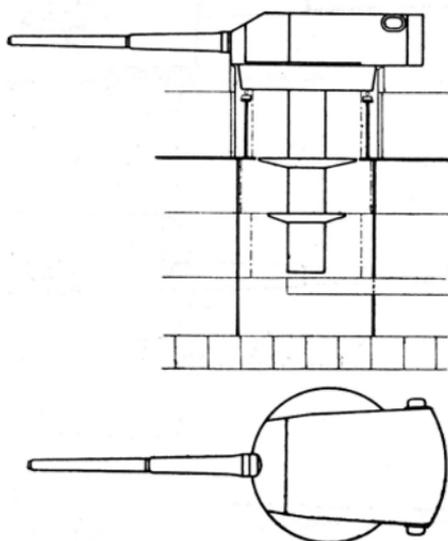


Abb. 635. 24-cm-Einzelturm  $L/45$  1 : 300.

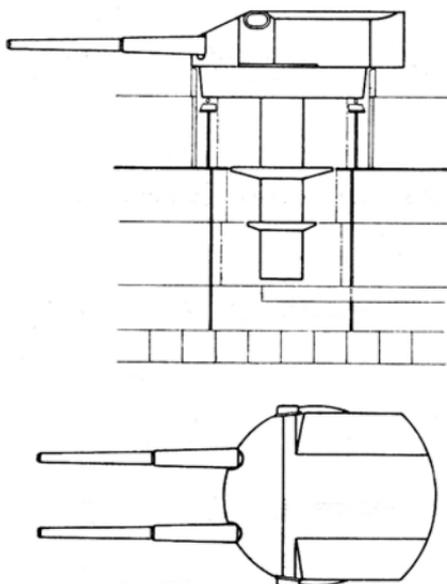


Abb. 636. 24-cm-Doppelturm  $L/45$  1 : 300.

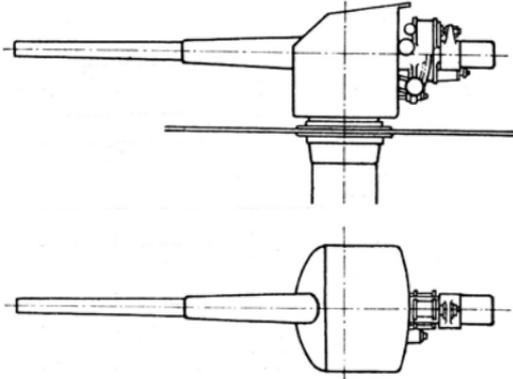


Abb. 637. 15 cm L/45 1 : 133.

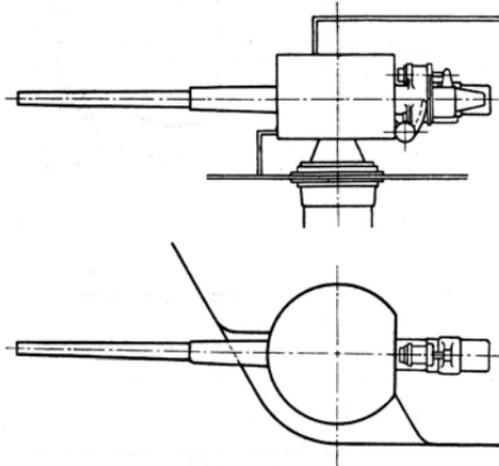


Abb. 638. 15-cm-Kasemattgeschütz L/45 1 : 133.

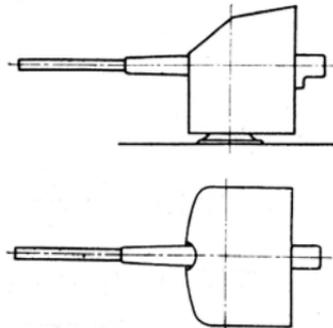


Abb. 639. 8,8 cm L/45 1 : 100.

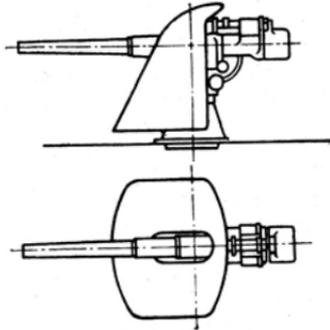


Abb. 640. 8,8-cm-Flak L/45 1 : 124.

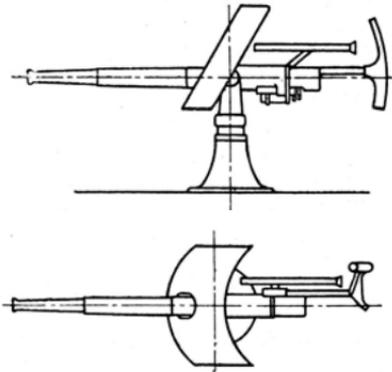


Abb. 641. 5,2 cm L/45 1 : 75.

### III. Torpedobewaffnung.

#### A. Whitehead-Torpedo<sup>1)</sup>.

Der Torpedo bildet die Unterwasserangriffswaffe. Es gelangt allgemein der Whitehead-Torpedo zur Verwendung, der aus Pistole, Kopf, Preßluftbehälter oder Kessel, Apparatkammer, Tunnelstück und Schwanzstück mit den Treibschrauben, den Seiten- und den Tiefenrudern besteht (Abb. 642).

Die militärischen Anforderungen an den Torpedo sind:

starke Kopfladung,  
hohe Geschwindigkeit,  
große Geradlaufschoßweiten bei gleichmäßiger Geschwindigkeit, Treffsicherheit.

Die Kopfladung der Torpedos beträgt für den

35-cm-Torpedo . . . . .	38,6 kg
45 „ „ . . . . .	93 „
53 „ „ . . . . .	140 bis 150 kg

und besteht aus nasser Schießwolle, Melinit oder Trinitrotoluol. Zur Vorwärtsbewegung des Torpedos dient die vierzylindrige Brotherhood-Maschine, die durch Preßluft angetrieben wird. Zur besseren Ausnutzung der Arbeitskraft

<sup>1)</sup> Siehe Nauticus 1907: Die neueste Entwicklung der Torpedowaffe, S. 204 f.; Jahrb. Schiffsbaut. Ges. 1913: Die Entwicklung der Torpedowaffe, S. 192f.

der Preßluft ist zwischen dem Regler, der den Arbeitsdruck der Maschine festlegt, und der Maschine selbst, eine Anwärmevorrichtung mit einem Verdampfer eingebaut. Versuchsweise findet auch die Turbine als Torpedomotor Verwendung (Marine-Rundschau 1908, S. 1088).

Die Geschwindigkeit beträgt bei kurzen Schußweiten etwa 40 kn, bei längeren etwa 30 kn.

Die Schußweite der Torpedos reicht bis zu 12 000 m. Für den Unterwasserlauf erhält der Torpedo einen Tiefenapparat, der ihn zwingt, eine beliebig einzustellende Wassertiefe aufzusuchen, und ihn dort in wagerechter Lage steuert, für die Treffsicherheit einen Geradlaufapparat, der ihn bei seitlichen Abweichungen stets wieder in die Richtung der Achse des Ausstoßrohres bringt.

Der Geradlaufapparat ist ein Kreisel, der seine Richtung mittels einer Steuermaschine und zweier Seitenruder auf den Torpedo überträgt (Marine-Rundschau 1899, S. 517 f.). Zur Verbesserung der Richtung des Kreisels erhält dieser einen dauernden Antrieb durch eine Preßluftturbine oder durch Elektrizität. Die Seitenstreuung beträgt hierbei etwa 1 vH der Laufstrecke. Durch Verstellung des Kreisels wird der Winkelschuß mit dem Torpedo ermöglicht.

Die vorstehenden Angaben geben nur ein allgemeines Bild von dem Torpedo; Geschwindigkeit, Schußweite und besonders die Kopfladung ist seiner Entwicklung entsprechend z. T. bedeutend gesteigert worden.

Neben dem Whitehead-Torpedo ist in den letzten Jahren versuchsweise ein Geschößtorpedo (Davis-Torpedo) entwickelt worden (Marine-Rundschau 1912, S. 529 f. und 1926, S. 257).

## B. Ausstoßvorrichtung und Luftpumpen.

Die Torpedos werden aus besonderen Rohren mittels Pulverladung oder Preßluft über oder unter Wasser ausgestoßen. Als Ausstoßrohre gelangen zur Verwendung: Vollrohre, in die der Torpedo von hinten eingeführt wird, Teil- und Ganzdeckelrohre, in die der Torpedo teilweise seitlich oder ganz seitlich eingelegt wird. Die Vollrohre sind am einfachsten und leichtesten, beanspruchen jedoch viel Bedienungsraum. Die Unterwasser-ausstoßrohre erhalten vorn und hinten wasserdichte Abschlüsse, um vor dem Torpedoausstoß ein Eindringen von Wasser in den Torpedoraum zu verhindern und nach dem Ausstoß das Rohr wieder entwässern und laden zu können. Beide Abschlüsse sind miteinander verblockt, so daß stets der eine von beiden geschlossen ist.

Die Torpedos erhalten in den Rohren ihre Führung; bei den Unterwasserbreitseitrohren muß außerdem der Torpedo, bis er das Rohr völlig verlassen hat, außerhalb des Rohres durch ausschiebbare Rohre oder Führungsstangen geführt werden.

Die erforderliche Preßluft zum Auffüllen der Torpedokessel und zum Ausstoßen wird von elektrisch angetriebenen Torpedoluftpumpen erzeugt, die in geschützten Räumen, getrennt von den Torpedoräumen, aufgestellt werden. Luftsammler dienen zum Aufsichern der Preßluft.

## C. Einbau der Torpedobewaffnung.

Die Torpedoausstoßrohre werden frei an Deck oder unter Wasser angeordnet. Die Decksrohre kommen für Torpedoboote oder kleine Kreuzer in Frage. Sie

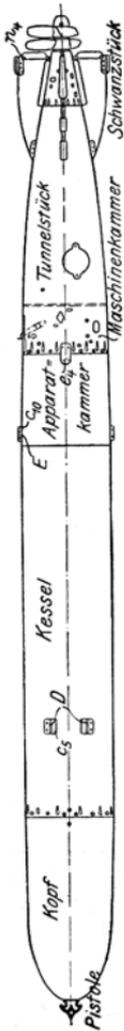


Abb. 642.

werden um ein Mittelpivot schwenkbar an den Schiffseiten oder mittschiffs in wagerechter Lage eingebaut. Um die Schußbereitschaft und die Zahl der unterzubringenden Torpedos zu erhöhen, können mehrere Rohre nebeneinander um das gleiche Pivot schwenkbar angeordnet werden (Nauticus 1913, S. 104). Die Pivothöhe über Deck ist davon abhängig, daß der Torpedo beim Ausstoß frei vom Schiffskörper fällt. Die Unterwasserrohre werden im allgemeinen auf großen Schiffen angewandt und als Bug-, Heck- und Breitseitrohre fest eingebaut, indem die Rohre an Austrittsstützen angeschlossen werden. Die Bug- und Heckrohre werden im allgemeinen symmetrisch zur Schiffsmittellinie angeordnet, die Breitseitrohre je nach der beabsichtigten taktischen Verwendung der Torpedos senkrecht oder unter einem Winkel zur Schiffsmittellinie. Die Rohre werden je nach der Tiefenlage unter der Wasserlinie wagerecht oder unter einem Winkel zur Wagerechten angeordnet. Die Größe der Torpedoräume wird durch den zum Laden der Rohre erforderlichen Bedienungsraum, durch die Forderung, ob die Breitseitrohre querab oder unter einem Winkel anzuordnen sind, durch die Zahl der im Raum unterzubringenden Torpedos, durch deren Fördereinrichtungen und durch die Forderung, ob alle Torpedos mit aufgesetztem Kopf für die Ausstoßrohre beider Schiffseiten verwendet werden sollen, bedingt. Die Zahl der auf großen Schiffen zur Verwendung kommenden Ausstoßrohre schwankt zwischen zwei und acht.

#### D. Lagerung der Torpedos und der Ladung, Fördereinrichtungen.

Die Torpedos für die Deckrohre werden teils in den Rohren, teils in besonderen Lagerkästen an Deck untergebracht. Zum Verfahren der Torpedos werden Wagen vorgesehen, die auf Schienen an Deck laufen, oder Gehänge an Laufschienen unter den Decksbalken. Die Torpedos der Unterwasserrohre werden im allgemeinen frei in den Torpedoräumen gelagert. Der Transport innerhalb der Räume erfolgt durch Gehänge an Laufschienen unter den Decksbalken. Zur Übernahme der Torpedos auf das Schiff werden die vorhandenen Davits benutzt oder besondere Spieren eingebaut und Heißwinden vorgesehen. Die Einführung in die Unterwasserräume erfolgt in senkrechter oder schräger Lage durch Schächte oder Luken mittels Einführmulden, die durch Schienen geführt werden. Die Ladungen (Torpedoköpfe) und Zündungen werden getrennt voneinander in besonderen wasserdichten Räumen in geschützter Lage untergebracht. Diese Räume erhalten die gleichen Beflutungseinrichtungen wie die Munitionskammern.

#### E. Torpedoleitung.

Die Leitung der Torpedobewaffnung erfolgt im allgemeinen nach den gleichen Grundsätzen wie die Artillerieleitung. An den Leitstellen werden Torpedozielapparate erschütterungsfrei aufgestellt.

#### F. Gewichte [nach Hütte].

Ein Unterwasser-Bugrohr für 53 cm-Torpedos mit Mündungsverschluß und Ladeschale . . . . .	4,0 t
Zwei Unterwasser-Breitseitrohre für 53 cm-Torpedos mit Mündungsverschlüssen und einer Ladeschale . . . . .	40,0 t
Luftpumpe . . . . .	3,0 t
Luftsammler . . . . .	2,5 t
Standrohr . . . . .	0,2 t
53-cm-Torpedo . . . . .	1,5 t
Rohrleitungen, Ventile, Signalapparate und sonstiges Zubehör für ein großes Kriegsschiff . . . . .	15,0 t

## IV. Minenbewaffung<sup>1)</sup>.

### A. Seeminen.

Die Seemine dient zur Auslegung von Sperren sowie als taktisches Kriegsmittel zum planmäßigen Verseuchen der feindlichen Kurslinie in offener Seeschlacht. Die hierfür zur Verwendung gelangende Minenart ist die Streumine. Die absolute Größe der Wirkung am Ziel wird bedingt durch die Gewichtsmenge und Art der Sprengladung, durch den Abstand des Sprengzentrums von der Bordwand und die Tiefenlage des Sprengkörpers unter Wasser. Als Sprengladung wird nasse Schießwolle, Melinit, Pyroxylin und Trinitrotoluol verwendet, das Ladungsgewicht beträgt 100 bis 150 kg. Die Minen haben elektrische Zündungsart, indem entweder in der Zündleitung dauernd Strom vorhanden ist, der bei Berührung der Mine durch das Schiff, durch Erschütterung oder Krängung der Mine geschlossen wird, oder der Strom wird erst beim Anstoß erzeugt, indem ein mit stromerregender Flüssigkeit gefülltes Glas zerbrochen und sein Inhalt in ein Element geleitet wird. Die mit Säure angefüllten Gläser sind in Bleikappen eingeschlossen, die über den Minendeckel hervorragen und beim Stoß umgeknickt werden. In die Zündleitung ist eine Zündersicherung eingeschaltet, die die Mine erst einige Zeit nach dem Werfen scharf werden läßt. Die Minen haben einen Tiefensteller, durch den sie sich nach dem Werfen selbsttätig auf eine vorher bestimmte Tiefe einstellen, sowie eine Entschärfeinrichtung, die sie unschädlich macht, sobald sie sich von ihrer Verankerung losgerissen haben. Die Minen sind durch ein Ankertau mit einem als Minenstuhl ausgebildeten Anker verbunden.

### B. Minenwurfeinrichtungen.

Als Minenträger dienen Spezialschiffe, wie Streuminenschiffe, die eine große Zahl von Minen an Bord aufnehmen können, oder Torpedoboote und kleine Kreuzer, bei denen die mitzuführende Minenzahl beschränkt ist. Die Minen werden an Bord auf Gleisen an Deck aufgestellt, auf denen sie mit ihren fahrbaren Minenankern an die Wurfstellen gebracht werden. Sie werden seitlich oder am Heck durch Kippbühnen oder sonstige handliche Wurfeinrichtungen über Bord befördert.

### C. Minensucheinrichtungen.

Über Minensucheinrichtungen siehe Nauticus 1914: Entwicklung und Stand des Minensuchwesens, S. 241f.

## V. Panzerung.

Material. Für die Panzerung der Kriegsschiffe werden verwendet:

- a) Platten aus Nickelstahl besonderer Zusammensetzung, einseitig zementiert und gehärtet, nach dem Kruppschen Verfahren hergestellt, sogenannte K.C.-Platten,
- b) Platten aus Nickelstahl besonderer Zusammensetzung ohne Oberflächenhärtung,
- c) Deckschanzerplatten aus Nickelstahl oder Flußeisen besonderer Zusammensetzung.

Herstellungsverfahren:

- a) K.C.-Platten. Material S.M.-Nickelstahl besonderer Zusammensetzung. Die Platten werden nach dem Auswalzen mit Leuchtgas zementiert, nach dem Zementieren werden sie einem Vergütevverfahren, Ablöschen in Öl und in Wasser

<sup>1)</sup> Siehe Nauticus 1903: Die Entwicklung der Seemine und die Grundzüge ihrer Verwendung.

unterzogen, hierauf erfolgt die Formgebung und Bearbeitung, zuletzt die Schlußhärtung durch Überbrausen der in bestimmter Weise vorgewärmten Platten mit Wasser.

Eine Bearbeitung der gehärteten Oberfläche, Bohren von Schraubenlöchern, Anbringen von Ausschnitten ist nur nach vorhergehender örtlicher Enthärtung nach besonderem Verfahren möglich, die Rückseite der Platten dagegen bleibt weich und bearbeitungsfähig.

Anwendung: Für Vertikalpanzer und Turmdecken von 80 mm Dicke und darüber. Für dünnere Platten sowie für schwierig gebogene (doppelt gekrümmte) Platten wird die Zementierung und Oberflächenhärtung im allgemeinen nicht angewendet.

b) Platten aus Nickelstahl ungehärtet. Material S.M.-Stahl besonderer Zusammensetzung. Die Platten werden nach dem Auswalzen dem Vergütev erfahren unterzogen, hierauf erfolgt die Formgebung und Bearbeitung.

Anwendung: Für Vertikalpanzer und Turmdecken unter 80 mm Dicke sowie für Platten größerer Dicke von besonders schwieriger Form.

c) Deckspanzerplatten aus Nickelstahl oder Flußeisen. Material S.M.-Nickelstahl oder S.M.-Flußeisen besonderer Zusammensetzung. Die Platten werden im allgemeinen nach dem Abwalzen lediglich einem der Materialzusammensetzung angepaßten Glühverfahren unterzogen.

Die Brauchbarkeit des Panzermaterials wird durch Beschußproben festgestellt. Die Gesamtlieferung für ein Schiff wird in Lose eingeteilt, aus jedem Lose werden eine oder mehrere Probeplatten ausgewählt und der Beschußprobe nach besonders vereinbarten Abnahmebedingungen unterzogen.

Die früher für die Vertikalpanzerung der Kriegsschiffe verwendeten Platten aus Schmiedeeisen, Verbundstahl (Compoundstahl), d. i. eine Verbindung von Schmiedeeisen und hartem Stahl, Homogenstahl oder Nickelstahl mit gehärteter Oberfläche (Harvey-Verfahren) sind überall aufgegeben worden, weil die nach dem Kruppschen Verfahren hergestellten Platten ihnen an Widerstandsfähigkeit weit überlegen sind.

## B. Abmessungen und Form der Platten.

Die Abmessungen der unter a) und b) aufgeführten Platten sind begrenzt durch das zulässige Höchstgewicht der Brammen und durch die Abmessungen der für die Herstellung verfügbaren Walzenstraßen, Öfen, Biegepressen und sonstigen Betriebseinrichtungen der Werke sowie endlich durch die Rücksicht auf den Bahnversand.

Das Brammengewicht ergibt sich aus dem Gewicht der rechteckigen Platte multipliziert mit 1,5 bis 1,75, je nach Dicke der Platte, Höchstbrammengewicht etwa 75 Tonnen.

Größte Länge gehärteter Platten etwa 8 m, größte Breite etwa 3,5 m. Mit Rücksicht auf Erzielung gleichmäßiger Härtung darf die Flächengröße zementierter und gehärteter Platten 18,5 m<sup>2</sup> nicht überschreiten.

Größte Länge ungehärteter Platten 8,5 m, größte Breite etwa 4,2 m.

Kleinster Krümmungshalbmesser für gehärtete oder ungehärtete Platten, die auf der ganzen Länge oder Breite gebogen sind, 7 mal Plattendicke, für Platten, die nur auf einem Teil der Länge oder Breite gebogen sind, bis etwa 30° Zentriwinkel, 5 mal Plattendicke.

Größte Scheitelhöhe gebogener Platten einschl. Plattendicke 1100 mm, für Kasemattplatten ausnahmsweise bis 1200 mm.

Für die Deckspanzerplatten unter c) gelten folgende Vorschriften:

Platten 20 bis 80 mm dick, bis 10 m Länge und 3,9 m Breite lassen sich ohne Schwierigkeit verladen und befördern.

Mit Rücksicht auf Verladungs- und Versandmöglichkeit können hergestellt werden:

Platten	bis	3,65 m	Breite in	größten	Längen	bis	18 m
„	über	3,65 bis 3,8	„	„	„	„	14 „
„	„	3,8	„	4,2	„	„	7,8 „
„	„	4,2	„	4,4	„	„	6 „

Für Denkspanzerplatten über 3,9 m Breite oder über 10 m Länge werden von den Walzwerken entsprechende Aufpreise berechnet, für den Versand solcher Platten stehen Sonderwagen nur in beschränkter Anzahl zur Verfügung.

### C. Geschößwirkung gegen Panzerplatten<sup>1)</sup>.

Durch das Kruppsche Verfahren wird eine harte Oberfläche auf zäher Rückseite in der Form erzielt, daß die äußere glasharte Schicht allmählich in das weiche und zähe Material der Rückseite übergeht. Dadurch wird die unmittelbare Wirkung des Geschosses lokalisiert, Rißbildung vermieden und mittelbar die Widerstandsfähigkeit des gesamten Plattenteils herangezogen.

Das Durchschlagen einer Panzerplatte ist abhängig von der Auftreffenergie, dem Auftreffwinkel, der Form und dem Material der Geschosse. Die Auftreffenergie errechnet sich aus Geschößgewicht und Auftreffgeschwindigkeit. Bei gleicher Anfangsgeschwindigkeit übersteigt die Endgeschwindigkeit des schweren Geschosses diejenige des leichten Geschosses, da das letztere wegen seiner geringeren spezifischen Querschnittsbelastung dem verzögernden Einfluß des Luftwiderstandes mehr unterworfen ist.

cm	Durchschlagkraft gegen gehärtete Kruppsche Nickelstahlplatte mm	Geschößgewicht kg
28	305	300
30,5	360	390
35,6	475	620
38,1	535	760

Die Steigerung der Durchschlagkraft beim Wachsen des Kalibers ergibt sich aus nebenstehenden Angaben über Kruppsche Geschütze bei einer Anfangsgeschwindigkeit von 940 m, einer Rohrlänge von  $L/50$ , einer Entfernung von 12 000 m und einem Auftreffwinkel von 90°.

Erfolgt das Auftreffen unter einem spitzen Winkel, so nimmt die Durchschlagkraft ab, oder die Auftreffgeschwindigkeit muß erhöht werden, wenn die gleiche Plattendicke wie unter 90° durchschlagen werden soll, wie nachstehende Tabelle zeigt.

Kaliber und Mündungsgeschwindigkeit	Plattendicke	Erforderliche Geschwindigkeit bei 90° Auftreffwinkel	Entfernung, bei der die Platte mit Spitzkappengeschöß durchschlagen wird	Erforderliche Geschwindigkeit bei 55° Auftreffwinkel	Entfernung, bei der die Platte mit Spitzkappengeschöß durchschlagen wird
cm (m/sek)	cm	m/sek	m	m/sek	m
30,5 (686)	30,5	537	8127	617	3653
35,56 (656)					
	35,56	532	6862	612	2102

Durch die Einführung der Kappe ist die Durchschlagwirkung gegen gehärteten Krupp-Panzer bei Auftreffgeschwindigkeiten über 500 m/sek erhöht

<sup>1)</sup> Siehe die Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens 1908: Geschütz und Geschöß im Seekriege der Zukunft, S. 1 f. und Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens 1909: Panzerplatten und Panzergeschosse, S. 1199 f.

worden. Durch die Kappe, die aus weichem Eisen besteht, wird die Geschößspitze beim Auftreffen auf die Plattenoberfläche in ihrem ganzen Umfange seitlich gestützt und dadurch eine Beschädigung der Spitze verhindert (Nauticus 1908, S. 173). Eine weitere Erhöhung der Durchschlagskraft durch Verbesserung der Geschößform hat die Einführung der schlanken Geschößspitze gebracht, wodurch der Formwiderstand des Geschosses vermindert worden ist. Bei gleichem Kaliber soll für die schlanke Spitze der Geschwindigkeitsverlust etwa 35 bis 40 vH geringer sein (Nauticus 1912, S. 221).

Durch Versuche ist festgestellt, daß die Achse des Geschosses während seines Fluges stets tangential zur Flugbahn liegt, und daß die Geschosse in Richtung der Flugbahn auf die Panzerung auftreffen (Marine-Rundschau 1912, S. 1547).

## D. Anordnung der Panzerung.

Der Zweck der Panzerung besteht darin, dem Schiffe die Schwimmfähigkeit im Gefechte zu erhalten und einzelne vitale Teile (Munition, Geschütze, Maschinenanlage, Rudergeschirr, Befehlsübermittlung) sowie die Besatzung gegen Geschöß-, Torpedo- und Minenwirkung zu schützen. Ein vollkommener Schutz durch die Panzerung ist jedoch nicht zu erzielen, da einzelne Teile, wie Ruder und Schrauben, einen Panzerschutz nicht erhalten können, da ferner die größten technisch herzustellenden Panzerdicken auch auf großen Gefechtsentfernungen von den schweren Geschützen bei günstigem Auftreffwinkel durchschlagen werden können, mit zunehmender Gefechtsentfernung die Zahl der Unterwasser- und Deckstreifer infolge der größeren Einfallwinkel der Geschosse wächst, und schließlich der für die Panzerung zur Verfügung stehende Verdrängungsanteil der Panzerausdehnung und Panzerdicke eine Grenze setzt. Infolgedessen sind die Ansichten über die Anordnung der Panzerung nach Ausdehnung und Dicke verschieden und wechselnd, wie die Entwicklung der Schiffstypen der einzelnen Marinen zeigt.

1. Seitenpanzer. Unter Seitenpanzerung wird zusammenfassend die Panzerung der Außenhaut verstanden, die sich bei Linienschiffen und Panzerkreuzern wiederum in den Gürtelpanzer im Bereiche der Schwimmbene, den Zitadellpanzer, der sich an den Gürtelpanzer nach oben hin anschließt und den Kasemattpanzer, falls die Mittelartillerie Kasemattaufstellung erhält, gliedert. Außerdem wird die Panzerung der Außenhaut im Vor- und Hinterschiff als Bug- und Heckpanzerung gesondert bezeichnet.

Für die Längenabmessung des Gürtelpanzers gilt allgemein der Grundsatz, ihn auf den gesamten Bereich der Zitadelle auszudehnen, d. h. desjenigen Schiffsteils, der die Maschinen- und Kesselräume, Hilfsmaschinenräume, Munitionskammern, Torpedoräume und Geschützunterbauten umfaßt. Für die Bemessung der Gürtelhöhe ist wesentlich, daß bei den wahrscheinlichen Gefechtsstiefgängen, die zwischen der größten Ein- und Austauschung des Schiffes liegen, bei Krängungen des Schiffes durch Seegang oder Vollaufen von seitlichen wasserdichten Räumen, sowie bei der Einsenkung und Erhöhung des Wasserspiegels infolge der durch die Fortbewegung des Schiffes erzeugten Wellen, die jeweilige Schwimmfläche durch den Gürtelpanzer geschützt und Wassereinbruch durch Schußlöcher abgehalten wird. Ferner soll der Gürtelpanzer so hoch über die Wasserlinie geführt werden, daß das Panzerdeck direkten Treffern entzogen wird, und sich soweit unterhalb der Wasserlinie erstrecken, daß der Wirkung der Unterwassertreffer begegnet wird. Die einzelnen Gürtelpanzerplatten werden zweckmäßig der Höhe nach ungeteilt angeordnet, um eine Naht im Bereiche der Wasserlinie zu vermeiden. Bei dieser Anordnung ist die Gürtelhöhe durch die Herstellungsmöglichkeit der einzelnen Platten begrenzt und kann für die größten Plattendicken nur das Maß von 3,5 bis 4 m erreichen, von dem etwa die Hälfte über und die andere Hälfte unter der Wasserlinie (mittlerer Gefechtsstiefgang) liegt. Gegen Unterwassertreffer, die infolge der großen Ein-

fallwinkel der Geschosse bei den großen Gefechtsentfernungen erhöhte Bedeutung gewonnen haben, genügt aber eine derartige Gürteltiefe nicht, so daß eine weitergehende Panzerung der Außenhaut nach unten hin zweckmäßig ist (Marine-Rundschau 1914, S. 789; Nauticus 1911, S. 232 und 1914, S. 205).

Für die Anordnung der Zitadellpanzerung als Fortführung der Seitenpanzerung nach oben hin sind folgende Gesichtspunkte maßgebend: Das Panzerdeck soll gegen direkte Treffer der schweren Artillerie bei großen Einfallwinkeln (Schiffbau 1917, S. 587) geschützt, Geschosse der schweren Artillerie bei ungünstigem Auftreffwinkel und großen Gefechtsentfernungen, sowie Geschosse der Mittelartillerie abgewiesen und das Reißen großer unregelmäßiger Löcher in der Außenhaut durch Sprenggranaten verhindert werden. Hiernach ist es zweckmäßig, den Zitadellpanzer der Länge nach auf den gleichen Schutzbereich wie den Gürtelpanzer auszudehnen und ihn soweit wie angängig (Gewichtsfrage) nach oben hin zu führen.

Die Kasemattpanzerung, die auf Schiffen, deren Geschütze Kasemattaufstellung erhalten, angeordnet wird und im allgemeinen die Fortsetzung der Zitadellpanzerung bildet, soll außer Geschützen und Bedienungsmannschaften die Bordwand und das Schiffsinere in gleicher Weise wie die Zitadellpanzerung schützen. Die Ausdehnung der Kasemattpanzerung hängt in erster Linie von der Zahl und Aufstellung der Geschütze ab.

Für die Anordnung der Bug- und Heckpanzerung, welche die Fortführung des Gürtelpanzers vor bzw. hinter der Zitadelle nach den Schiffsenden bilden, sind in erster Linie maßgebend: Im Vorschiff soll die Außenhaut gegen die Sprenggranatenwirkung geschützt werden, um zu große Geschwindigkeitsverluste durch Aufreißen der Außenhaut zu verhindern; im Hinterschiff muß die Steuereinrichtung geschützt werden.

Als allgemeiner Panzerungsgrundsatz für die Panzerdicken gilt, daß der Gürtelpanzer im Bereiche der Schwimmlinie den wichtigsten Teil der Seitenpanzerung bildet und daher die größte Panzerdicke erhalten muß.

Bei kleinen Kreuzern und Kanonenbooten wird die Seitenpanzerung, sofern eine solche vorgesehen wird, im allgemeinen auf den Wasserlinienschutz beschränkt.

2. Panzerquerschotte. Zum Schutze gegen Treffer, die von vorn oder achtern einfallen, werden an den Zitadellenden sowie zum Abschluß der Kasematt-, Bug- und Heckpanzerung Panzerquerschotte nach den gleichen Gesichtspunkten, wie unter „Seitenpanzerung“ aufgeführt, angewendet.

3. Panzerung einzelner wichtiger Teile. Über den Panzerschutz der Geschütze siehe Bewaffnung, S. 855.

Zum Schutze der Schiffsführung, der Leitung der Artillerie und der Torpedowaffe im Gefecht wird allgemein ein gepanzerter Kommandostand, der Kommandoturm, angeordnet. Für die Lage des Kommandoturmes ist freier Rundblick Bedingung, daher günstigster Platz vor Schornsteinen und Masten, jedoch nicht zu weit nach vorn, um gegen Spritzwasser geschützt zu sein; ferner nicht höher als unbedingt nötig, wegen Gewichtsparsnis und Verringerung der Zielfläche. Die Größe des Kommandoturmes ist abhängig von der Zahl der unterzubringenden Apparate und der aufzunehmenden Personen: Kommandant, Navigations-, Artillerie-, Torpedooffizier, Rudergänger, Bedienungsmannschaften für Befehlsübermittlungs- und Meßeinrichtungen. Es ist zweckmäßig, die Schiffs- und Artillerieleitung innerhalb des Turmes räumlich zu trennen. Auf Flaggschiffen ist mehr Platz im Turm erforderlich. Die Querschnittsform des Turmes ist abhängig von der Herstellung der Panzerplatten; runde oder elliptische Form ergibt bei zweckmäßiger Platzausnutzung das geringste Gewicht. Die Höhe des Turmes wird durch die erforderliche Stehhöhe sowie durch den Platz, der zum Verlegen der Leitungen am Boden des Turmes gebraucht wird, bedingt.

Für den Ausblick aus dem Turm sind in den senkrechten Panzerwänden Sehschlitze anzuordnen, die mit Rücksicht auf die Splittergefahr so klein wie angängig gehalten werden müssen. Der Zugang zum Turm kann entweder von unten durch den Boden oder durch eine nach außen schlagende Pantertür in der Turmrückwand erfolgen. Auf die Standfestigkeit des Kommandoturmes ist besonderer Wert zu legen, der Turmunterbau ist gegen Unterschießen des Turmes durch Panzerung zu schützen. Der Kommandoturm erhält in Anbetracht seiner Wichtigkeit den stärksten Panzerschutz.

Die vom Kommandoturm ausgehenden und in das Unterschiff (Kommando-Artilleriezentrale) führenden Leitungen für die Ruderanlage und Befehlsübermittlung erhalten allgemein einen Panzerschutz durch einen Panzerschacht, der vom Boden des Kommandoturmes bis zum Panzerdeck reicht.

Als Reserve wird vielfach auf größeren Schiffen noch ein zweiter Kommandoturm hinter dem hinteren Schornstein und Mast gleichfalls mit einem Panzerschutz für die Kommandoelemente angeordnet.

Größere Öffnungen im Panzerdeck, die nicht durch wasserdichte Panzerdeckel geschlossen werden können, z. B. die Öffnungen für die Durchführung der Rauchfänge und Luftschächte der Kesselräume, können zum Schutze gegen Wassereintrich in das Unterwasserschiff bei Verletzung der die Öffnungen umschließenden Sülle oder Schächte Panzersülle erhalten.

4. Gepanzerte Decks und Schotte (Innenschutz). Zum Schutze gegen Geschosse, welche die Seitenpanzerung durchschlagen und ihre Wirkung in das Schiffsinere tragen (Splitter, Detonationsdruck, schädliche Gase), sowie zum Schutze gegen Deckstreffer, müssen im Schiffsinere einzelne Bauteile (Decks und Schotte) hinsichtlich des Materials (Qualität und Dicke) sowie der Bauausführung bevorzugt werden. Hierzu gehört zunächst dasjenige Deck, das den oberen Abschluß der Maschinen-, Kessel-, Munitionsräume, des Unterwasservorschiffs und der Ruderräume bildet (das Panzerdeck), sowie das Deck bzw. diejenige Decksteile, bis zu denen die Seitenpanzerung im Bereiche der Zitadelle reicht. Ferner Deckspanzerungen im Oberschiff zum Schutze einzelner Räume, wie z. B. der Kasemattböden und -decken. Als Schotte kommen die Längs- und Querschotte der Kasematten, sowie Längsschotte über dem Panzerdeck in Frage (Nauticus 1910, S. 205 „Gangut“-Klasse). Für die Lage des eigentlichen Panzerdecks ist der Gesichtspunkt maßgebend, daß das Deck in möglichst weitgehendem Maße durch den Gürtelpanzer und dessen Fortsetzung im Vor- und Hinterschiff gegen direkte Treffer geschützt werden soll, und die Geschößdetonationen in möglichst großem Abstände vom Deck erfolgen sollen. Daher ist es zweckmäßig, im Vor- und Hinterschiff das Panzerdeck in Höhe Unterkante Seitenpanzerung anzuordnen und, falls hierbei im Hinterschiff die Räume für die Steuereinrichtung nicht ausreichen, es in diesem Bereiche nach oben zu wölben. In der Zitadelle können nur die Seiten des Panzerdecks an Unterkante Seitenpanzer herangeführt werden, während der mittlere Teil infolge der für die Unterbringung der Maschinen- und Kesselanlage, sowie der Munitionsräume erforderlichen Raumhöhe in Höhe der Wasserlinie oder oberhalb derselben angeordnet werden muß (Marine-Rundschau 1912, S. 646).

Die Panzerdicken für die einzelnen Bauteile können mit Rücksicht auf den hohen Gewichts Aufwand nur gering bemessen werden, 20 bis 80 mm, so daß vor allem die oberen Decks, die direkten Geschößtreffern mit großem Einfallwinkel und Flugzeugbombentreffern ausgesetzt sind, nur einen unvollkommenen Schutz bieten und den schwächsten Teil der Schiffspanzerung bilden.

5. Unterwasserschutz. Über die Entwicklung des Unterwasserschutzes siehe Nauticus 1911, S. 189. Als wirksamsten Schutz gegen Unterwasserexplosion (Torpedo- oder Minentreffer) haben sich bisher gepanzerte Längsschotte (Torpedoschotte) erwiesen, weil sich bei Unterwasserexplosionen die Druckverminderung schon in kurzen Entfernungen von dem Explosionszentrum zeigt. Für die Widerstandsfähigkeit dieser Schotte sind ihr Abstand von der Außen-

haut und ihre Dicke entscheidend. Nach Versuchsergebnissen soll der Abstand von der Außenhaut nicht weniger als 4,5 bis 5 m betragen (Marine-Rundschau 1912, S. 645 und 1914, S. 786). Infolgedessen kann ein derartiger Unterschutz nur auf großen Schiffen eingebaut werden. Dicke der gepanzerten Längsschotte etwa 25 bis 50 mm. Ein gleicher Schutz kann auch als Bodenschutz gegen Grundminen verwandt werden, sofern die Raumverhältnisse die Anordnung eines Innenbodens in dem oben genannten Abstand von der Außenhaut zulassen.

6. Splitterschutz. Größere Öffnungen in den gepanzerten Decks, die im Gefecht nicht geschlossen werden können, wie diejenigen für die Durchführung der Rauchfang- und Luftschächte, erhalten zum Schutze gegen Geschoß- und sonstige Splitter, Panzergrätinge. Ferner ist es zweckmäßig, freistehende Leit- und Beobachtungsstellen für Schiffsführung, Artillerie, Scheinwerfer u. dgl., sowie freiliegende wichtige Kabelleitungen u. dgl. durch dickere Blechumkleidung gegen Splitterwirkung zu schützen.

### E. Einbau der Panzerung.

Das Panzermaterial für die Seitenpanzerung, Panzerquerschotte, Drehtürme, Barbetten, Kommandotürme mit Schächten und Panzersülle (das sogenannte Vertikalpanzermaterial) wird nicht zum Verband des Schiffskörpers herangezogen. Für den Einbau kommt daher nur in Betracht, 1. daß das Gewicht der Panzerungen vom Schiffskörper aufgenommen wird, und 2. daß der Schiffskörper den Panzerungen das erforderliche Widerlager bei Treffern, welche die Panzerung nicht durchschlagen, bietet.

Die Seitenpanzerplatten werden auf die Außenhaut aufgelegt und durch Panzerbolzen, die von der Innenseite Außenhaut aus eingeschraubt werden und welche die Platten auch bei Leeschüssen festhalten sollen, befestigt. Um die Panzerplatten gut an die Außenhaut anpassen zu können und um ein Verrotten der Außenhaut zu verhindern, wird zwischen Außenhaut und Panzerung eine etwa 50 mm dicke Teakholzzwischenlage angeordnet, die auf die Außenhaut oder auf die Rückseite der Panzerplatten aufgeschraubt wird.

Zahl der erforderlichen Panzerbolzen: 0,5 bis 0,7 m<sup>2</sup> Plattenfläche für jeden Bolzen. 2,2 bis 1,5 Bolzen auf 1 m<sup>2</sup> Plattenfläche. Dicke der erforderlichen Panzerbolzen  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{5}$  der Panzerplattendicke. Verteilung der Bolzen abhängig von der Lage der Außenhautversteifungen.

Als Widerlager dienen in erster Linie die Decks und Schotte, deren Beplattungen, sofern sie nicht gepanzert sind, gegen Faltenbildung zu verstärken sind. Ferner schwere Rahmenspanten und Stringer. Am zweckmäßigsten wird das Widerlager so ausgebildet, daß die einzelne Platte in erster Linie an ihrem ganzen Umfange gestützt wird. Um zu verhindern, daß bei Treffern auf die Plattenkanten an den Stoßstellen diese eingedrückt und die Außenhaut aufgerissen wird, kann eine gegenseitige Stützung der Panzerplatten durch senkrechte Keile (Verdübelung) in Frage kommen. In gleicher Weise können übereinanderliegende Panzerplattengänge sich gegenseitig stützen.

Die Platten der Panzerquerschotte, Drehtürme, Barbetten, Kommandotürme, werden im allgemeinen miteinander durch Laschen und Panzerschrauben verbunden. Ferner können zur gegenseitigen Stützung der Panzerplatten Keilverbindungen, Verblattungen, Verfalzungen und Verkämmungen verwandt werden. Das Gewicht dieser zusammengebauten Panzerteile muß auf die Hauptlängs- und Querschotte des Schiffskörpers übertragen werden. Als Widerlager dienen die Decks und Schotte, oder, falls die Panzerung am Deck oder am Schott abstößt, schwere Winkel mit entsprechender Nietung.

Für den Einbau der Innenpanzerung ist zu beachten, 1. daß die Platten der Innenpanzerung dem Detonationsdruck, dessen Wirkung sich über eine große Fläche erstreckt, Widerstand leisten müssen, und 2. daß sie für die Festigkeit

des Schiffskörpers ausgenutzt werden sollen. Demgemäß sind die Platten möglichst groß zu bemessen, die Stoß- und Nahtverbindungen den Plattendicken entsprechend auszuführen und für die Randeinspannungen schwere Winkel mit entsprechender Nietung zu verwenden. Bestehen die Panzerungen aus mehreren Plattenlagen, so ist neben wasserdichter Randnietung, Heftnietung mit 6 bis 10 d Abstand zu wählen.

Für die Aussteifungen der gepanzerten Decks und Schotte gegen den Detonationsdruck kommen nur den Plattendicken entsprechende schwere Träger in größeren Abständen in Frage, sofern nicht örtliche Beanspruchungen durch den Gasdruck der eigenen Geschütze eine weitergehende Aussteifung erfordern. Die Heranziehung der gepanzerten Decks und Schotte für die Schiffsfestigkeit erfordert außerdem deren Aussteifung gegen Faltenbildung.

## Achter Abschnitt.

# Unterseefahrzeuge.

## I. Allgemeines.

### A. Geschichte<sup>1)</sup>.

1624. Der Holländer van Drebbel führt König Jakob I. in London auf der Themse ein Ruder-U-Boot vor.
1660. Der Franzose Day taucht mit seinem U-Boot bei Yarmouth 12 Stunden lang und findet beim zweiten Versuch den Untergang.
1775. Der Amerikaner Bushnell erbaut die „Turtle“. Angriff auf das vor Neuyork liegende englische Blockadeschiff „Eagle“ ohne Erfolg.
1797. Der Amerikaner Fulton erbaut das U-Boot Nautilus.
- 1801 versenkt er eine alte Hulk mit einer von ihm am Boote angebrachten Mine auf der Reede von Brest. Erste Verwendung hinterer Tiefenruder und eines Klappmastes.
- 1844—51. Der Amerikaner Philipps baut mehrere hölzerne U-Boote. Bei den Versuchen wird sein drittes Boot im Erie-See zusammengedrückt.
- 1850—55. Der bayrische Artillerie-Unteroffizier Bauer<sup>2)</sup> erbaut einen Brandtaucher bei Schwebel & Howaldt in Kiel. Ihm gelingt als erstem eine wirklich gesteuerte Unterwasserbewegung. Das Boot, das aus Sparsamkeitsgründen zu schwach gebaut ist, wird durch den Wasserdruck zusammengedrückt. Rettung Bauers mit der aufsteigenden Luftblase durch das Einsteigeluk. Tiefensteuerung durch bewegliche Trimmgewichte. Besser gelingt ihm in Rußland ein größerer Taucher, der aber dort nach erfolgreichen Übungen verloren wird.
1863. Entwurf des Amerikaners Alstitt. Erstes Projekt eines selbständigen U-Boots mit Dampfmaschine für Überwasserfahrt, elektrischer Maschine für Unterwasserfahrt. Tauchen durch Wasserballast. Gewöhnliche Schiffsform.
- 1861—64. Der Amerikaner Hunley<sup>3)</sup> erbaut mehrere kleine U-Boote, Davids genannt. Eines versenkt den Hilfskreuzer „Housatonic“ von 1400 t mittels Spierentorpedo. U-Boot schlägt infolge des Wasserschwall der Explosion voll und sinkt. Erster kriegerischer Erfolg.
1865. Die Franzosen Bourgois und Brun<sup>4)</sup> erbauen den Plongeur für die französische Marine. 300 t Displacement, Preßluftmaschine von 80 PS, 42 m Länge, 3 m Tiefgang, 6 m Breite. Erstes großes U-Boot. Tiefensteuerung mit Verdrängungszylindern und mit hinten angebrachten Tiefenrudern, später auch mit Hilfe einer Schraube mit vertikaler Achse. Unterwasser-Rettungsboot.
1866. Der Amerikaner Halstead erbaut seinen „Intelligent Whale“. Erstes Auftreten der Taucherammer.
1876. Der Amerikaner Holland erbaut sein erstes U-Boot „Fenian Ram“, 10 m Länge, 1,8 m Durchmesser. Hintere Tiefenruder, Unterwasser-Luftkanone.
1877. Der Russe Drzewiecki erbaut mehrere U-Boote nach Bauers System der beweglichen Gewichte. Taucht ohne Restauftrieb.
1878. Der Engländer Garrett erbaut ein kleines U-Boot, das durch Fluten und Lenzen eines Wasserzylinders im Gleichgewicht erhalten wird. Dampftrieb mit Wärmespeicher. Der Schwede Nordenfält erbaut mit Garrett zusammen ein 60 t-Boot mit Tauchschrauben. Dampftrieb. Erste Verwendung des Whitehead-Torpedos auf einem U-Boot. Wird an Griechenland verkauft.
1885. Der Franzose Goubet beginnt seine mehrjährigen Versuche mit kleinen U-Booten, die mit dem Propeller gesteuert werden. Die Propellerebene ließ sich zu dem Zwecke verstellen. Taucht ohne Restauftrieb.
1885. Der Amerikaner Tuck erbaut den Peacemaker mit einem Ätznatronkessel für die ↓-Fahrt.

<sup>1)</sup> Vgl. Busley: Die modernen Unterseeboote. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1899. — d'Equerville: Les Bateaux Sous-Marins. — S. Lake: Entw. d. U-Boote. Int. Mar. Engg. vom Januar 1916.

<sup>2)</sup> Vgl. L. Hauff: Die unterseeische Schifffahrt, erfunden und ausgeführt von W. Bauer.

<sup>3)</sup> Nach Busley, McClintock u. Howgate.

<sup>4)</sup> Französische Schiffbauingenieure.

1886. Waddington erbaut ein U-Boot mit Tauchschauben und elektrischen Akkumulatoren. Bewaffnet mit außerhalb des Körpers liegenden Torpedos.
1886. Der Engländer Campbell erprobt ein Boot, das durch Verdrängungszylinder gesteuert wird.
1887. Der Spanier I. Peral erbaut das erste mit elektrischen Akkumulatoren versehene größere Boot „Peral“. Tiefenruder. Richtige Form des Druckkörpers.
- 1887–88. Der Schwede Nordenfält erbaut zwei türkische und ein russisches Unterseeboot mit Dampftrieb für  $\uparrow$ - und  $\downarrow$ -Fahrt und Tauchschauben. Russisches U-Boot strandet bei Überfahrt von England nach Rußland.
1888. Der Amerikaner Baker erbaut ein Boot mit elliptischem Querschnitt, das durch Seitenpropeller gesteuert wird, die in drehbaren Rahmen gelagert sind. Kombination der Fortbewegungs- mit der Tauchschaube.
- Das französische U-Boot „Gymnote“ (Konstrukteur Gustave Zédé) macht seine ersten Versuche mit Erfolg. 29,3 t Displacement, Antrieb elektrisch, Akkumulatoren. Hintere Tiefenruder.
1892. Inbaugabe des „G. Zédé“ von 267 t Displacement.
1893. Der Nordamerikanische Kongreß bewilligt 800 000 M. für den Bau eines Unterseebootes: „Plunger“ nach Hollands, von der Marine abgeänderten Plänen. Besitzt Dampfmaschine, gepanzerte Kommandohaube.
1894. Simon Lake (Amerikaner) erbaut den „Argonaut“. 7 t Displacement, Gasolinmaschine von 30 PS für  $\uparrow$ - und  $\downarrow$ -Fahrt mit Luftzuführung durch hohlen Mast. Rollenräder zum Fahren auf dem Meeresgrund. Lake gab die erste Anregung, Gasolinbehälter wegen der Bildung giftiger Gase nach außen zu legen.
- Gab dem Aufbau des Bootes Schiffsform und vergrößerte damit den Restauftrieb auf 40 vH des  $\uparrow$ -Displacement. Hat die erste optische Kompaßübertragung von außen nach innen gehabt. Erfinder der „Hydroplane“.
1896. Die französische Marine erbaut „Morse“ nach Entwurf Romazottis. 136 t Displacement, rein elektrischer Antrieb. Urbild aller späteren französischen Einhüllenboote. „Holland Nr. 4“ nach Hollands Plänen. Displacement 64 t. Gasolinmaschine für  $\uparrow$ -Fahrt, elektrische Maschine mit Akkumulatoren für  $\downarrow$ -Fahrt. Urbild aller späteren Holland-Boote.
1899. Läuft „Narval“, das erste Tauchboot nach dem Doppelhüllenprinzip (Entwurf Laubeuf), in Frankreich vom Stapel. Urbild der Tauchboote aller Marinen.
1900. Bestellt die Vereinigten-Staaten-Marine 5 Holland-Boote auf Grund der guten Ergebnisse von Holland Nr. 4.

Die englische Marine kauft Hollands Patente durch Vertrag mit Vickers, der Inhaber dieser für England ist.

Damit ist die Epoche des Tastens und der fruchtlosen Versuche abgeschlossen, und die Entwicklung verläuft in allen Marinen in mehr oder weniger schnell ansteigender Linie.

England entwickelt das Holland-Boot weiter in seinen A bis E-Typen von 100 bis 800 t Displacement. Vickers baut den Dieselmotor dafür. Frankreich entwickelt nebeneinander den Morse- und Narval-Typ zur Turquoise- bzw. Pluvioseklasse von 4 bis 500 t Displacement und behält neben der Dieselmachine (M.A.N. Augsburg und Normand) auch den Dampftrieb bei. Die Vereinigte-Staaten-Marine schiebt Lake zunächst ganz beiseite und überläßt die Entwicklung der Electric Boat Co., der Inhaberin der Holland-Patente, und gelangt allmählich ebenfalls in der M-Klasse zum 500 t-Boot. An Motoren werden nach Überwindung der Gasolinmaschinen-Epoche hauptsächlich Dieselmotoren, Konstruktion M.A.N. Augsburg, verwendet. Die deutsche Marine nimmt mit U 1 im Prinzip den „Narval“-Typ an (Entwurf d'Equilly-Germaniaerwerft) und verfolgt vor allem das Streben nach Hochseefähigkeit durch großes Reserve-Displacement und großen Fahrbereich. U 2 (Entwurf Berling und Inspektion des Torpedowesens) hat bereits 2 bis 3000 Sm.  $\uparrow$ -Fahrbereich.

Bis U 18 wird der Verpuffungsmotor (2 Takt-System Körting), dann ausschließlich der Dieselmotor (Konstruktion M.A.N. Augsburg und G. W.) für die  $\uparrow$ -Fahrt verwendet.

Die Geschichte des Werdens der unterseeischen Schifffahrt zeigt zwei Hauptabschnitte. Die Ausbildung der Tauchfähigkeit und die der Fortbewegung. Tauchen lernte man zwar schnell, handelte es sich dabei doch nur um die einfache statische Aufgabe der Auftriebsvernichtung. Jedoch machte die Beherrschung der Bewegung unter Wasser bis in die jüngste Zeit Schwierigkeiten, die mit wachsender Größe des Bootes und der Verwendung des U-Fahrzeugs auf hoher See noch wesentlich zunehmen. Daß es so lange dauerte und man so viele Irrwege einschlug, lag an der nicht genügenden Erkenntnis der dynamischen Vorgänge. Verschiebbare Gewichte und Verdrängungszylinder, Tauchschauben und drehbare Propellerachsen bezeichnen den Weg der Irrtümer. Die Amerikaner Lake und Holland und die französischen Marinekonstrukteure Zédé und Romazotti haben hier bahnbrechend gewirkt.

Manches Unglück ist durch Unterschätzung der Bedeutung des Restauftriebs, den man dem getauchten Boot zu belassen hatte, entstanden. Sie gerieten infolge der Unfähigkeit, beim Versagen der Mechanismen selbsttätig zu steigen, in zu große Wassertiefen, wo entweder die Wände des Fahrzeugs eingedrückt wurden, oder die Lenzpumpen den Gegendruck nicht überwinden konnten.

In der Entwicklung der Form der Fahrzeuge tat Laubeuf mit seinem „Narval“ den entscheidenden Schritt. Er eröffnete damit die Bahn zum Hochsee-Unterseeboot großer Seefähigkeit und langer Fahrtdauer. Der Italiener Laurenti vervollkommnete die Form durch Verbindung des Laubeuf-Typs mit dem Lakeschen wasserdichten und flutbaren Aufbau und hat mit seinem kleinen „Medusa“-Typ bemerkenswerte  $\uparrow$ -Geschwindigkeiten erreicht.

Berling verfolgte mit seinem „U 2“ vor allem das Ziel guter  $\uparrow$ -Geschwindigkeit bei großer Fahrtdauer. Auch bei ihm sehen wir vollendete Ausbildung der äußeren Linien in Anlehnung an erprobte Torpedootsformen.

Holland und seine unmittelbaren Weiterbildner legten Wert auf geeignete Unterwasserformen und haben auch hierin große Vollkommenheit erreicht. Die neueren amerikanischen Holland-Boote nehmen aber allmählich auch gute Überwasserformen an.

Die Entwicklung der Tauchfähigkeit, der Stabilität und der Unterwassersteuerung, sowie der gleichzeitigen Fähigkeit, auch über Wasser längere Strecken zurückzulegen, konnte solange zu keinem brauchbaren Ergebnis führen, als kein Motor für die  $\downarrow$ -Fahrt zur Verfügung stand. Man fand ihn zwar bald in der dynamoelektrischen Maschine, die aus elektrischen Akkumulatoren gespeist wird, doch fand man keine unmittelbare geeignete primäre Energiequelle. Sollte man nicht abhängig von Landladestationen bleiben, so mußte man einen zweiten, und zwar selbsttätigen Bewegungsapparat an Bord nehmen, der die Akkumulatoren wieder aufladen und daneben auch das Fahrzeug über Wasser fortbewegen konnte. So wurde allmählich aus einer Hilfsmaschine die Hauptmaschine, die  $\uparrow$ -Fahrt wurde das gewöhnliche, die Tauchfahrt das ungewöhnliche, aus dem „Unterseeboot“ wurde das „Tauchboot“. Verschlungene Irrpfade mußte der U-Bootskonstrukteur machen, bevor er den richtigen Motor fand, das „Boot“ war seiner Zeit im gewissen Sinne voraus, es tauchte schon, als man den Propeller noch mit Menschenhand bewegte.

Heute hat sich der Dieselmotor als der eigentliche Unterseebootsmotor durchgerungen. Luft-, Dampf-, Gasolin-, Benzin- und Petroleummotor waren nur Notbehelfe und Zwischenstufen, die zwar die U-Bootsentwicklung kräftig vorangebracht, aber auch viel Unglück mit sich geführt haben. Unstreitig gebührt der deutschen Technik und im besonderen der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg mit ihrem Konstrukteur Lauster das Verdienst, den U-Bootsmotor in seiner unerreichten Betriebssicherheit und sparsamen Brennstoffverbrauch als erste herausgebracht zu haben. Die französische Marineverwaltung hatte dies durch Ankauf zweier Motorensätze für die Tauchboote „Circé“ und „Calypso“, die deutsche durch bereits im Jahre 1907 aufgenommenen Versuche großen Stils anerkannt. Die Vereinigten Staaten kauften die Lizenzen der deutschen Firma, und die englische Firma Vickers baute sie im wesentlichen nach. Doch der deutsche Motor kam rascher voran und behielt seinen Vorsprung bis auf den heutigen Tag. Inzwischen war auch die Germaniawerft in die Reihe der erfolgreichen U-Boots-Dieselmotorenkonstrukteure eingetreten.

Man kann das Jahr 1911 als den Wendepunkt in der deutschen U-Boots-Technik bezeichnen, in dem die Marine endgültig den Petroleummotor aufgab und zum Dieselmotor überging. Damit war zugleich der entscheidende Schritt zum Hochsee-Unterseeboot getan, wie dies im Kriege U 21 mit seiner Dardanellenfahrt im Jahre 1915 als erstes erweisen sollte.

Der Dieselmotor war es mit in erster Linie, der das U-Boot aus seinem bescheidenen Dasein mit einem Schläge herausob und es im Laufe des Krieges zu einer Waffe werden ließ, die vielleicht entscheidend gewirkt hätte, wenn sie von Anfang an mehr berücksichtigt worden wäre. Alles vor 1911 Erbaute war mehr oder weniger militärisch minderwertig geworden, wenn es auch auf achtenswerter technischer Höhe stand.

Zur Fortbewegung unter Wasser bedurfte man sehr bald eines vollkommeneren Auges, als das gewöhnliche Fenster es darstellte, und eines solchen Kompasses, der, von Eisenmassen rings umgeben, beeinflußt durch die elektrischen Maschinen und Akkumulatoren, auch dann noch richtig wies. Das Sehrohr ist zuerst in Frankreich ziemlich schnell zu bemerkenswerter Höhe gelangt, dann folgt Italien (Officine Galileo), und jetzt ist Deutschland an der Spitze (Zeiss und Goerz). Die Sehrohrentwicklung ist durchaus den Weg über das Komplizierte zum Einfachen gegangen. Man ist jetzt in der Hauptsache auf das bifokale einäugige Sehrohr mit 6- und 1,5facher Vergrößerung und 40° Gesichtswinkel gekommen. Es war und bleibt das lichtstärkste und für das Schätzen von Entfernungen geeignetste Instrument.

Einen brauchbaren U-Boots-Kompaß erhielt man erst Mitte des ersten Jahrzehnts dieses Jahrhunderts in dem Kreiselkompaß. Der Deutsche Anschutz war es, der ihn in jahrelangem Mühen zu einem einwandfreien nautischen Werkzeug entwickelte.

Der leitende Gedanke fast aller U-Boots-Konstrukteure war die militärische Verwendung. Nur Lake benutzte seinen „Argonaut“ zu unterseeischen Bergarbeiten.

Die wirtschaftliche Blockade Deutschlands im großen Kriege ließ das Untersee-Handelsboot entstehen. Der baldige Eintritt der Vereinigten Staaten verhinderte seine weitere Ausgestaltung und schnitt die Entwicklung im Entstehen ab.

In Friedenszeiten wird das Untersee-Handelsfahrzeug keine Rolle spielen können.

1000 t Ladefähigkeit bei 4 Millionen M. Baukosten (nach Preisen vom Stande des Jahres 1916 geschätzt) dürften selbst bei Kriegsfrachtraten nie verzinsungsmöglich sein. Die doppelte Maschinenanlage mit ihren schweren Akkumulatoren, der doppelte Schiffskörper, die innen liegenden Ballasträume usw. nehmen soviel Gewicht und Raum in Anspruch, daß die Ladefähigkeit im Verhältnis zur Schiffsgröße nur gering sein kann.

Ein Verkehrsmittel für Personen könnte es wegen seines ruhigen Verhaltens im Seegang unter Wasser, der sicheren Fahrt bei Nebel und der Verringerung der Kollisionsgefahr zweifellos werden, wenn nicht wieder die Raumknappheit einer bequemen Personenunterbringung die größten Hindernisse bereitete. Was beim Schiff an Reserveschwimmkraft in den Kammern und Salons der Aufbauten liegt, muß beim U-Fahrzeug in die Ballastbehälter gelegt werden. Daß es diese Räume, etwa 30 vH seines Displacements, leer fahren muß, ist entscheidend gegen seine wirtschaftliche Verwendbarkeit.

Die Zukunft des U-Fahrzeugs wird also stets die einer Waffe bleiben, einer Waffe, die in der Hand des Schwächeren dem zur See Stärkeren Scheu vor dem Kriege einflößen wird.

Die Untersee-Waffe hat einen unleugbaren Vorzug vor der reinen Überwasser-Waffe, sie veraltet nicht in gleichem Maße. Taktisch ist ein nicht abnorm langsames und kleines U-Boot am Orte des  $\downarrow$ -Angriffs selbst stets gleichwertig, sofern nur seine Torpedo- oder Minenwaffe auf der Höhe der Zeit ist. Man kann sogar behaupten, daß das kleinere U-Boot immer modern bleiben wird, weil es die besonderen Eigenschaften seiner Gattung vollkommener bewahrt als das große.

Operiert es als Überwasserschiff, das seine Tauchfähigkeit nur als Schutzwanne benutzt, so genügt eine gewisse Überlegenheit über die militärischen Qualitäten der Handelsschiffe. Da diese aus wirtschaftlichem Grunde nicht beliebig gesteigert werden können, so kann das U-Boot auch als  $\uparrow$ -Fahrzeug mit Artillerie und Geschwindigkeit an einem gewissen Punkte stehenbleiben, ohne zu veralten.

Hinsichtlich der technischen Weiterentwicklung stehen gewisse Hauptfragen im Vordergrund. Vor allem die Frage, ob die doppelte Maschinenanlage bestehen bleiben muß, oder nicht vielmehr durch eine Einheitsmaschine, gleich geeignet für  $\uparrow$ - wie  $\downarrow$ -Fahrt, ersetzt werden könnte. Diese Frage könnte so gelöst werden, daß dem Dieselmotor auch  $\downarrow$  sein Sauerstoff zur Ölverbrennung zugeführt wird. Da jedoch der Grundsatz weiter gelten muß, daß das U-Fahrzeug nicht nur unsichtbar, sondern auch unhörbar sein soll, so bleibt hierin der Dieselmotorantrieb dem elektrischen Antrieb unterlegen. Noch ein zweites Moment spricht gegen den Einheitsmotor in dieser Richtung. Der Sauerstoff müßte dem Boot in einer gepreßten oder chemisch gebundenen Form und in bestimmter Menge mitgegeben werden, denn man kann ihn einstweilen nicht an Bord erzeugen, wie es mit der elektrischen Energie geschieht. Darin liegt eine Beschränkung der  $\downarrow$ -Fahrtdauer. Heute ist diese lediglich abhängig vom Brennstoffvorrat, also von der gesamten  $\uparrow$ -Fahrtdauer. Geht der Brennstoffvorrat auf die Neige, muß das Fahrzeug ohnehin heimkehren.

Die französische und englische Marine verwendeten bis in die letzte Zeit neben dem Dieselmotor auch den Dampftrieb, trotz ungünstigen Fahrbereichs und starker Wärmebelastung. Die Gründe lagen in der bis zum Kriegsausbruch noch nicht behobenen Unzuverlässigkeit der in Frankreich erzeugten Dieselmotoren und in der Möglichkeit, bei Dampftrieb auch große Leistungen und damit Überwassergeschwindigkeiten von über 24 Knoten erreichen zu können. Die Möglichkeit, den Dampftrieb einheitlich auszubilden, ist aber neuerdings nicht mehr verfolgt worden. Die Ölmaschine ist mit wachsender Leistung gerade für die Bedingungen des U-Bootes immer wieder ein neues Problem. Ihr Einheitsgewicht, ihr Raumbedarf sinkt meist nicht mit dem Wachsen der Leistung.

## B. Beschreibung und Benennungen.

(Siehe hierzu die Abb. 643 und 644.)

### I. Wesentlichste Bauteile und Räume.

Druckkörper ist die Bezeichnung für die druckfeste Hülle, die das eigentliche tragende Displacement für das getauchte Fahrzeug gibt.

Bei Einhüllenbooten ist er zugleich die äußere formgebende Hülle, die alle Einrichtungen zum Fahren und Tauchen in sich schließt.

Bei Zweihüllenbooten ist er die innere Hülle, die nur die Einrichtung zum Fahren, aber nicht die zum Tauchen in sich schließt.

Ballastbehälter oder Tauchtanks werden die Einrichtungen zum Tauchen genannt, die beim Einhüllenboot innerhalb des Druckkörpers, beim Zweihüllenboot außerhalb liegen. Ihre äußere Hülle ist die

Haut des Außenkörpers, die nur so fest ist, wie die Beanspruchungen des Seegangs und des Schiffsverbandes es bedingen. Der Wasserdruck innerhalb dieser Ballastbehälter ist stets gleich dem äußeren Wasserdruck, die Haut also entlastet.

Die Spanten scheiden sich in Druckkörper- und in Außenkörper-spanten. Erstere verrippen den Druckkörper und geben ihm die nötige Querstabilität. Letztere sind von gleicher Bedeutung wie beim Überseeschiff.

Druckschotte sind alle Schotte des Druckkörpers, die für einen höheren als den bei  $\nearrow$ -Leckagen eintretenden Wasserdruck bemessen sind.

Außenschotte sind alle Schotte innerhalb der Außenhülle. Sie begrenzen die Ballastbehälter unter sich und gegen die Brennstoffbehälter.

Brennstoffbehälter sind beim Einhüllenboot innerhalb des Druckkörpers angeordnet und gewöhnlich nicht druckfest, nur öldicht gebaut. Sie sind entweder voll Öl oder voll Seewasser. Die Speisung der Motoren erfolgt durch Umpumpen nach einem Entnahmebehälter, der nicht stets gefüllt zu sein braucht. Beim Zweihüllenboot können sie auch außerhalb des Druckkörpers liegen. Sie bilden in diesem Falle einen Teil des Außenkörpers und liegen inmitten der Ballastbehälter. Ihr Druckausgleich erfolgt automatisch mit dem Außendruck. Sie sind stets gefüllt, das abgezapfte Öl wird ständig durch Seewasser ersetzt, das Öl schwimmt auf dem Seewasser.

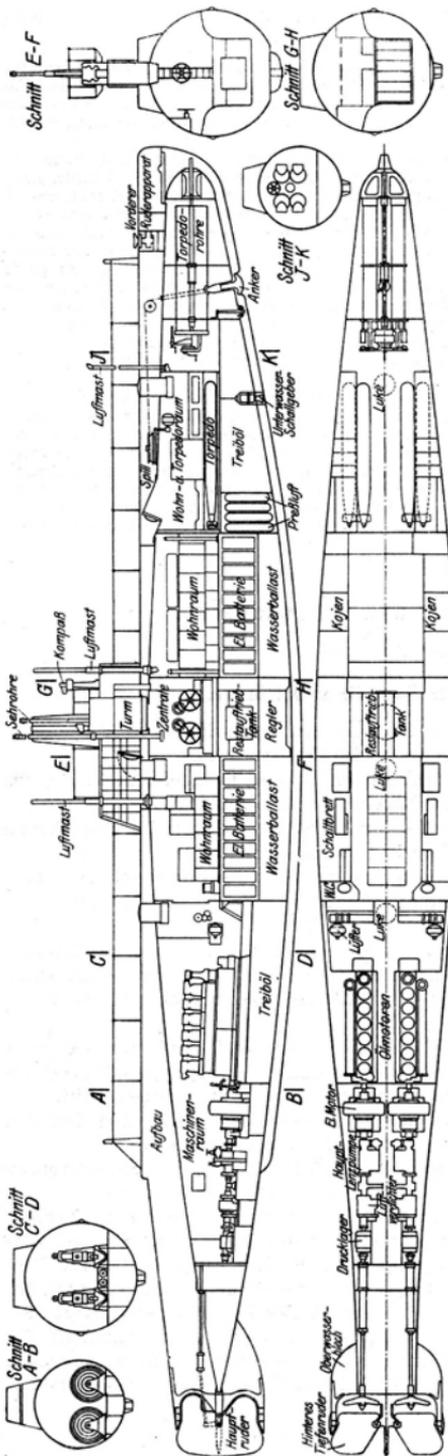


Abb. 643. Amerikanisches Einhüllenboot von etwa 450 t Unterverdrängung (Typ Holland-Electric Boat Co.). Maßstab 1 : 300.

Druckfeste Tanks sind: Regler- oder Hilfs-, Trimm-, Sicherheits-, Schnelltauch-, Adjustier- (auch Restauftrieb-) und Torpedoausgleich-Tanks. Sie liegen beim Einhüllenboot innerhalb, beim Zweihüllenboot teils innerhalb, teils außerhalb des Druckkörpers.

a) Regler- oder Hilfstank heißt der Behälter, der zur Aufnahme des Seewassers dient, welches das Gewicht des Bootes für verschiedene Wasserdichten regeln soll. Er muß etwa 2 bis 3 vH der Verdrängung des Bootes fassen können, entsprechend den Schwankungen des spezifischen Gewichts von 1,00 bis 1,028, sofern auf Verwendung auch in Süßwassermeeren gerechnet wird (z. B. östl. Ostsee).

b) Trimmtanks heißen die beiden im Vor- und im Hinterschiff gelegenen, zur Einstellung des richtigen Trimmis bei der  $\surd$ -Fahrt dienenden Behälter. Ihre Größe ist sehr verschieden, je nach der Bedeutung, die ihnen in den einzelnen Marinen nach ihrer Praxis beigemessen wird. Sie schwankt zwischen  $\frac{1}{2}$  bis 20 t. (Einhüllenboote haben größere Trimmtanks, weil beim Zweihüllenboot die an den Schiffsenden gelegenen Außentanks durch Anblasen zeitweise als Trimmittel benutzt werden.)

c) Sicherheitstanks sind eine Sonderheit der Hollandboote. Sie sind bei  $\surd$ -Fahrten stets gefüllt und werden bei Überschreitung einer gewissen, von vornherein eingestellten Wassertiefe selbsttätig mit Preßluft ausgeblasen.

d) Schnelltauch tanks haben den Zweck, das Tauchen in bewegter See zu erleichtern. Nachdem die Tauchung eingeleitet ist, werden die Tanks ausgeblasen und die Flutventile geschlossen.



Der Turm liegt mit seinem Schwerpunkt über dem Schwerpunkt des Bootes oder (bei Laurenti) etwas davor und gibt bei stillliegendem, geflutetem Boot den Restauftrieb.

Oberdeck oder Aufbaudeck ist sowohl bei Ein- wie Zueihüllenbooten die Decke des leichten Aufbaues, der über dem Druckkörper liegt. Es ermöglicht bei mäßiger See der Besatzung den Aufenthalt an Deck und gestattet die Bedienung der Geschütze.

Wohndeck, Zwischendeck oder Akkumulatordendeck ist das Deck innerhalb des Druckkörpers, das über den Akkumulatoren-Zellen liegt. Es ermöglicht den Verkehr im Boot und gestattet die Unterbringung von Wohn-einrichtungen.

Sicherheitskiel, Fallkiel ist der Teil des Bootskiels, der mit Eisen oder Blei gefüllt oder aus massivem Blei- oder Eisenstücken geformt, vom Boot geschleppt werden kann, um im Gefahrfalle schnell Auftrieb herstellen zu können.

Zentrale oder Kommandozentrale ist der gewöhnlich unterhalb des Turmes liegende abgeschottete Raum, der alle Kommandoelemente, Steuerstände, Preßluftarmatur, Kompaß, Sehrohrstand, Betätigung der Flut- und Lenzeinrichtung u. ä. enthält. Er ist der Stand des leitenden Ingenieurs bei  $\swarrow$ -Fahrt und, falls die Sehrohre in der Zentrale angeordnet sind, auch der Stand des Kommandanten bzw. des Wachoffiziers.

Hauptmaschinenraum enthält die Ölmaschinen.

E-Maschinen-Raum enthält elektrische Hauptmaschinen.

Kesselraum enthält die Kessel (nur bei Dampfbooten).

Akkumulatoren-Räume enthalten die elektrischen Akkumulatoren-Zellen.

Torpedoraum enthält die Torpedoausstoßrohre.

## 2. Einrichtungen für die Unterwasserfahrt.

Tiefensteuer, horizontale Flossen, die durch Hand oder motorisch bewegt werden. Bedienung in der Zentrale.

Hydroplane, größere, gewöhnlich ausschiebbare wagerechte Flächen mittschiffs zu beiden Seiten des Bootes, die nach Lake, ihrem Erfinder, so benannt werden und eine Eigentümlichkeit der Lake-Boote geblieben sind.

Tauchschauben, Propeller mit senkrechter Achse, die das Boot unter Wasser ziehen sollen. Heute verlassen.

Verdrängungszylinder, ausschiebbare, in Stopfbüchsen gegen den Druckkörper abgedichtete druckfeste Zylinder, welche die Verdrängung des getauchten Bootes zur Tiefensteuerung verändern sollen. Heute aufgegeben.

Flutventile oder Tauchklappen, Absperrorgane in den Ballastbehältern, die das Fluten derselben ermöglichen.

Entlüftungsventile, Absperrorgane an der Oberseite der Ballastbehälter, die dem Entweichen der Luft aus den Behältern beim Fluten dienen.

Reglerventile, alle Absperrorgane an den Reglertanks.

Trimmventile, desgl. an den Trimmtanks.

Preßluftarmatur, die Einrichtung zum Ausblasen der Ballastbehälter mit hochgespannter Luft.

Hochdruckkompressor oder Verdichter. Luftpumpe zum Verdichten der Luft auf 150 bis 200 at.

Niederdruckgebläse, auch kurz „Gebläse“, Kolben- oder meistens rotierendes Gebläse, das niedrig gespannte Luft (0,5 at) zum Ausblasen der Ballastbehälter aus dem überfluteten Zustand erzeugt.

Zum Lenzen der Ballastbehälter kann auch die Hauptlenzpumpe benutzt werden.

Sehrohre oder Periskope, optische Rohre, zum Überblicken des Horizonts während der  $\swarrow$ -Fahrt. Sind in den Turm und die Zentrale geführt.

Optische Kompaßübertragung. Optisches Rohr, das die Ablesung des außerhalb des Druckkörpers befindlichen, möglichst aus den magnetischen Kraftlinien des Schiffskörpers und der elektrischen Anlage gerückten Magnetkompasses im Bootsinnern gestattet.

Kreiselkompaß, mit elektrisch angetriebenen Kreiseln. Steht in der Zentrale. Hat meist elektrische Übertragung nach den Steuerstellen (Tochterstellen) im Turm und Hinterschiff.

### 3. Einrichtungen für die Überwasserfahrt.

Haupttruder und Haupttruderstände zur Steuerung des Schiffes. Haupttruderstände sind in der Zentrale, auf und im Turm und im Hinterschiff am Steuerapparat.

Hauptmaschinen, die Ölmaschinen bzw. Dampfmaschinen nebst Kessel. E - Maschinen, die elektrischen Hauptmaschinen zur  $\swarrow$ -Fahrt und zum Aufladen der Batterie während der Unterwasserfahrt.

Batterie, die Akkumulatorenanlage.

Lüftungsanlage, Rohranlage und Kreisellüfter zur Be- und Entlüftung der Räume.

Luftreinigungs- und Sauerstoffanlage. Sie dient zur Reinigung und Erneuerung der verbrauchten Atmungsluft.

Luftmasten. Nach außen und oben führende Zufuhrrohre für die Luft sowohl für die Hauptmaschine als für die Wohnräume.

Ankereinrichtung wie für Überseeschiffe. Anker und Ankerketten müssen auch bei  $\swarrow$ -Fahrt fallen gelassen, geheißt und geslipt werden können.

Lotapparat, Fahrtmesser.

### 4. Militärische Einrichtungen.

Torpedorohre. Bug-, Heck- und Breitseitrohre außerhalb oder innerhalb des Druckkörpers, schwenkbare Deckrohre außerhalb des Druckkörpers. Die außerhalb des Druckkörpers liegenden Rohre können als Ausstoß- oder als Abgangsrohre — aus denen sich der Torpedo selbst herausarbeitet — ausgeführt werden. Als Abart der letzteren gibt es noch die Drzwiacki-Apparate.

Minen, Minenausstoßrohre.

Geschütze, Munitionskammern.

F.T.-Kammern und F.T.-Masten.

Kommandobrücke, Decke des Kommandoturms, als Stand für die Wache bei  $\swarrow$ -Fahrt eingerichtet.

Netz- und Minenschutz.

Unterwasserschall-Einrichtungen.

### 5. Sicherheitseinrichtungen.

Notschleuse. Ausgangsschacht mit zweiseitigen Verschlüssen zum Durchschleusen der Besatzung bei gesunkenem Boot.

Notluftarmatur. Armatur zum Anschlagen von Luftzufuhrschläuchen am gesunkenen Boot. Dient sowohl der Zuführung der Atmungsluft als auch zum Ausdrücken der Ballastbehälter und der lecken Räume.

Telephonboje. Vom Bootsinnern lösbare Aufschwimmboje mit eingekapseltem Telephon und Kabel nebst Lampe zur Auffindung des gesunkenen Bootes und zur Verständigung mit der eingeschlossenen Besatzung.

Markierungsboje. Nur mit Morselampe ausgerüstet.

### 6. Besondere Einrichtungen.

Taucher kammer. Wasserdichte Abteilung des Bootes mit Schleuse, durch die ein Taucher das Boot nach unten verlassen kann, um den Meeresboden zu betreten.

Rollräder. Auf starken Pufferfedern gelagerte ausklappbare Räder. Das Boot soll mit ihrer Hilfe über den Meeresboden gleiten.

Letztere beiden Einrichtungen sind Sonderheiten der Lake-Boote und nicht allgemein eingeführt.

## II. Tauchen, Unterwasserfahrt und Auftauchen.

### Einleitung.

Bei neuzeitlichen U-Booten kommen als Mittel zum Beherrschen des Tauchens, der Unterwasserfahrt und des Auftauchens nur das Einnehmen von Wasserballast und der Gebrauch der Tiefenruder in Betracht. Durch entsprechende Füllung der Tanks wird der Restauftrieb annähernd vernichtet — gewöhnlich wird ihm eine kleine positive Größe gelassen — und durch richtige Verteilung des Trimmwassers auf die Trimmtanks dem Gewichtsschwerpunkt die richtige Lage der Länge nach gegeben.

Die Tauchtanks werden zum Tauchen vollständig, die Regler- und Trimmtanks soweit gefüllt, daß den obengenannten Bedingungen genügt wird. Falls Schnelltauchtanks vorhanden sind, werden diese gegebenenfalls zum Einleiten des Tauchens gefüllt und, nachdem das Boot die Tauchbewegung aufgenommen hat, wieder ausgeblasen.

Verschiebbare Gewichte, Verdrängungszylinder, Schrauben mit vertikaler Achse u. dgl. werden heute zum Innehalten der Tiefe in der Fahrt nicht mehr angewendet. Bei kleinen Booten begnügt man sich oft mit einem Paar hinten liegender Tiefenruder, gewöhnlich werden aber zwei Paar Tiefenruder, ein hinten und ein vorne liegendes, angewendet. Auf vielen französischen Booten findet man noch ein drittes, etwa mittschiffs liegendes Paar.

### A. Das Tauchen auf der Stelle.

Wenn der Gewichtszustand des Bootes nicht bekannt ist, werden zunächst die Tauchtanks gefüllt und dann erst in die Reglertanks soviel Wasser hereingelassen, daß der Restauftrieb beinahe vernichtet wird. Danach wird das Wasser in den Trimmtanks so verteilt, daß das Boot annähernd auf ebenem Kiel liegt. Das kriegsmäßige Tauchen erfolgt bei für den gewollten Restauftrieb von vornherein richtig bemessenem Restauftrieb lediglich durch Füllen der Tauchtanks. Damit es gefahrlos erfolgen kann, muß auf Grund von Messung des spezifischen Gewichtes des Meerwassers und unter Berücksichtigung der seit dem letzten Tauchen vorgekommenen Gewichtsänderungen für richtige Füllung des Reglertanks gesorgt sein.

Damit das Boot tauchen kann, muß es zunächst durch Niederlegen der Geschütze, Wegnehmen der Geländerstützen, Verschließen der Luken und anderen Öffnungen usw. tauchklar gemacht werden. Das Tauchen selbst erfolgt dann, indem zuerst die Flutklappen und dann die Entlüftungsöffnungen geöffnet werden.

### B. Das Fahren unter Wasser.

Die Gesetze des Fahrens unter Wasser unterscheiden sich, auch was die Bewegung in der Vertikalebene betrifft, nicht wesentlich von denen des Fahrens gewöhnlicher Schiffe in der Horizontalebene, wenn beachtet wird, daß große Kursänderungen in der Vertikalebene naturgemäß nicht in Betracht kommen, es verlohnt sich aber vielleicht zu bemerken, daß die Anforderungen an die Genauigkeit des Kurses in der Vertikalebene viel größer sind als die, welche bezüglich der Genauigkeit des Kurses eines gewöhnlichen Schiffes gestellt werden. Man vergegenwärtige sich, daß die Innehaltung einer bestimmten Tiefe der Forderung entspricht, daß gerader Kurs mit derselben Genauigkeit gehalten

werden soll und noch dazu bei vergleichsweise sehr kleinen Geschwindigkeiten, bei denen bekanntermaßen die Steuerfähigkeit geringer als bei größeren Geschwindigkeiten ist.

### 1. Fahrt im Beharrungszustand.

Der einfachste Fall der Bewegung eines Bootes unter Wasser ist der der geradlinigen Fahrt mit gleichbleibender Geschwindigkeit, also der Fahrt im Beharrungszustand.

Für ein mit einem Paar Tiefenruder ausgerüstetes Boot seien (s. Abb. 645)

$\varphi$  die Neigung einer beliebigen fest mit dem Bootkörper verbundenen Geraden, z. B. der Druckkörperhauptachse, zum Horizont,

$v$  die Größe,

$\psi$  der Winkel der Geschwindigkeit des Bootes zum Horizont,

$\alpha$  der Winkel des Tiefenruders zur Hauptachse,

$P$  das Gewicht des Bootes,

$\gamma V$  der Auftrieb des Bootes,

$S$  der Schraubenschub,

$W$  der Gesamtwiderstand des Bootes,

$\varrho$  der Winkel des Gesamtwiderstandes mit der Bootsachse,

$R$  der Ruderdruck.

Den Ruderdruck  $R$  kann man genau genug als senkrecht zur Mittelebene der Tiefenruder gerichtet annehmen. Über den „Gesamtwiderstand“  $W$  des

Schiffes läßt sich auf Grund von Modellschleppversuchen, siehe hierüber S. 895, das folgende aussagen:

Ist der Winkel, den die Geschwindigkeit des Bootes mit der Bootkörperachse bildet, annähernd gleich Null, so ist dieser Widerstand annähernd der Bootsachse parallel. Wird der Winkel zwischen Bootsachse und Bootsgeschwindigkeit größer, so wird, s. Abb. 646,

der Winkel zwischen Bootsachse und Gesamtwiderstand schnell größer, für kleine Winkel zwischen Bootsachse und Geschwindigkeit bleibt jedoch die Komponente des Widerstandes in Richtung der Geschwindigkeit zunächst fast konstant.

Ferner: je größer der Winkel zwischen Widerstand und Bootsachse ist, um so weiter nach vorne liegt der Schnittpunkt der Widerstandsrichtung mit der Bootsachse. In der Abb. 646 sind einander zugehörige Winkel und Widerstände gleichbezeichnet. Eine eingehende Untersuchung über die Abhängigkeit der einzelnen Größen voneinander zeigt, daß, wenn z. B. der Schraubenschub, die Richtung und Größe der Bootsgeschwindigkeit, ferner der Ruderwinkel, die Neigung des Bootes zum Horizont und Lage und Größe von  $P$  gegeben sind, alle auf das Boot und das Tiefenruder wirkenden Kräfte bekannt sind. Damit aber unter diesen Kräften das für den Beharrungszustand erforderliche Gleich-

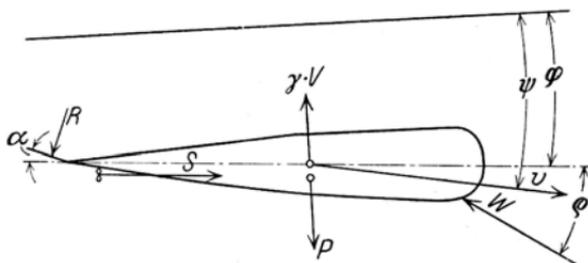


Abb. 645.

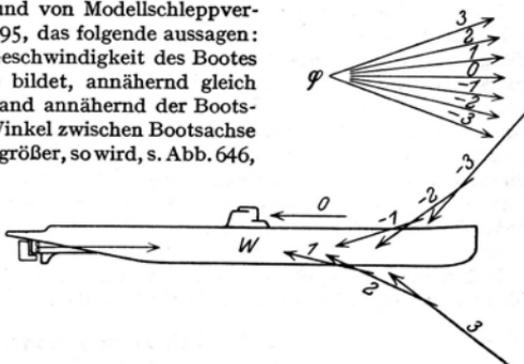


Abb. 646.

gewicht herrscht, müssen drei Größen so aufeinander abgestimmt sein, daß die Gleichgewichtsbedingungen erfüllt sind, beispielsweise der Ruderwinkel, die Bootsneigung und die Größe der Geschwindigkeit des Bootes. Mit anderen Worten: Mittels eines Tiefenruders — der Kürze des Ausdrucks wegen soll im folgenden immer nur von Tiefenrudern statt von Tiefenruderpaaren gesprochen werden — kann das Boot bei sonst beliebiger (innerhalb gewisser Grenzen!) Annahme von Lage des Schwerpunktes, Größe des Auftriebes usw. im Beharrungszustand gesteuert werden. Ein gutes Beispiel für diesen Satz ist das Verhalten des gewöhnlichen Torpedos, der trotz beträchtlicher Gewichts- und Schwerpunktsänderungen tadellos durch sein einziges Tiefenruder auf der gewollten Tiefe gehalten wird.

Für das Verständnis des Tiefenstevens ist die Rolle besonders wichtig, welche die Vertikalkomponente des Gesamtwiderstandes spielt. Bei bedeutendem Auftrieb oder Untertrieb wird das Boot wesentlich durch die aus seiner „Anstellung“ entstehende Vertikalkomponente auf seiner Tiefenlinie gehalten, während das Ruder nur die Größe der Anstellung bestimmt.

Praktisch von besonderer Bedeutung ist weiter die Frage, unter welchen Bedingungen für eine bestimmte Geschwindigkeit die kleinste Maschinenleistung nötig ist. Die Antwort ist: Dann, wenn sowohl die Achse des Bootes mit der Richtung seiner Geschwindigkeit als auch die Fläche des Tiefenruders mit der Strömungsrichtung des Wassers annähernd parallel sind. Boot und Tiefenruder müssen also, wenn horizontal gefahren werden soll, beide ebenfalls etwa horizontal liegen. Dies läßt sich natürlich nur erreichen, wenn Auftrieb und Trimm entsprechend eingestellt werden. Hier sieht man wieder, ganz im Einklang mit den obigen Überlegungen, daß die Innehaltung einer Anzahl von Bedingungen nur durch zweckmäßige Bemessung einer gleichen Zahl von Bestimmungsgrößen erreicht werden kann. Auf annähernd horizontale Einstellung der Tiefenruder führt auch die aus Gründen der Sicherheit zu stellende Forderung, daß bei Fahrt im Beharrungszustand gleiche Ruderkräfte für Änderungen des Kurses nach oben und nach unten zur Verfügung stehen müssen.

Der Fall des mit zwei Tiefenrudern ausgerüsteten Bootes kann, wie folgt, leicht auf den des Bootes mit einem Tiefenruder zurückgeführt werden. Man schlage zu diesem Zweck den Ruderdruck, beispielsweise des vorderen Tiefenruders, als zum Gesamtwiderstand gehörig. Dann entspricht jeder Lage des vorderen Tiefenruders, wenn wieder dieselben Größen wie oben als gegeben angenommen sind, eine zugehörige Lage des hinteren Tiefenruders, oder anders gesagt: wenn zwei Tiefenruder vorhanden sind, kann man ein Boot mit verschiedenen, jedoch einander zugehörigen Tiefenruderstellungen auf beliebigem Kurs im Beharrungszustand steuern. Die praktisch vorzuziehende Art wird wieder die sein, bei der Boot und Tiefenruder eine annähernd horizontale Stellung haben.

In ähnlicher Weise können die Betrachtungen auf den Fall, wo drei und mehr Tiefenruder vorhanden sind, ausgedehnt werden.

## 2. Das Fahren im Seegang.

Streng genommen gehören Betrachtungen über das Fahren im Seegang in das Gebiet der Theorie der „gestörten Bewegung“ des U-Bootes; man kann sich jedoch einen guten Überblick über die Erscheinungen verschaffen, indem man in erster Annäherung annimmt, daß sich das Boot geradlinig gleichförmig fortbewegt, und untersucht, welche Kräfte und Momente der Seegang auf das Boot ausübt. Im folgenden wird vorausgesetzt, daß die Pressungen in der Welle durch die Anwesenheit des Bootes nicht geändert werden.

Nimmt man Trochoidenwellen an, so sind die nach unten flacher werdenden Trochoiden auch zugleich Flächen gleichen Drucks. Denkt man sich in eine solche Welle einen Zylinder an verschiedenen Stellen gleich tief eingetaucht (s. Abb. 646), so sieht man unmittelbar, daß der Auftrieb dort größer ist, wo

die Linien gleichen Drucks einander näher liegen und umgekehrt. Das gleiche gilt für ein U-Boot; integriert man die Vertikalkomponenten des Wasserdrucks über seine ganze Oberfläche, so findet man die Größe des gesamten Auftriebes und in entsprechender Weise die Größe der entstehenden Trimmomente für jeden Augenblick. Man findet, daß das Zeitintegral der Vertikalkomponente des Auftriebes, genommen über eine relative Wellenperiode, größer ist als der Restauftrieb in stillem Wasser. Zur Ausführung der Rechnungen kann man sich der von Kriloff in seiner Arbeit über das Stampfen von Schiffen in Seegang gegebenen Formeln bedienen. Das theoretische Ergebnis<sup>1)</sup> ist durch die Erfahrung durchaus bestätigt oder vielmehr durch sie vorweggenommen — s. z. B. Ch. Radiguer: „La Navigation Sous-marine.“ Paris 1911, S. 186.

Bemerkenswert sind die sehr großen Trimmomente. Aber nicht allein durch die Veränderung der Verteilung des Drucks gegenüber dem in ruhigem Wasser wird die Tiefensteuerung beeinflusst, sondern auch durch die Bewegung der Wasserteilchen zum Schiff. Während man für die Druckverteilung annehmen kann, daß diese durch die Anwesenheit des Schiffes nicht wesentlich gestört wird, ist dies



Abb. 647.

für die Strömung naturgemäß nicht möglich, immerhin kann man im großen ganzen übersehen, in welchem Sinne die „Kreisbewegung“ der Wasserteilchen vereinigt mit der Eigengeschwindigkeit des Bootes auf dessen Verhalten im Seegang einwirkt. Eine Abschätzung der Größe dieses Einflusses kann man vornehmen, indem man vom Standpunkt der Hydrodynamik allerdings keineswegs mehr zulässigerweise eine Integration, etwa über einen das Boot ersetzenden Horizontalschnitt in halber Höhe des Bootes, vornimmt. Werden die aus beiden Einflüssen erhaltenen Kräfte und Momente algebraisch addiert, so kann man für jeden Augenblick die Tiefenruderstellung angeben, die den entstehenden Momenten das Gleichgewicht hält. Die — naturgemäß quantitativ recht unsicheren — Überlegungen können bis zur Aufstellung von Bewegungsgleichungen erweitert werden.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß es bei gewisser Stärke der Wellenbewegung sehr schwer ist, ein Boot auf der gewollten Tiefe zu halten, zumal bei achterlicher See. Diese Aufgabe wird dadurch erschwert, daß die Tiefenmanometer ebenfalls auf die Struktur der Welle ansprechen, was gerade bei langen Wellen, die die größten Schwierigkeiten machen, störend ist.

Unter Umständen muß das Boot bei schwerem Seegang in größere Tiefen gehen, als sie für den Angriff bequem sind.

### 3. Gestörte Bewegung des Unterseebotes, Stabilität der Tiefensteuerung.

Die Erfahrung lehrt, daß es unmöglich ist, ein Oberflächenschiff ohne dauernde Betätigung des Ruders auf geradem Kurs zu halten. Für U-Boote gilt das gleiche für die Fahrt in der Vertikalebene. Damit in Übereinstimmung weist die Theorie nach, daß z. B. bei einem Ellipsoid die Bewegung in Richtung der längsten Achse nicht stabil ist, d. h. daß das Ellipsoid bestrebt ist, bei einer kleinen Richtungsstörung seine Abweichung von der Bewegungsrichtung zu vergrößern — s. z. B. Enzyklopädie der mathematischen Wissenschaften IV, 22 „Die Theorie des Schiffes“. Diese auch bei Luftschiffen vorhandene Tendenz wird bei diesen durch Anordnung von der Befiederung von Pfeilen entsprechenden sogenannten Dämpfungsf lächen wesentlich vermindert. U-Boote sind erfahrungsgemäß ebenfalls nicht fahrtstabil, jedoch scheint es so, als ob z. B. der ältere Lake-Typ,

<sup>1)</sup> Die theoretische Begründung der in diesem Kapitel behandelten Erscheinungen und die Ergebnisse einiger sich darauf beziehender Berechnungen wurden dem Verfasser zuerst durch Dr. Techel mitgeteilt.

der mit sehr großen Tiefenrudern und ebenfalls sehr großen, als Dämpfungsflächen wirkenden sogenannten Hydroplanen ausgestattet ist, annähernd fahrtstabil gewesen ist. Aus Geschwindigkeitsgründen verzichtet man aber sonst auf die Anbringung von besonderen Dämpfungsflächen.

Eine allgemein anerkannte Theorie der gestörten Fahrt von U-Booten gibt es zur Zeit nicht, und es ist verständlich, daß von den Konstrukteuren, die sich mit dieser Frage beschäftigt haben, eine gewisse Zurückhaltung geübt wird.



Abb. 648.



Abb. 649.

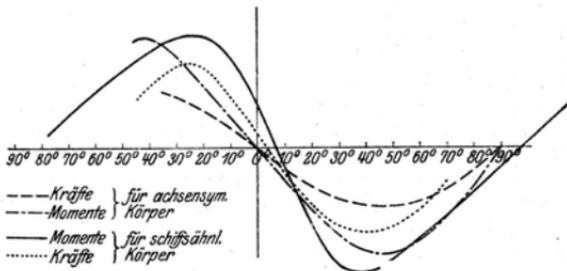


Abb. 650.

Die Erfahrung ergibt, daß sich die gestörte Bewegung, nämlich die Bewegung in flachen Wellenlinien in ruhigem Wasser, bei einigermaßen gut ausgebildetem Personal auch bei den größten Booten befriedigend beherrschen läßt, wenn die Geschwindigkeit nicht zu klein ist. Bei kleinen Geschwindigkeiten läßt die Güte der Tiefensteuerung zu wünschen übrig, weil die Ruderkräfte zu klein werden.

Gute Tiefensteuerung wird erreicht durch wirksame, d. h. genügend große, richtig geformte, möglichst weit nach den Schiffsenden zu angeordnete Tiefenruder. Es ist weiter vorteilhaft, wenn die Schiffsenden möglichst leicht ausgeführt, d. h. die Massen nach der Schiffsmitte zu konzentriert werden, ebenso ist geringe Länge des Schiffes günstig für die Tiefensteuerung, weil dadurch das Trägheitsmoment verringert wird. Dagegen spielt die Größe von  $MG$  innerhalb der für ein U-Boot möglichen Grenzen im allgemeinen nicht die Rolle, die ihm zuweilen beigemessen wird. Man erkennt dies, wenn man ausrechnet, wie groß die bei kleinen Neigungen entstehenden Stabilitätsmomente im Vergleich zu den durch die Tiefenruder ausübbarer sind. Über den Einfluß der Form s. S. 895 u. 896.

#### 4. Schleppversuche zur Ermittlung der Tiefenstauereigenschaften.

Diese zuerst von Herrn Marcell Klein vorgeschlagenen und eingeführten Versuche haben den Zweck, die Lage und Größe des Gesamtwiderstandes bei verschiedenen Anstellwinkeln des Bootes festzustellen. Diese sind augenscheinlich für das Verhalten des Bootes bei der Unterwasserfahrt von Bedeutung.

Das Modell wird in den Gelenkpunkten  $A$  und  $B$  mittels der Stangen  $C$  und  $D$  so am Schleppwagen federnd aufgehängt, daß es bei der Schleppfahrt in gewissen

Grenzen frei trimmen kann. Mittels der veränderlichen Gewichte  $p_1$  und  $p_2$  wird das Modell in jeder zu untersuchenden Trimmlage während der Fahrt erhalten, und man kann so die Momente und Kräfte bestimmen, die auf das Modell bei den verschiedenen Neigungswinkeln, die Propellerachse und Fortschreitungsrichtung miteinander bilden, einwirken. Gleichzeitig wird aber auch der Schleppzug  $S$  mit Hilfe des Widerstandsdynamometerhebels  $f$  und des Gewichts  $p_3$  gemessen. Das Modell wird im Ruhezustand ausgetrimmt auf die zu untersuchende Neigung zur Horizontalen, und während der Schleppfahrt werden  $p_1$ ,  $p_2$  und  $p_3$  so in  $p'_1$ ,  $p'_2$  und  $p'_3$  verändert, daß das Modell in dieser Trimmlage frei verharret.

Größe und Richtung des Widerstands  $W$  wird dann wie folgt bestimmt (Abb. 651):

Die Gewichts-differenz ( $p'_1 - p_1$ ) wird im umgekehrten Sinne mit dem Schleppzug  $S$  zur Resultierenden  $W_v$ , und diese wieder mit der umgekehrt abzusetzenden Differenz ( $p'_2 - p_2$ ) zu  $W$  zusammengesetzt. Dann ist  $W \cdot a$  ( $a =$  Lotrechte vom Schwerpunkt auf  $W$ ) das Drehmoment

und ( $p'_1 - p_1 \pm (p'_2 - p_2)$ ) der Auf- bzw. Abtrieb. Abb. 646 stellt die Lage der Widerstandskraft zum Modell für die Neigungen  $\varphi_0$  bis  $\varphi_3$  und  $\varphi_0$  bis  $-\varphi_3$  dar.

Momente und Kräfte stellt man als Funktionen des Neigungswinkels zwischen Propellerachse und Fortschreitungsrichtung zu einem Schaubild zusammen (Abb. 652). Um etwaigen Irrtum auszuschließen, sei darauf hingewiesen, daß der Schleppvorgang keineswegs der freien Unterwasserfahrt entspricht. Hier ist stets die Fortschreitungsrichtung horizontal, während dies, wie vorhin ausgeführt, bei der Unterwasserfahrt nur ein Einzelfall bleibt.

Zahlreiche Schleppversuche haben erkennen lassen, daß die Formgebung auf die Charakteristik der Schaulinien der Momente nicht den Einfluß hat, den man zuerst annahm. Sie zeigen im wesentlichen nur eine Phasenverschiebung und daher verschiedene Lagen der Schnittpunkte mit der  $x$ -Achse zueinander. Anders dagegen bei den Auftriebskräften, die sich bei spindelförmigen Körpern wesentlich langsamer ändern als bei schiffsähnlichen, stark abgeplatteten Gestalten.

Die ursprünglich vielfach vertretene Ansicht, daß man nach den Schleppergebnissen unmittelbar die Größe und jeweilige Winkelstellung der Tiefenruder im voraus bestimmen könne, trifft nicht zu. Alle derartigen Versuche haben nur relativen, keinen absoluten Wert. Der Übertragungskoeffizient vom Unterwasserschleppversuch auf die Unterwasserfahrt ist zur Zeit noch recht schwankend und kann sich in keiner Weise mit der Zuverlässigkeit der Überwasserschleppergebnisse messen.

Die Ergebnisse der Versuche können auch zur Verdeutlichung des Kräfte- und Momentenverlaufs dienen, die im Seegang auf das getauchte und bewegte

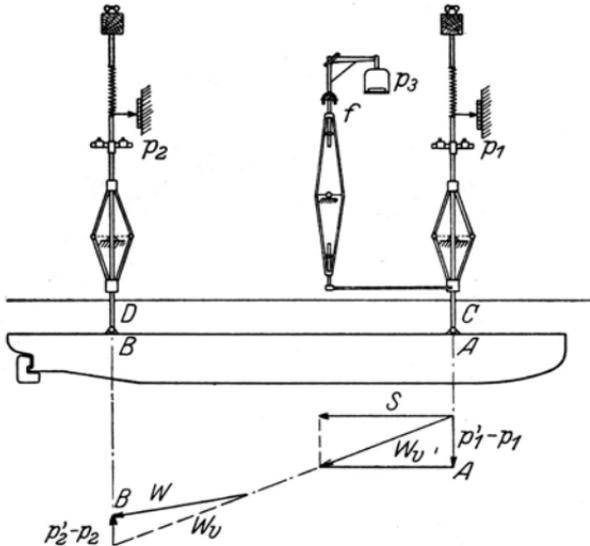


Abb. 651. Richtung der Fahrtwiderstände bei Unterwasserfahrt und verschiedenen Trimmlagen.

Fahrzeug einwirken — dies unter der Annahme, daß das Boot als unendlich klein im Vergleich zur Welle angesehen werden kann, da sonst die Richtungen der Relativgeschwindigkeiten der einzelnen Wasserteilchen nicht für die ganze Länge des Bootes als parallel gelten können.

Man denke sich zu dem Zweck das Fahrzeug festgehalten und das schwingende Wasser gegen das Fahrzeug bewegt. Dann werden Fortschrittsrichtung des

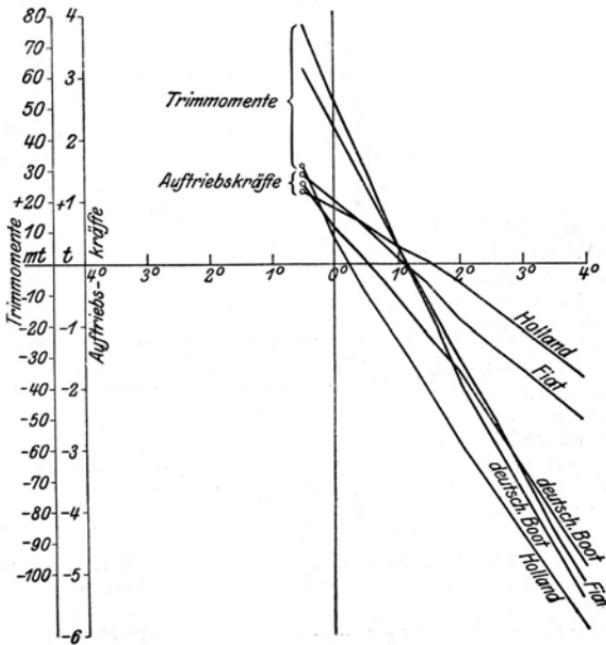


Abb. 652. Verlauf der Auftriebskräfte und Trimmomente nach den Modellschleppversuchen für Unterwasserfahrt bei verschiedenen Trimmlagen (reduziert auf  $V_{CWL} = 1000$  t).

Wassers und Längsachse des Fahrzeugs veränderliche Winkel miteinander einschließen, die den Trimmwinkeln der Schleppversuche entsprechen. Aus den Schaulinien (Abb. 652) erkennt man die zahlenmäßig sehr erheblichen Momente, aber nur kleinen Vertikalkräfte (z. B. hat das Holland-Boot bei  $4^\circ$  Trimmwinkel bereits 118 mt abdrehesendes Moment und 1,8 t Abtrieb).

### III. Stabilität der Unterseefahrzeuge.

#### A. Anfangsstabilität<sup>1)</sup>.

Der Entwurf des Unterseebootes steht unter dem Zwange der Forderung, daß der Gewichtsschwerpunkt bei  $\sphericalangle$ -Fahrt unter dem Verdrängungsschwerpunkt liegen muß. Als unteres Grenzmaß für  $\overline{FG} = \overline{MG}$  (man kann auch bei einem untergetauchten Boot von einem Metazentrum sprechen, denn aus dem Verschwinden von  $I$  in der Formel  $\overline{MF} = \frac{I}{V}$  ergibt sich nicht, daß das Metazentrum

<sup>1)</sup> Vgl. Werner, F.: Stabilität der Unterseeboote während des Flutens, Marine-Rundschau, August 1912.

verschwindet, sondern daß es mit  $F$  zusammenfällt) kann im allgemeinen 150 mm annehmen, bezogen auf die Überwasserverdrängung (s. S. 900), jedoch haben einzelne deutsche Boote auch mit wesentlich geringerer Stabilität zufriedenstellende Eigenschaften gehabt. Ein oberes Grenzmaß gibt es nicht, jedoch darf man wohl aus dem Umstande, daß gerade Boote mit beträchtlich größerer Stabilität oft besonders gute Tiefensteuereigenschaften gehabt haben, nicht schließen, daß sie diese gehabt haben, weil sie sehr stabil waren, denn diese Boote unterschieden sich in Formen und Abmessungen erheblich von den Booten kleinerer Stabilität.

An sich sollten größere Boote etwa im Verhältnis ihrer Durchmesser größere  $\overline{MG}$  als kleinere Boote haben. Da sie aber verhältnismäßig kleinere Akkumulatorenbatterien und häufig schwere Geschützbewaffnung tragen, muß man oft zufrieden sein, wenn man die oben angegebene Metazenterhöhe erreichen kann.

Obgleich keine allgemein anerkannte Theorie besteht, welchen Einfluß eine Änderung der Stabilität auf die verschiedenen Eigenschaften des Bootes, insbesondere auf seine Tiefensteuereigenschaften hat, so sind doch in mancher Beziehung die folgenden Ähnlichkeitsbetrachtungen von Wert. Bemerkenswert sei, daß im folgenden kein Unterschied zwischen Längs- und Querstabilität gemacht ist, da die Metazenterhöhen für das vollkommen getauchte Fahrzeug für Längs- und Querneigungen gleich sind.

Nimmt man bei dem größeren von zwei Booten dasselbe  $\overline{MG}$  wie bei dem kleineren an, so ist sein Stabilitätsmoment im Verhältnis der Verdrängung größer. Ein allgemeines Gesetz, nach dem die Trimmomente steigen, gibt es nicht. Nimmt man an, daß die sich verschiebenden Gewichte gleich sind, so steigt das Trimmoment im Verhältnis der dritten Wurzeln der Verdrängung. Bezeichnet man, wie üblich, mit  $p$  das trimmende Gewicht und mit  $TM$  bzw.  $TM_1$  das trimmende Moment, so kommt

$$\frac{St}{St_1} = \frac{P}{P_1} \cdot \frac{\overline{FG}}{\overline{F_1G_1}};$$

ist ferner  $\overline{FG} = \text{konst.}$ , ebenso  $p = \text{konst.}$ , dann ist

$$\frac{St}{St_1} = \frac{P}{P_1}$$

und

$$\frac{TM}{TM_1} = \frac{L}{L_1} = \left[ \frac{P}{P_1} \right]^{\frac{1}{3}}.$$

Beispiel:

$$\left. \begin{array}{l} P = 500 \text{ t}; \quad \overline{FG} = 0,150 \text{ m}; \quad L = 55 \text{ m} \\ P_1 = 2000 \text{ t} \end{array} \right\} L_1 = L\sqrt[3]{4};$$

$$\left. \begin{array}{l} St = 75 \text{ m t} \cdot \sin \varphi \\ St_1 = 300 \text{ m t} \cdot \sin \varphi_1 \end{array} \right\} \frac{TM}{TM_1} = \frac{1}{\sqrt[3]{4}}.$$

Also bei gleichem Trimmgewicht wird

$$\sin \varphi_1 = \frac{\sqrt[3]{4}}{4}; \quad \text{also} \quad \sin \varphi_1 \approx 0,4 \sin \varphi.$$

Größe und Lage der Ballastbehälter haben auf die Stabilität des vollkommen getauchten Bootes keinen Einfluß, solange sie vollkommen gefüllt und von restlichen Luftblasen frei sind. Insoweit mit deren Auftreten zu rechnen ist, ist es nachteilig, große Ballastbehälter an die Enden und weit aus Mitte Schiff der Breite nach zu legen. Mittelbar sind große Ballastbehälter insofern der Stabilität schädlich, als sie großen Baustoffaufwand nötig machen und dadurch den Gewichtsschwerpunkt in die Höhe ziehen. Da sich bei untergetauchtem Boot,

abgesehen von den geringen freien Oberflächen in den Regler- und anderen Tanks, weder Gewichts- noch Volumenschwerpunkt bei Neigung des Bootes ändern, so ist mit der Anfangsstabilität auch zugleich der ganze Verlauf der Stabilitätskurve bekannt, sie ist eine Sinoide.

Für die Berechnung der Stabilität des tauchenden oder austauchenden Bootes kann man von verschiedenen Anschauungen ausgehen.

1. Man betrachtet das sich in jedem Augenblick in den Tauchtanks befindende Wasser als Gewicht. Dieses ist dann als in seinem Metazentrum aufgehängt zu denken (s. S. 374). Das Trägheitsmoment ist dabei entweder für jeden Tank auf die Schwerpunktsachse seiner freien Wasseroberfläche zu beziehen oder für ein Tankpaar auf die Mittschiffsebene.

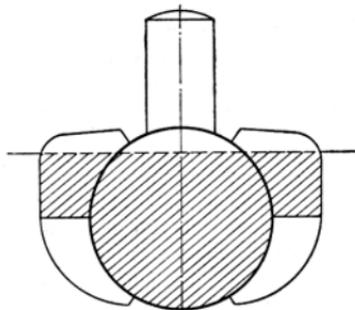


Abb. 653.

2. Man betrachtet das Gewicht des Bootes während des Tauchens als konstant und die Form des tragenden Volumens als veränderlich, insofern nämlich — s. Abb. 653 — das anschraffierte Volumen stets dem Gewichte des ausgetauchten Bootes entspricht. Folgerichtig wird bei dieser Art der Berechnung zunächst das Volumen als starr betrachtet und durch entsprechende Berücksichtigung der freien Oberflächen in der Lage von  $M$  eine Berichtigung eingeführt.

Es versteht sich, daß, wenn man sich einmal für die eine oder die andere Anschauung entschieden hat, diese für den ganzen Gang der Rechnung beizubehalten ist.

Die an sich bekannte Betrachtungsweise nach 2. ist von der Inspektion des U-Boot-Wesens für U-Boote eingeführt worden.

Um nicht bei Veränderung des im Kiel untergebrachten Ballastes jedesmal die Kurven des Schaubildes der Berechnungsergebnisse ändern zu müssen, ist man dazu übergegangen, mit dem „wirksamen“ Ballast zu rechnen, d. h. mit dem um die Größe des Auftriebes verkleinerten Gewicht des Ballastes. Physikalisch entspricht dies der Annahme eines volumenlosen Ersatzballastes, der dem wirksamen Ballast dem Gewicht nach gleich ist, also ein unendlich großes spezifisches Gewicht hat.

Von den oben erörterten Betrachtungsweisen entspricht wohl die unter 1. am meisten der unmittelbaren Anschauung. Es ist zu beachten, daß die nach den verschiedenen Anschauungen berechneten, für die Stabilität charakteristischen Punkte z. T. eine verschiedene Lage haben. Gleich ist jedoch immer der Zahlenwert des Stabilitätsmomentes  $P \cdot MG$ , wobei  $P$  und  $MG$  einander zugehörige Größen sein müssen.

Wenn oben gesagt wurde, daß man das Trägheitsmoment der freien Wasseroberflächen in den Tanks auf zweierlei Art berechnen könne, so ist dies so zu verstehen: Wenn man die Stabilität als eine sozusagen geometrische Eigenschaft des Bootes auffaßt, so muß man sich für die eine oder die andere Auffassung entscheiden, damit klare Rechnungsgrundlagen geschaffen werden. Physikalisch oder vom Standpunkte der Mechanik betrachtet ist natürlich klar, daß sich, wenn eine kleine Störung in der Gleichmäßigkeit des Flutens eintritt, beispielsweise durch Seitenwind, die einmal eingeleitete Krängung infolge der auf der tieferliegenden Seite größer, auf der austauchenden Seite kleiner gewordenen Druckhöhe verstärkt. So können unter Umständen, je nach Stärke und Dauer der krängenden Einflüsse, ziemlich große Krängungen entstehen. Da es vielerlei Ursachen dieser Krängungen gibt, u. a. Ungleichheiten in der Größe der Flutöffnungen, seitlicher Wind u. dgl., tut man wohl besser, in der theoretischen Behandlung Stabilitätseigenschaften und Fluteigenschaften voneinander zu trennen.



bilität geführt. Es ist ersichtlich, daß es in Wirklichkeit gar nicht auf die Lage von  $G$  und  $F$ , sondern auf die von  $G$  und  $M$  ankommt. Wenn man überhaupt von „kritischer“ Stabilität reden will, so würde sie dem kleinsten Werte des Produktes  $P \cdot \overline{MG}$  entsprechen. Der Grund, weshalb dieser Kleinstwert der Stabilität praktisch unbedenklich ist, liegt darin, daß schon bei kleinen endlichen Neigungen das Oberdeck austaucht und dadurch beträchtliche Stabilität entsteht.

In der Abbildung 654 ist eine Darstellung der Berechnungsergebnisse für ein Zueihüllenboot gegeben. Eine Erläuterung derselben würde zu weit führen. Es ist erforderlich, für jeden Entwurf diese Schaulinien aufzustellen und sie nach Fertigstellung des U-Bootes durch Krängungsversuche zu prüfen.

#### Stabilität des Bootes an der Oberfläche.

Reine Einhüllenboote haben bei Oberflächenfahrt geringe, oft zu geringe Stabilität, während es bei Zueihüllenbooten oft schwer ist, eine zu große Stabilität zu vermeiden. Zu großes  $\overline{MG}$  hat zur Folge, daß die Schlingerbewegungen, sowohl für die Besatzung wie für die Bedienung der Geschütze, zu schnell werden. Bei einem  $\overline{MG}$  von 700 bis 800 mm ist dies im allgemeinen schon der Fall, die Eigenschwingungszahl beträgt dann etwa 15 Doppelschwingungen in der Minute. Läßt sich durch Verringerung der Breite kein kleineres  $\overline{MG}$  erreichen, so kommt in Frage, besonders wenn ein sehr rundes, dem Druckkörper angepaßtes Hauptspant vorliegt, besondere Dämpfungseinrichtungen vorzusehen, z. B. Frahmische Schlingertanks. Als solche lassen sich sowohl die frei flutenden Teile des Aufbaus als auch die Ballastbehälter selbst vorteilhaft ausbilden. Letztere können bereits bei geöffneten Flutklappen schon erheblich zur Dämpfung beitragen.

Tabelle I. Ausgeführte  $\overline{MG}$ - und  $\overline{FG}$ -Werte.

	$\nearrow$ -Verdrängung t	$\nearrow \overline{MG}$ mm	$\swarrow \overline{FG}$ mm	$\overline{MG}$ min. mm
U 17 bis 18 . . . . .	550	7—800	150—200	60
B 26 . . . . .	270	325	180	70
C 5 (Einhüllenboot) .	160	240	300	—
C 44 . . . . .	425	500	200	90—100
U 27 bis 30 . . . . .	680	750	160	etwa 70
Pluviose-Typ . . . . .	400	936	181	nicht bekannt
Laurenti-Boot . . . . .	700	~700	250—300	90—100
Amerikanisches L-Boot (Einhüllenboot) . . .	450	300	343	190

### B. Stabilität bei endlichen Neigungen.

Abb. 655<sup>1)</sup> zeigt vier Schaulinien für den Verlauf der  $\nearrow$ - und  $\swarrow$ -Stabilität bei Neigungen für ein Ein- und ein Zueihüllenboot. Man erkennt, daß für das vollkommen getauchte Fahrzeug beider Typen die Schaulinie eine Sinuslinie ist. Aufgetaucht weisen sie die charakteristischen Unterschiede zwischen Fahrzeugen großer und kleiner Anfangsstabilität auf. Die Zwischenzustände zwischen diesen beiden, die Grenzzustände kennzeichnenden Linien müssen, wenn auch nicht bei jedem Entwurf, so doch bei neuartiger Formgebung und Ballasteinteilung ermittelt werden (vgl. Abb. 656).

Man muß dabei zwei Annahmen machen, die mit der Wirklichkeit nicht übereinstimmen: Überschießen des Ballastwassers einmal mit vollkommener Tren-

<sup>1)</sup> Vgl. Hoar: The Submarine Torpedo Boat Tafel I.

nung der Entlüftung, ein andermal mit vollkommener Verbindung beider Seiten bei stets prozentual gleicher Füllung in allen Behältern.

Man verfährt dabei nach dem Integratorverfahren (s. S. 337).

1. Ermittle die Stabilitätsquerkurven und Lage von  $F$  zur Mittellinie des Schiffes für mehrere Neigungen.

2. Ermittle für jeden Ballastbehälter und für jede Bordseite die Querkurven und Lage von  $F$  bei verschiedenen Füllungen, vollkommener Trennung und mehrerer Neigungen.

Man betrachtet den im Ballastbehälter bis zur jeweiligen  $WL$  verbleibenden Luftraum als momentan unveränderliche Verdrängung und ermittelt seinen Inhalt und Schwerpunkt in bezug auf die Mittellinie des Schiffes. Daraus ergibt sich die gesamte Verschiebung des Verdrängungsschwerpunkts  $F\varphi$  für die Winkelneigung  $\varphi$  zur Mittellinie.

3. Verfahren wie zu 2., jedoch mit der Änderung der vollkommenen Verbindung, d. h. man legt die geneigten  $WL$  nicht wie zu 2. so, daß die Luftblasen

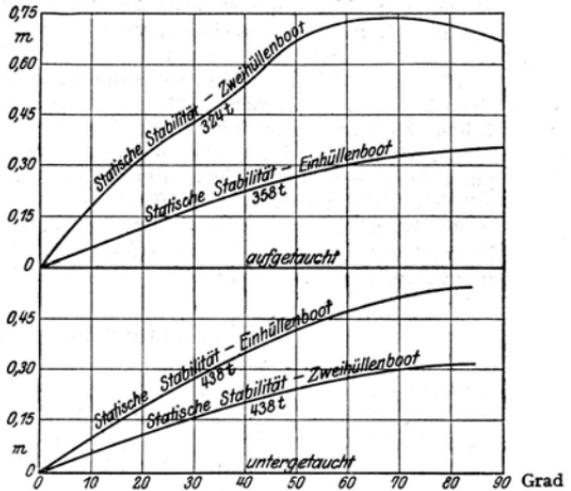


Abb. 655.

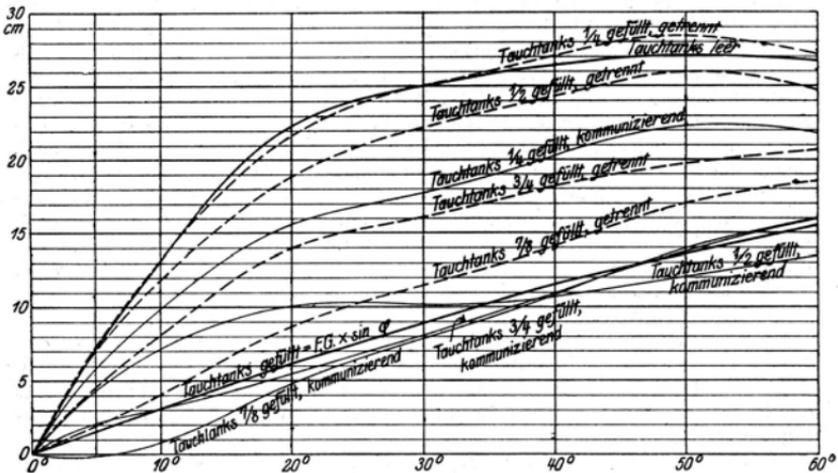


Abb. 656.

an  $StB$  und  $BB$  gleich sind, sondern so, daß die gemeinschaftliche Wasserlinie zusammen das entsprechende Luftblasenvolumen begrenzt.

Die endgültigen Hebelarme der aufrichtenden Momente bestimmt man für jede einer jeweiligen Behälterfüllung entsprechende Verdrängung.

Beispiel: Neigungen  $0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ$ .

Füllungen  $1/4, 1/2, 3/4$  und  $7/8$ .

Man hat also die Rechnung, außer für 1, für 7 Neigungen zweimal auszuführen und für zweimal 5 Verdrängungen zu interpolieren. Die Langwierigkeit dieser Rechnung verbietet, daß sie bei jedem Entwurf durchgeführt wird, aber sie ist, wie gesagt, dann unvermeidlich, wenn gänzlich neue, vom bisher Erprobten abweichende Formen des Fahrzeugs oder der Behälter oder beides gewählt werden.

Sie sind unrichtig gewählt, wenn die Momentlinie einen beträchtlichen negativen Teil hat. Ein solcher läßt sich bei Annahme vollkommener Verbindung beider Seiten zwar nicht immer vermeiden, sollte aber keinesfalls über 5° hinausgehen. Es leuchtet ein, daß neben der Änderung der Form auch die der Schwerpunktslage einen beträchtlichen Einfluß ausübt. Ist also das erstere nicht mehr möglich, bleibt nur das letzte Mittel als Rettung übrig.

Es ist wünschenswert und anzustreben, daß im vollkommen getauchten Zustand des Bootes auch in den folgenden möglichen Leckfällen genügende, mindestens also positive Stabilität vorhanden ist:

### C. Stabilität im Leckfall.

I. Getaucht. Es ist wünschenswert und anzustreben, daß im vollkommen getauchten Zustand des Bootes auch in dem folgenden möglichen Leckfällen genügende, mindestens also positive Stabilität, vorhanden ist:

- a) Lecker Kommandoturm und gelöster Fallkiel.
- b) Lecke Leerbehälter oder sonstige verdrängende Körper, wie Druckluftbehälter u. ä.
- c) Lecke Niedergangsschleusen, wo solche vorhanden sind.
- d) Freies Wasser im Boot infolge Wassereintruchs durch lecke Luken, Ventile usw.

Für den Fall des Vollaufens einer wasserdichten Abteilung wird das praktisch erreichbare Maß von  $\overline{MG}$  ohne Belang sein, da das Fahrzeug unter dem Einfluß des Abtriebs schnell wegsinkt und so lange beträchtliche Lastigkeit annimmt, als es nicht den Grund berührt. Diese Lastigkeit wird infolge des großen Trimmmoments meist bis nahe an 90° gehen, wenn die vorhandene Tiefe dies gestattet.

Ist die eingedrungene Wassermenge kleiner als der Inhalt der unverletzten Ballastbehälter, so kann das Boot mit Hilfe der Druckluft ohne wesentlichen Stabilitätsverlust wieder an die Oberfläche gebracht werden, da der Schwerpunkt des eingedrungenen Wassers bei Zweihüllenbooten meist annähernd auch der Höhe nach im Schwerpunkt des ausgeblasenen Wassers liegen wird.

In diesem Falle kommt es vielmehr auf die Übereinstimmung der Schwerpunktslagen der Länge als der Breite nach an. Deckt sich diese nicht, und ist das Boot nicht annähernd wagerecht zu halten, so gelingt das Heben nur, wenn die Druckluft nacheinander auf die einzelnen Ballastbehälter gegeben wird, da sie sonst stets durch die höher gelegenen Flutöffnungen infolge des geringeren Gegendrucks entweichen und deshalb wirkungslos bleiben würde.

Bei Einhüllenbooten ist gewöhnlich der Ballast nicht so groß, daß er den Inhalt einer wasserdichten Abteilung übertrifft. Das Boot kann also durch Ausblasen des Ballasts nicht an die Oberfläche gebracht werden. Außerdem liegt der Ballast meist tiefer als das Leckwasser, die Stabilität wird daher beim Auftauchen verkleinert.

Ein getauchtes Fahrzeug unterliegt im Gegensatz zum Oberflächenfahrzeug der doppelten Gefahr des Kenterns und des Überschlagens. Letztere ist weit größer, weil die Trimmmomente ein Vielfaches der möglichen Krängungsmomente sein können, während  $\overline{MG}$  längs- und querschiffs stets gleich groß ist.

II. Aufgetaucht.  $\overline{MG}$  muß so groß sein, daß es noch endlichen positiven Wert besitzt, wenn die Ballastbehälter einer Bordseite leck sind.

Das Vollaufen einer wasserdichten Abteilung des Druckkörpers hat eine Minderung von  $\overline{MG}$  zur Folge infolge Verkleinerung der Schwimmbene. Auch

dieser Fall muß daher berücksichtigt werden. Falls ein horizontales, wasserdichtes Deck (Akkumulatoren-Decke) vorhanden ist, ist auch die Höhenlage von  $G$  zu beachten, wenn der Raum oberhalb dieses Decks vollläuft. Die Schotteneinteilung ist möglichst so auszuführen, daß, wenn ein Raum vollläuft, das Boot noch mit zulässigem Trimm schwimmt und dabei stabil ist.

Trotzdem  $\overline{MG}_L$  annähernd so groß ist wie bei gewöhnlichen Schiffen, so ist doch die Trimmelage für die möglichen Leckfälle auch bei  $\nearrow$ -Fahrt zu berücksichtigen, da die Trimmomente verhältnismäßig bedeutende Werte annehmen können.

### D. Stabilität beim Aufgrundliegen.

Bekanntlich können sich U-Boote sehr gut auf Grund legen und bei Benutzung Lakescher Rollen sogar über den Grund fortbewegen.

Es ist zu beachten, daß  $\overline{MG}$  mit Zunahme des Abtriebs, also des Bodendrucks, abnimmt, das Fahrzeug daher um so unstabiler wird, je größer der Abtrieb ist. Der Angriffspunkt des Abtriebs liegt alsdann im Kiel  $\overline{MG}' = \overline{FG} - \frac{A \cdot \overline{FO}}{P + A}$

(s. Abb. 657). Im Grenzfalle  $\overline{MG}' = 0$  wird  $\overline{FG} = \frac{A \cdot \overline{FO}}{P + A}$ ,

woraus  $A_{\text{lim}}$  zu ermitteln, für den das Fahrzeug im indifferenten Gleichgewicht ist. Dieser Fall wird bei größeren Wassereinbrüchen eintreten, das Fahrzeug sich also so hinlegen, daß die Lotrechte vom Gewichtsschwerpunkt noch durch die Unterstützungsfläche geht.

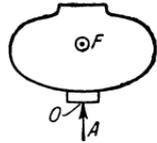


Abb. 657.

### E. Stabilität beim Auftauchen.

Während des schnellen Hochtauchens des U-Boots wirkt der Wasserdruck auf die Oberseite stabilitätsmindernd. Der Auftrieb greift im Schwerpunkt des ausgeblasenen Ballastwassers, also ziemlich tief unter Deck, der Widerstand als Gegenkraft auf Deck an. Kurz nach dem Auftauchen wirkt das lose Wasser im Aufbau noch als Gewicht, da es nicht so rasch abfließen kann, also ebenfalls mindernd auf  $\overline{MG}$  ein.

## IV. Entwurf der Unterseefahrzeuge.

### A. Allgemeines.

Bezeichnung der Verdrängungen.

Entwurfs- (Konstruktions-) Verdrängung oder Überwasserverdrängung =  $V_{\text{CWL}}$  bezeichnet die beim Entwurf festgelegte Verdrängung, die sich auf den voll ausgerüsteten Gewichtszustand bezieht, bei dem das U-Fahrzeug durch Fluten der Ballastbehälter den Restauftrieb = Null behält. Sie ist zugleich die Verdrängung des tauchklaren Fahrzeugs, vollkommen ausgetrimmt und eingeregelt für die jeweilige Schwimmflüssigkeit. Der Tiefgang bei der Konstruktionsverdrängung ist stets gleich, weil die Reglerfüllung mit der spezifischen Dichte der Flüssigkeit wechselt. Die Verdrängung in Kubikmetern ist also konstant, das Gewicht mit dem spezifischen Gewicht  $\gamma$  des Seewassers veränderlich.  $V_{\text{CWL}} = D^2 \frac{\pi}{4} L_{\text{Dr.}} \cdot \delta_{\text{Dr.}} (1 + c) + \text{Inhalt der äußeren}$

Brennstoffbehälter, worin  $c$  eine Konstante ist, die die Anhängsel und druckfesten Außentanks in Teilen vom Druckkörperinhalt angibt. Vom Brennstoff darf nur der außerhalb des Druckkörpers liegende Teil eingesetzt werden<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Der Brennstoffvorrat ist nach dem geforderten Fahrbereich bei Annahme eines mittleren Brennstoffverbrauchs von 0,22 kg/PS-st zu bemessen.

$D$  = größter  $\varnothing$  des Druckkörpers,

$L_{Dr.}$  = Länge des Druckkörpers,

$\delta_{Dr.}$  = Völligkeitsgrad des Druckkörpers.

Unterwasserverdrängung  $V_{\nabla} = V_{CWL} + \text{Inhalt der Ballastbehälter.}$

Formverdrängung =  $V_{Form} = \text{Verdrängung des gesamten von der Bootsförmung einschließlich der durchfluteten Teile umschlossenen Raumes. Also } = V_{CWL} + \text{Inhalt der Ballastbehälter} + \text{Inhalt der durchfluteten Räume} + \text{Verdrängung der über der } CWL \text{ liegenden, aus der Form herausragenden Anhänge (Geschütze, Turm, Masten, über Wasser liegende Ruder u. ä.).}$

Der Entwurf eines U-Fahrzeuges ist ein Raum- und ein Gewichtsproblem.

#### 1. Gewicht des Fahrzeuges und Abmessungen des Druckkörpers.

Man stellt zunächst einen rohen Gewichtsüberschlag wie beim Entwurf eines Überseeschiffes auf. Der Unterschied besteht zweckmäßig nur darin, daß man die Verdrängung nicht auf das Produkt  $L B T \delta$ , sondern auf

$D^2 \frac{\pi}{4} \cdot L_{Dr.} \cdot \delta_{Dr.} (1 + c) + \text{Inhalt äußerer Brennstoffbehälter}$  bezieht.

Man bestimmt also zuerst die Abmessungen des Druckkörpers und dann die des Schiffes.

$L_{Dr.}$  ist abhängig von  $D$  zu etwa 8 bis 9  $\cdot D$  für Einhüllenboote und zu etwa 11 bis 13  $\cdot D$  für Zweihüllenboote einzusetzen.  $\delta_{Dr.}$  ist für beide ungefähr 0,7 bis 0,8.

Konstruiert man auf große  $\nabla$ -Stabilität, so ist  $L_{Dr.} : D$  klein,  $\delta_{Dr.}$  groß zu wählen. Man erhält kurze und dicke Druckkörper, wodurch  $\overline{FG}$  vergrößert wird. Konstruiert man auf Geschwindigkeit, so ist umgekehrt zu verfahren, man erhält längere, schlank zulaufende Druckkörper.

Der Koeffizient  $c$  kann i. M. für Einhüllenboote zu 0,07 bis 0,08, für Zweihüllenboote zu 0,15 bis 0,18 angenommen werden.

Das Schiffskörpergewicht bezieht man auf das Druckkörpervolumen:

$$G = x \cdot D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot L_{Dr.} \cdot \delta_{Dr.} \cdot$$

$x$  kann für Einhüllenboote zu 0,40 bis 0,50 gewählt werden.

$x$  für Zweihüllenboote bis 300 t angenähert 0,50

$x$  „ „ „ 700 t „ 0,55 bis 0,60

$x$  „ „ „ über 700 t „ 0,60 „ 0,66.

Die  $x$ -Werte sind von vielen schwer abzuwägenden Einflüssen abhängig (Tauchtiefe, Größe der Reserveverdrängung, des Brennstoffvorrats u. a.). Die Tauchtiefe ist hierbei wie allgemein üblich zu 45 bis 60 m angenommen. Ersterer Wert gilt in der französischen, letzterer in der amerikanischen Marine. Die Reserveverdrängung (s. S. 908 ff.) zu i. M. 30 vH für Zweihüllen- und 15 bis 20 vH für Einhüllenboote, der Brennstoffvorrat zu 10 bis 15 vH für Zweihüllen- und zu 6 bis 8 vH für Einhüllenboote (alles bezogen auf  $V_{CWL}$ ).

Das Maschinengewicht ist zu trennen in a) Überwassermaschinenanlage, b) Unterwassermaschinenanlage und c) Hilfsmaschinen für den allgemeinen Betrieb.

a) ist abhängig von der  $\nabla$ -Geschwindigkeit. Die PS für die Hauptmaschinen bestimmt man überschläglich nach den bekannten Formeln, z. B. nach der engl. Adm.-Formel.

$C_1$  für Einhüllenboote bezogen auf  $V_{CWL}$  und Maschinenleistung für Höchstgeschwindigkeit 100 bis 125.

$C_1$  für Zweihüllenboote desgleichen zwischen (vgl. S. 923) 150 bis 180.

Als Gewichtskoeffizient auf die  $\nabla$ -PS bezogen ist mit 35 bis 45 kg/PS zu rechnen. Darin sind die Hauptmaschinen mit ihren Hilfsmaschinen und Rohrleitungen, Wellenleitungen, Propeller und die Ölbunkerarmatur einbezogen.

Bei Dampfmaschinenanlagen kann man bis auf 20 kg/PS und weniger heruntergehen.

b) Die Unterwassermaschinenanlage bestimmt man in gleicher Weise für die höchste  $\surd$ -Fahrt, sie ist aber auch abhängig von der gewünschten  $\surd$ -Fahrt-dauer. Bei den in allen Marinen ziemlich gleichen Entladezeiten der Akkumulatoren kann mit einem mittleren Wert von 100 bis 120 kg/PS Höchstleistung gerechnet werden. Darin sind E-Maschinen, Akkumulatoren, Schaltanlagen und Kabelleitungen enthalten.

Die Konstante  $C_1$  für die  $\surd$ -PS ist i. M. zu 65 bis 80 anzunehmen (bezogen auf  $V_{\text{Form}}$ ; vgl. Tab. VI, S. 923).

c) Die Hilfsmaschinenanlage für den allgemeinen Schiffsbetrieb (Tauch-, Lenz-, Preßluftanlage, Kommandoanlage usw.) wird am besten auf das Druckkörpervolumen  $D^2 \frac{\pi}{4} L_{\text{Dr.}} \delta_{\text{Dr.}}$  bezogen. Sie wiegt etwa 50 bis 60 kg/m<sup>3</sup> bei Einhüllen- und etwa 75 bis 85 kg/m<sup>3</sup> bei Zweihüllenbooten.

Die Gewichte der militärischen Einrichtung wie Geschütze, Torpedos usw. werden in ihrer absoluten Größe eingesetzt. Sie können etwa 5 bis 6 vH von  $V_{\text{CWL}}$  betragen.

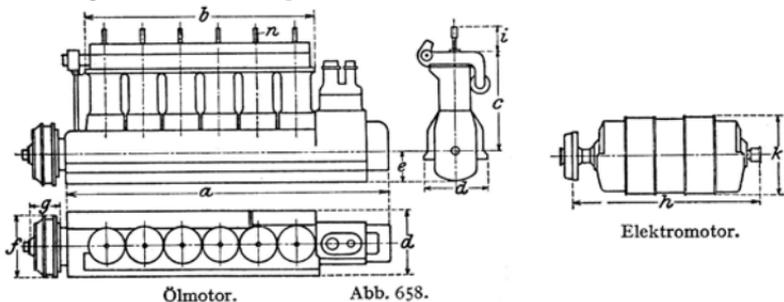
Das Gewicht der Ausrüstung (Besatzung, Proviant, Inventar, Material) nimmt man als Prozentsatz von  $V_{\text{CWL}}$  zu etwa 5 bis 6 vH an.

Zum Schluß darf das Gewicht des Ballastes nicht vergessen werden. Man nimmt je nach Größe und Typ 5 bis 10 vH der Überw.-Verdrängung dafür an. Die kleinen Werte für Einhüllen- und große Zweihüllenboote, die großen Werte für kleine Zweihüllenboote.

Hat man aus der Gewichtsgleichung die Abmessungen und den Inhalt des Druckkörpers gefunden, so geht man an die Raumverteilung.

## 2. Raumverteilung.

a) Größter Durchmesser des Druckkörpers. Maßgebend ist die Hauptmaschinenanlage. Aus Tab. II können die Hauptmaße einiger gebräuchlichen Ölmaschinen verschiedenen Systems entnommen werden. Sie beziehen sich nicht auf Erzeugnisse bestimmter Firmen, sondern stellen Mittelwerte dar. Die Lage der Kurbelwelle über Unterkante Druckkörper bestimmt sich nach Länge und  $\varnothing$  der Haupt-E-Maschinen. Für deren Hauptmaße siehe die Tab. III. Zur Erreichung einer tiefen Lage kann auch eine geringe Ausbeulung des Druckkörpers im Bereiche der E-Maschine zugelassen werden. Mit Rücksicht auf die Druckfestigkeit des Druckkörpers wird sie aber besser vermieden.



Bei Einhüllenbooten kann der größte Durchmesser mit Rücksicht auf gute Form nicht auf so große Länge gleich bleiben wie bei Zweihüllenbooten.

b) Länge des Druckkörpers.  $L_{\text{Dr.}} = L_{\text{Masch.}} + L_{\text{Akk.}} + L_{\text{Torp.}} + L_{\text{Zentr.}}$   
 $L_{\text{Masch.}}$  bestimmt man nach Tab. II und III mit angemessenem Zuschlag für Bedienungsraum, Drucklager, Kupplungen.

Tabelle II. Viertakt - Ölmotoren.  
Größte Abmessungen in cm. ( $n$  = Zylinderzahl.) (Vgl. Abb. 658.)

PSe	a	b	c	d	e	f	g	i	n
90	240	160	90	60	25	70	30	25	6
250	320	235	145	80	40	90	40	20	6
300	370	275	145 <sub>i</sub>	90	45	—	—	30	6
400	450	380	160	120	45	115	47	30	6
550	500	350	150	100	50	100	50	50	6
850	570	430	170	100	50	130	50	50	6
1000	600	430	180	100	50	130	50	50	6
1200	650	480	180	120	50	—	—	50	6
1750	720	525	215	145	70	—	—	55	6
3000	1110	910	215	145	70	—	—	55	10

Zweitakt - Ölmotoren.

350	520	320	120	90	40	100	40	40	6
900	750	540	160	110	60	110	60	50	6
1200	650	500	160	110	60	—	—	60	6
1350	700	550	160	125	90	650	230	70	6
1650	840	520	165	130	65	—	—	65	6

Tabelle III. Haupt - E - Maschinen.

Größte Länge und Durchmesser in cm. (Vgl. Abb. 658.)

Größte PSe	h	k
200	220	110
300	225	125
300	175	140
330	200	130
400	275	140
600	350	130
900	470	156
1300	560	160

$L_{\text{Akk}}$  hängt von der Aufstellung und den Abmessungen der Akkumulatoren ab. Sie haben keine unveränderlichen Größen und sind sehr anpassungsfähig.

Große Zelle der Pluviose-Kl. z. B. 1046 mm hoch, 371 mm breit, 520 mm lang für 688 kW-st in  $1\frac{1}{2}$  std. Entladezeit. Zelle eines 700 t-Laurenti-Bootes 1110 mm hoch, 750 mm lang, 400 mm breit, 1100 kW-st in 1 std. Entladezeit<sup>1)</sup>.

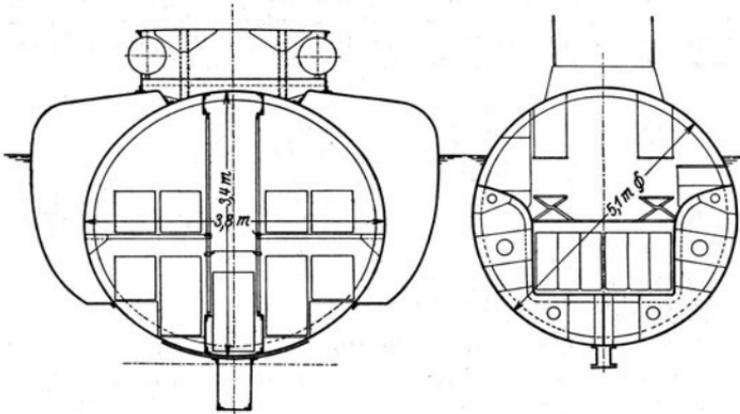


Abb. 659. Französischer Pluviose-(Laubeuf-) Typ. Akkumulatorenaufstellung.

Abb. 660. Amerikan. Holland-Electric Boat Co.-Typ. Akkumulatorenaufstellung.

<sup>1)</sup> Vgl. Campagna: La Nave Subacquea 1915, S. 159.

Die Aufstellung auf amerikanischen Holland-Booten zeigt Abb. 660, auf der Pluiose-Kl. Abb. 659, auf einem 700 t-Laurenti-Boot Abb. 661.

Erstere ist typisch für das moderne Einhüllen-, letztere für das moderne Zueihüllenboot. Die französische Aufstellung hat den Vorteil guter Zugänglichkeit und guter Lüftung, beschränkt aber den Wohnraum und die  $\swarrow$ -Stabilität.

$L_{\text{Torp.}}$  = Länge eines Torpedos + 1 m freier Raum + Länge des in das Innere ragenden Teiles des Torpedorohres.

Wird ein  $\swarrow$ -Raum wie auf der englischen E-Klasse vorgesehen, so bestimmt er sich zu  $2 \cdot d$  des  $\swarrow$ -Rohres + 2 m für Bedienung. Dabei ist aber angenommen, daß das Schwenken des Torpedos in die  $\swarrow$ -Richtung zum Teil in der Zentrale

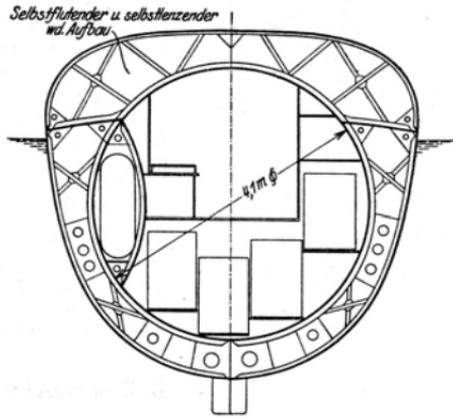


Abb. 661. Laurenti-Boot. Akkumulatorenaufstellung.

bzw. Akkumulatorenraum erfolgen kann. Anderenfalls müßte der  $\swarrow$ -Raum die Länge eines Torpedos + Bedienungsraum haben.

$L_{\text{Zentr.}}$  kann ziemlich allgemein zu mindestens 3 m für 3 bis 400 t Verdrängung angenommen werden. Boote über 500 t brauchen etwa 5 bis 7 m.

### 3. Schwerpunktlagen.

Die Raumforderung muß nunmehr mit der Gewichtsforderung in Einklang gebracht werden. Das Volumen muß der größeren der beiden Forderungen entsprechen. Der Unterschied ist mit Hilfe des festen Ballastes auszugleichen.

Dabei ist zugleich das Maß  $\overline{FG}$  überschlägig zu ermitteln. Man kann dabei annehmen, daß  $F$  etwa 0,2 bis 0,3 m über Mitte des größten Druckkörper-Durchmessers,  $G$  des Schiffskörpers auf etwa 0,4 bis 0,5  $H$  (Höhe des Bootes von Unterkante Kiel bis Oberkante Oberdeck),  $G$  der Maschinenanlage auf 0,1 bis 0,3 m

unter  $\frac{D}{2}$  liegt.

$\overline{FG}$  sollte im Entwurf nie kleiner als 0,200 m werden. Der Länge nach muß  $F$  über  $G$  liegen, danach ist die Gewichtsverteilung vorzunehmen.

### 4. Form und Abmessung des Außenkörpers.

Beim Einhüllenboot ist mit dem Druckkörper gleichzeitig die äußere Form bestimmt. Hier ist  $D_{\text{Dr.}} = B$ . Die  $L_{\text{gr.}} = L_{\text{Dr.}} + L_{\text{Heck}} + L_{\text{Bug}}$ .  $L_{\text{Heck}}$  und  $L_{\text{Bug}}$  bestimmen sich nach den aus dem Druckkörper ragenden Teilen der Torpedorohre, der Ruder und der Wellenböcke nebst Schrauben. Ihre Ermittlung muß also zeichnerisch erfolgen.

Beim Zueihüllenboot ist die Größe der äußeren Abmessungen von dem Inhalt der Ballastbehälter und Brennstoffbehälter abhängig.

$$V_{\text{CWL}} = V_{\text{Dr.}} + \text{Anhänge} \\ + \text{druckfeste Außentanks} \\ + \text{Brennstoffbehälter.}$$

Die  $L_{\text{gr.}}$  bestimmt sich in ähnlicher Weise wie für die Einhüllenboote, gewöhnlich ist die Zuschärfung aber größer.

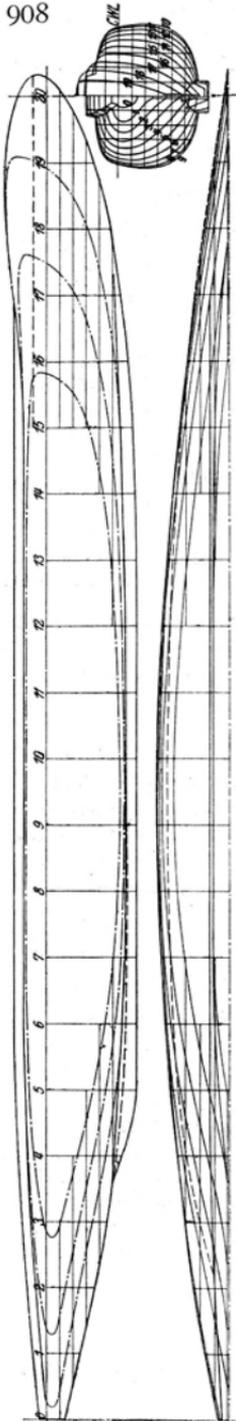


Abb. 662 Deutsches B III-Boot. Liniendr. 1 : 325.

$B$  bestimmt man  
 $\alpha$ ) aus der für  $\nearrow$ -Fahrt notwendigen Metazentrenhöhe  $\overline{MG}$  (nicht  $> 0,700\text{m}$  und nicht  $< 0,300\text{m}$ ),  
 $\beta$ ) dem bei U-Booten als günstig erfahrenen  
 $L : B = 10$  bis  $11$ .

$T$  bestimmt man alsdann nur noch nach  $\delta$ .

$\delta$  ist i. M. zu  $0,45$  bis  $0,50$  anzunehmen.

In der Formgebung ahmt man gute Torpedobootsformen nach (vgl. Abb. 662). In die äußeren Schiffslinien muß der Druckkörper hineinpassen; man legt daher das Hauptspant  $\left(\frac{\delta}{\beta}$  i. M.  $0,56$ ), die Länge über

alles und jene Punkte fest, bei denen ein gewisser Mindestabstand zwischen Außen- und Innenhülle aus baulichen Rücksichten gewahrt sein muß. Erhält man dabei zu volle Enden, so muß die Druckkörperform schlanker gestaltet werden.

## B. Reserveschwimmkraft und Ballastbehälter.

Lange Zeit hat sich der Gebrauch erhalten, das Maß der Reserveschwimmkraft als charakteristisches Unterscheidungsmerkmal zwischen Ein- und Zweihüllenbooten zu bezeichnen. Dies gilt heute nicht mehr.

Die Erkenntnis, daß nur große Reserveschwimmkraft ausreichende Seefähigkeit gibt, und erst diese die U-Boote zu lebensfähigen Fahrzeugen macht, hat in allen Marinen dazu geführt, die anfänglich geringe Reserveschwimmkraft von  $6$  bis  $10$  vH auf  $20$  bis  $50$  vH zu steigern. Darin besteht nur noch insoweit ein Unterschied, als man mit dem Zweihüllentyp über  $30$  vH von  $V_{CWL}$  hinausgehen, mit dem Einhüllentyp aber diese Zahl nicht erreichen kann.

Tab. IV<sup>1)</sup> zeigt charakteristische Vertreter der Typen.

Es scheint, daß man bisher die Prozentsätze der Reserveschwimmkraft im allgemeinen mehr nach Gefühl und Erfahrung als nach bestimmten Gesetzen gewählt hat.

Ein solches Gesetz wäre: Die Reserveschwimmkraft muß mindestens so groß sein, daß bei Vollaufen einer wasserdichten Abteilung das Fahrzeug noch mit Sicherheit schwimmfähig bleibt.

Ein solches Gesetz kann für eine ganze Reihe von Typen keinen Sinn haben, bei denen es keine wasserdichten Abteilungen im Druckkörper gibt. So bei allen älteren amerikanischen, den englischen und den französischen Booten. Die Übersichtlichkeit des Bootes während der Fahrt stand hier höher als die Lecksicherheit. Darüber zu ent-

<sup>1)</sup> Nach Nauticus 1914.

Tabelle IV. A. Einhüllenboote.

	Verdrängung $V_{CWL}$ m <sup>3</sup>	Reserve- verdrängung m <sup>3</sup>	vH von $V_{CWL}$
Französische Emeraude-Kl. . . . .	390	60	15
Österreichisches U 5 (Holland- Whitehead-Boot) . . . . .	236	37	16
Englische C-Kl. . . . .	280	40	14
Amerikanische L-Kl. . . . .	450	98	22
B. Zwischentyp.			
Englische D-Kl. . . . .	550	60	11
Englische E-Kl. . . . .	700	90	13
C. Zweihüllenboote.			
Französischer Narval . . . . .	157	53	34
Amerikanischer Seal (Lake-Boot)	400	140	35
Französisches Pluviose-Boot . . . . .	400	150	37,5
Deutsches U 1 . . . . .	238	30	12,6
Deutsches U 2 . . . . .	346	90	26
Laurenti-Boot . . . . .	700	140,	20
		mit wasser- dichtem Aufbau	
		328	47

scheiden, wird Sache des Auftraggebers, also ein Gegenstand der technischen Bedingungen für den Entwurf sein.

Lage und Gestalt der Ballastbehälter sind vor allem charakteristisch für den Bootstyp.

a) Einhüllentyp: Die Behälter liegen im wesentlichen nahe der Mitte zwischen Hauptmaschinenraum und Torpedoraum und bilden den Unterbau für die Akkumulatorenbatterie (s. Abb. 663). Kleine Behälter liegen zwischen den Enden des Druckkörpers und dem Heck bzw. Bug. Alle Behälter sind druckfest gebaut und meist nicht nach Bordseiten unterteilt. Ihr Schwerpunkt liegt tief im Boot, die größere Wassermenge also unten.

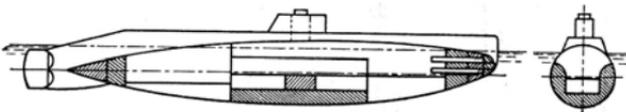


Abb. 663. Amerikanisches Einhüllenboot (Typ Holland).

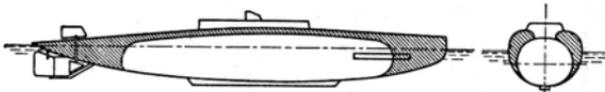


Abb. 664. Französisches Zweihüllenboot (Typ Laubeuf).

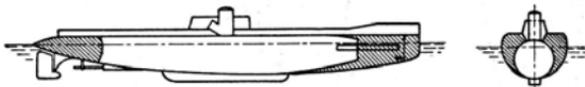


Abb. 665. Deutsches Zweihüllenboot (Typ Germania).

b) Zweihüllentyp: Die Behälter werden von der druckfesten Innen- und der leichten Außenhülle gebildet (s. Abb. 664 u. 665) und sind über die ganze



Bootslänge verteilt. Sie werden durch den Druckkörper in B.B.- und St.B.-Seite getrennt. Ihr Schwerpunkt liegt hoch, die größere Wassermenge oben. Die Bauart des Außenkörpers ist so stark wie die gleich großer Torpedofahrzeuge.

c) *Zwischentyp*: Die Behälter liegen teils innen, teils außen, die außen liegenden werden durch sichelförmige, nach den Enden zigarrenförmig zugespitzte Anbauten an den Druckkörper gebildet. Sie sind nach Bordseiten getrennt. Ihr Schwerpunkt liegt der Höhe nach im Schwerpunkt des Druckkörpers. Sie sind gewöhnlich druckfest gebaut. Vertreter sind die englischen D- und E-Boote (s. Abb. 666).

Zu a). Behälter fluten stets mit großem hydrostatischem Druck, also sehr schnell, und können kein krängendes und nur geringes trimmendes Moment beim Tauchen hervorrufen. Ihre freien beweglichen Oberflächen sind gegen Ende des Flutvorganges klein.

Zu b). Behälter fluten mit durchschnittlich sehr geringem hydrostatischem Druck, also sehr langsam. Sie können erhebliche krängende und trimmende Momente hervorrufen. Die freien Oberflächen sind gegen Ende des Flutvorganges sehr groß.

Zu c). Behälter fluten mit mittlerem hydrostatischem Druck im Verhältnis zu a) und b), also schlechter als zu a) und besser als zu b).

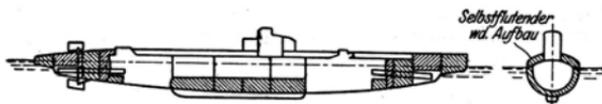


Abb. 667. Italienisches Zweihüllenboot (Typ Laurenti).

Sie können krängende und trimmende Momente ebenfalls im Mittel zwischen a) und b) erzeugen. Die freien Oberflächen sind gegen Ende des Flutvorganges klein. Die Form ist günstig für restloses Entlüften beim Fluten.

Die Laurenti-Boote (Abb. 667) zeigen eine besondere Verteilung der Reserve-schwimmkraft, indem auch der sonst bei Zweihüllenbooten frei flutende, d. h. indifferente Aufbau wasserdicht geschlossen und mit Flutklappen ausgestattet ist. Eine ähnliche Anordnung haben auch die Lake-Boote.

Die Boote mit wasserdichtem Aufbau zeichnen sich durch gute See-Eigenschaften infolge ihrer großen Reserveschwimmkraft aus. Auch können sie nicht soviel an Fahrt verlieren wie die U-Boote mit freiflutendem Aufbau. Das in diesen eindringende freie Wasser ist bei Seegang nicht nur ein erhebliches Mehrgewicht, sondern wirkt auch hemmend auf die Fahrt des Bootes.

## C. Berechnung der Flut- und Entlüftungsorgane<sup>1)</sup>.

### I. Berechnung der Flutorgane.

Jeder Ballastbehälter hat ein Flut- und ein Entlüftungsorgan.

Deren Querschnitte werden nach Maßgabe der verlangten Flutzeit und der Behälterform berechnet.

Es bezeichne:  $Q$  = Inhalt des Behälters in Kubikmetern,

$F$  = Querschnitt der Flutöffnung in Quadratmetern,

$f$  = Querschnitt der Entlüftung in Quadratmetern,

$T$  = Flutzeit in Sekunden,

$h$  = augenblickliche Druckhöhe (Abstand zwischen Außen- und Innenwasserspiegel),

$h_m$  = mittlere Druckhöhe,

<sup>1)</sup> Vgl. M. Weitbrecht: Über die Flutzeit schwimmender Behälter. Schiffbau Jg. XI, Nr. 1 und 2.

$$\begin{aligned}
 w &= \text{Luftgeschwindigkeit der Entlüftungsleitung,} \\
 g &= \text{Fallbeschleunigung m/sek}^2, \\
 \mu &= \text{Ausflußzahl} = \alpha \cdot \varphi, \\
 \alpha &= \text{Einschnürungszahl,} \\
 \varphi &= \text{Geschwindigkeitszahl,} \\
 \zeta &= \text{Widerstandszahlen für Rohrleitungen, Ventile usw.,} \\
 Q &= \mu F \cdot T \sqrt{2 g h_m} \quad (1)
 \end{aligned}$$

$h_m$  muß für jeden Behälter aus seiner Inhaltskurve wie folgt (Abb. 668) graphisch ermittelt werden aus der Gleichung

$$h_m = \frac{Q^2}{\left[ \sum \frac{\Delta Q}{\sqrt{h}} \right]^2} \quad (2)$$

Zur Bildung des Ausdrucks  $\sum \frac{\Delta Q}{\sqrt{h}}$  wird benutzt: Die Schwimmlinie des Behälterinhalts  $Q$  für verschiedene Füllungsgrade und der Verdrängungszunahme  $V$ . Es wird die Annahme gemacht, daß in allen Behältern in gleichen Zeiträumen anteilig gleich viel Wasser einströmt. Dann ist der Abstand zwischen einem Füllungsgrad und dem gleichen Verdrängungszunahmegrad gleich  $h$ .

Für die Füllung des Behälters zwischen den Punkten  $a$  und  $b$  sind die Größen  $\Delta Q$  und  $h$  in der Abb. 668 angedeutet.

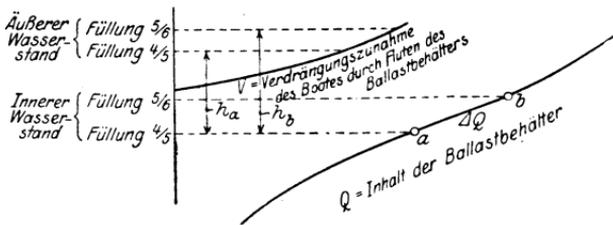


Abb. 668.

$\mu = \alpha \cdot \varphi$  ist für jedes  $\Delta Q$  konstant.

Da für jedes  $\Delta Q$  die wirkliche Druckhöhe durch Einführung des Ausdruckes  $\sum \frac{\Delta Q}{\sqrt{h}}$  eingeführt ist, muß auch  $\mu$  in der Formel  $Q = \mu F \cdot T \cdot \sqrt{2 g h_m}$  unveränderlich sein.

$\mu$  für rechteckige Flutklappen = 0,65,

„ kreisrunde Ventile ohne Gehäuse, nur mit Führungen versehen = 0,57  
(nach Versuchen der Reichswerft zu Danzig).

Angeschlossene Rohrleitungen sind dabei nicht berücksichtigt, sind auch gewöhnlich nicht vorhanden.

Andernfalls ist noch eine besondere Rechnung dafür vorzunehmen (vgl. S. 914).

## 2. Einfluß der Entlüftung.

Die so ermittelten Querschnitte der Flutöffnungen sind theoretisch nur richtig, wenn der Behälter eine unendlich große Entlüftungsöffnung besitzt, praktisch z. B. mit offenem Mannloch geflutet würde.

Der Einfluß der begrenzten Entlüftungsorgane muß daher bei Bemessung der Flutorgane berücksichtigt werden.

Die genauere Berechnung erfordert nach Weitbrecht eine stufenweise Integration, die den veränderlichen Luftdruck im Behälter und die dadurch bedingte veränderliche Geschwindigkeit in der Luftleitung berücksichtigt, jedoch

ist die Berücksichtigung der Veränderlichkeit des Luftdrucks nur für die erste Zeit der Entlüftung, in der sich — bei neuzeitlichen Booten in einigen Sekunden — der innere mit dem äußeren Druck annähernd ausgleicht, nötig.

Bei vorliegender Annäherungsmethode wird mit einer konstanten mittleren Druckhöhe  $h_m$ , dementsprechend auch mit einer konstanten mittleren Luftgeschwindigkeit gerechnet. Man kann sich daher mit nachstehenden Annäherungswerten begnügen:

$$Q = \mu F \cdot T \sqrt{2 g h_m - A w^2}, \quad (3)$$

worin  $A$  aber noch eine veränderliche Zahl ist (s. folgenden Abschnitt), welche abhängig von dem spezifischen Gewicht der Luft im Behälter (also auch Temperatur und Druck), der Geschwindigkeitszahl für Luft und den Widerstandszahlen  $\zeta$  für Rohrleitungen und Abschlußorganen ist. Man kann deshalb diese Formel auch ersetzen durch

$$Q = \mu' F T \sqrt{2 g h_m}. \quad (4)$$

Nennt man das Verhältnis  $\frac{\mu'}{\mu}$  den Wirkungsgrad  $\eta$  der Entlüftung, so kann man im allgemeinen mit einem

$\eta$  von 0,9 rechnen

$$\mu' = 0,9 \mu. \quad (5)$$

### 3. Berechnung der Entlüftungsorgane.

Die Entlüftung der Ballastbehälter kann entweder unmittelbar durch Absperrventile nach außen geschehen (französisches System) oder mittelbar durch Rohrleitungen, die in einem gemeinsamen Schacht in der Nähe des Kommandoturmes münden (deutsches, amerikanisches, englisches, italienisches System). Das erstere hat den Vorteil des geringsten Luftwiderstandes, das letztere den Vorteil der Zentralisation der Bedienung. Letztere scheint das Wichtigere. Bei dem Anschluß der Rohrleitungen ist auf die Stabilität während des Flutens Rücksicht zu nehmen (vgl. S. 897). Es muß durch geeignete Anordnung der Rohre und Absperrventile dafür gesorgt werden, daß kein Luftübertritt von B.B. nach St.B. und umgekehrt, sowie von einem Tank nach dem vorderen oder dahinter gelegenen möglich ist. Die Rohrleitungen sind ferner so zu verlegen, daß die Luft stets ansteigen kann und an den Austrittsöffnungen möglichst frei nach oben strömt. Sonst könnte auch noch während des Flutens Luft von einer nach der anderen Seite überströmen und eine gegenseitige Behinderung der Entlüftung eintreten.

Aus Weitbrechts Arbeit erkennt man die Umständlichkeit der genaueren Berechnung des Luftdruckes im Behälter während des Flutens, dazu kommt die Unsicherheit der Widerstandsberechnung in Leitung und Absperrorgan.

Man tut daher gut, ein aus der Erfahrung gewonnenes Verhältnis von  $\frac{F}{f} = \frac{\text{Flutquerschnitt}}{\text{Entlüftungsquerschnitt}}$  zu wählen, bei dem die geringste Verdichtung auftritt.  $F$  ist nach dem Vorhergegangenen bekannt,  $f$  ist dann  $= \frac{F}{10-15}$ .

Für die genauere Berechnung wird Benutzung der Hütte empfohlen (Bd. I, S. 447 bis 450. 1915). Dabei ist zu beachten, daß der Beiwert  $\beta$  auf S. 449 der Hütte in folgendem Zusammenhang mit der Widerstandszahl  $\Sigma \zeta$  für die Rohrwiderstandszahlen strömender Flüssigkeiten und Gase steht:  $\Sigma \zeta = \lambda \frac{l^1}{d} + \zeta_2$ , worin  $\lambda = \frac{2g}{1000} \beta$ ; das stündliche Luftgewicht  $G$  ist  $= \gamma \cdot \frac{3600}{t} \cdot Q$  ( $\gamma$  = spezifisches Gewicht,  $t$  = Lufttemperatur).

<sup>1)</sup>  $l$  = Länge.  $d$  = Durchmesser der Entlüftungsleitung.

Für  $\zeta_2$  (Widerstandszahl für Absperrventil) ist Hütte Bd. I, S. 381. 1923 maßgebend.

Hat man  $\Sigma \zeta$  für die Entlüftungsanlage ermittelt, so erhält man den Beiwert in der Gleichung (3) (S. 913).  $A = \frac{\gamma}{1000} (1 + \Sigma \zeta)$ ,  $\gamma$  i. M. 1,2.

Im Werte  $A$  liegt eine erhebliche Quelle der Ungenauigkeit, einmal dadurch, daß die Luftgeschwindigkeit  $w$  in Wirklichkeit nicht konstant ist,  $\gamma$  abhängig von Temperatur und Druck und  $\Sigma \zeta$  wenig genau zu erhalten ist.

Da  $w = \frac{Q}{f \cdot T}$ , so kann mit Hilfe der Gleichung (3)  $f$  ermittelt werden.

#### 4. Berechnung des Widerstandes von Flutrohren.

a) Für das gerade Rohr. Hierzu vgl. Hütte Bd. I, S. 351 usw. 1923.

Es sei  $w_1$  = Widerstandshöhe für die gerade Strecke  $l$ ,

$\zeta$  = dem Widerstand im ganzen Rohrstrang entsprechender Beiwert von  $\frac{v^2}{2g}$ ,

$\varsigma$  u.  $\lambda$  Reibungszahlen; für Kreisquerschnitt  $\lambda = \varphi \varsigma$ ,

$$w_1 = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}. \quad (6)$$

Für  $\lambda$  kommen die Werte nach Weisbach, Darcy oder H. Lang in Betracht (a. a. O. S. 292 u. folg.).

b) Für gekrümmte Rohrstücke (a. a. O. S. 298/99) gelten die Tabellen für  $\zeta$  in der Gleichung ( $w_2$  Widerstandshöhe für das Bogenstück)

$$w_2 = \zeta \frac{v^2}{2g}. \quad (7)$$

### D. Freibord.

Beim U-Fahrzeug ist der Freibord nicht ohne weiteres ein Maß für die Reserveschwimmkraft wie beim  $\mathcal{A}$ -Fahrzeug.

Freibord ist das Maß von  $CWL$  bis Oberkante Oberdeck. Das Oberdeck wird gewöhnlich durch die Decke des Aufbaues gebildet, der meist freiflutend ist, also keine Reserveschwimmkraft besitzt. So haben die englischen E-Boote, trotz ihres großen Freibords von annähernd 2 bis 3 m im Vorschiff, eine erheblich kleinere Reserveschwimmkraft als die französische Pluviose-Klasse mit ihrem Freibord von 1,8 m oder die Laurenti-Boote mit einem solchen von 1,3 m.

Großer Freibord sichert daher nur bedingt die Seefähigkeit, durch ihn werden gewöhnlich sogar die freien Wassermassen im Aufbau vergrößert; diese hemmen die Fahrt und belasten das Fahrzeug. Er ist aber mit Rücksicht auf die Bedienbarkeit der Decksarmierung (Geschütz oder Torpedo) erforderlich, weil nur großer Freibord ein einigermaßen trockenes Deck gewährt.

Er ist abhängig von der Gesamtverdrängung des Fahrzeugs. Je größer die Verdrängung, je höher sind die übergenommenen Seen, je größer muß auch der Freibord sein.

Für kleine U-Boote genügt im allgemeinen 1 bis 1,5 m.

Für große U-Boote genügt im allgemeinen 2 bis 2,5 m.

### E. Ruder.

#### 1. Tiefenruder.

Größe der Fläche aller Tiefenruder zusammen zwischen  $\frac{1}{16} - \frac{1}{40} L \cdot B$ . Kleine U-Fahrzeuge und solche mit völligen Enden brauchen größere, große Fahrzeuge kleinere Ruderverhältnisse.

Bestimmend für die Größe ist Zahl, Lage und Form der Ruder.

**a) Zahl.** Kleinere Fahrzeuge haben gewöhnlich nur ein hinteres Tiefenruder bzw. Ruderpaar. Größere Fahrzeuge haben stets hintere und vordere Tiefen-

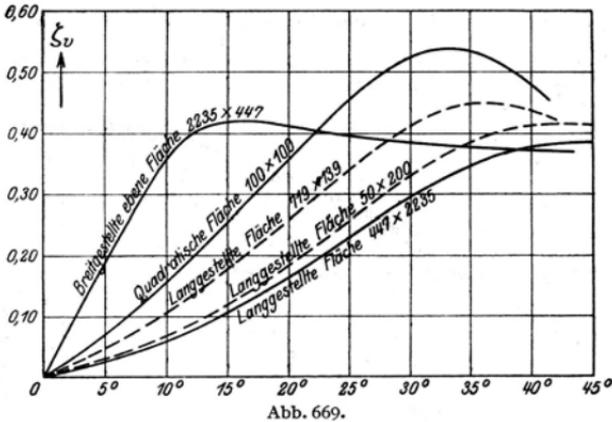


Abb. 669.

runder. Je größer der Anteil der hinteren Tiefenruder an der Gesamtfläche ist, um so kleiner kann das Verhältnis zu  $L \cdot B$  werden. Französische U-Boote haben fast alle ein hinteres, ein mittleres und ein vorderes Paar.

**b) Lage.** Die Lage der hinteren Tiefenruder hinter den Schrauben ist die wirkungsvollste (einige Torpedos, sämtliche amerikanischen und neueren deutschen Boote). Der Schraubenstrahl wirft das Wasser gerichtet und mit größerer Relativ-Geschwindigkeit auf das Blatt, als bei Lage vor den Schrauben (französische und italienische Boote). Außerdem schützt der Schraubenstrahl das Ruder gegen die unmittelbaren Stoßkräfte des Seegangs. Vordere Ruder liegen soweit nach dem Bug zu als technisch ausführbar. Der Höhe nach werden die festen Bugruder am besten so angeordnet, daß sie entweder möglichst

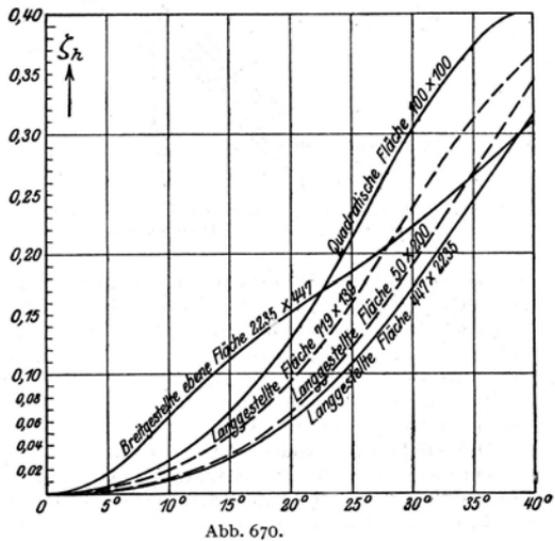


Abb. 670.

tief unter, oder möglichst hoch über der Wasserlinie angeordnet werden, weil sie dann am wenigsten dem Seeschlag ausgesetzt sind.

Sind die vorderen Ruder beiklappbar (amerikanische und italienische) oder beidrehbar (englische) oder auch einziehbar (italienische), so liegen sie über der Schwimmlinie, damit der Mechanismus zugänglich bleibt.

**c) Form.** Die Form richtet sich in erster Linie nach äußeren Bedingungen: Lage zum Schiff und zum Vertikalruder, Rücksicht auf Schutz gegen Haken von Leinen.

Die Wirksamkeit hängt im wesentlichen vom Verhältnis der eintretenden Kante zur Länge des Blattes ab. Ist  $R_v$  die lotrechte Teilkraft des Ruderdrucks,  $R_h$  die wagerechte, so ist, wenn  $F$  = Fläche in Quadratmetern,  $v$  = Geschwindigkeit in m/sek,  $R_v = \zeta_v \frac{\gamma}{g} F \cdot v^2$  und  $R_h = \zeta_h \frac{\gamma}{g} F \cdot v^2$ ;  $R_\Sigma = \sqrt{R_v^2 + R_h^2}$ . In Abb. 670 und 671 sind die Beiwerte  $\zeta_v$  und  $\zeta_h$  für verschiedenen Kantenverhältnis als Funktion des Ruderwinkels nach den Versuchsergebnissen der Königlichen

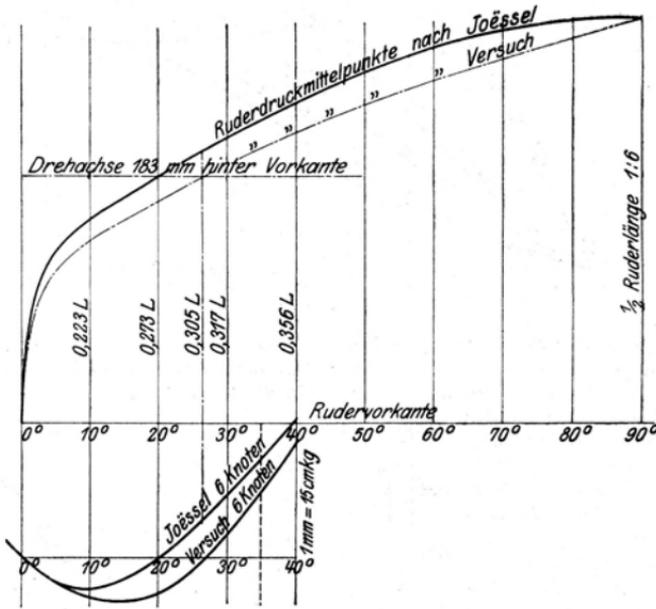


Abb. 671. Zusammenstellung der Danziger Versuchsergebnisse mit schräggestellter Platte. Druckmittelpunkte und Drehmomente (Lage der Achse auf 0,305 L).

Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau in Charlottenburg zusammengestellt<sup>1)</sup>. Man sieht, daß die quadratische Fläche die beste Wirkung hat, was auch die Versuche mit Luft in der Göttinger Anstalt<sup>2)</sup> bestätigen. In Wirklichkeit wird  $\zeta_h$  größer ausfallen, da die beträchtliche Dicke des Ruderblattes den Stirnwiderstand vergrößert.

Je mehr die Ruder sich der quadratischen Form nähern, um so kleiner kann die Gesamtfläche gewählt werden.

**d) Festigkeit der Ruder.** Schon sehr früh wurde die Erfahrung gemacht, daß Tiefenruder, wenn ihre Abmessungen auf Grund der größten Geschwindigkeit unter Wasser errechnet waren, nicht genügend fest waren. Eine nähere Prüfung ergab, daß bei Überwasserfahrt im Seegang, nicht bei Unterwasserfahrt, die größten Beanspruchungen auftreten. Man kann sie berechnen, indem man die Relativgeschwindigkeit der Ruderblätter des stampfenden U-Bootes gegen das Wasser bestimmt. Zu berücksichtigen sind dabei die aus Schwerpunkts- und Winkelgeschwindigkeit des Bootes sich ergebende Absolutgeschwindigkeit des Blattes und die Kreisbewegung der Wasserteilchen in der Welle. Dazu ist, streng genommen, erforderlich die Stampfbewegung des Bootes nach Kriloff oder

<sup>1)</sup> Schiffbau Jg. XVI, Nr. 9, S. 207/208. 1914/15.

<sup>2)</sup> Taschenb. d. „Hütte“ Bd. I, S. 407. 1923.

nach F. Horn<sup>1)</sup> zu berechnen. Man kann sich aber (nach Techel) damit begnügen, einige charakteristische Lagen des Schiffes zur Welle zu schätzen und so die Konstanten für eine nach einem Sinusgesetz erfolgende Bewegung des Schiffes bestimmen. Aus den so erhaltenen Bewegungsgleichungen erhält man die Geschwindigkeit des Druckmittelpunktes der Tiefenruder usw. Auch diese Berechnung liefert nur unter der Bedingung befriedigende Ergebnisse, daß die Ruderflächen beim Stampfen des Bootes nicht austauschen. Tritt dieses ein, so kann es vorkommen, daß das Ruder mit seiner ganzen oder fast mit seiner ganzen Fläche auf die See aufschlägt. Die dadurch entstehenden Beanspruchungen entziehen sich der Berechnung. Die Überlegung ergibt, daß sie dadurch niedriggehalten werden können, daß die Tiefenruder entweder möglichst tief unter oder möglichst hoch über Wasser angeordnet werden, so daß sie nicht aus- bzw. eintauchen, oder wenn dies dennoch geschieht, mit möglichst geringer Geschwindigkeit auf die See schlagen. Bei großen und schnellen Booten ist es das beste, das Auftreten von Seeschlag ganz zu vermeiden, indem man die Bugruder über Wasser einziehbar oder eindrehbar macht und die Heckruder hinter den Propellern anordnet. Die Heckruder sind

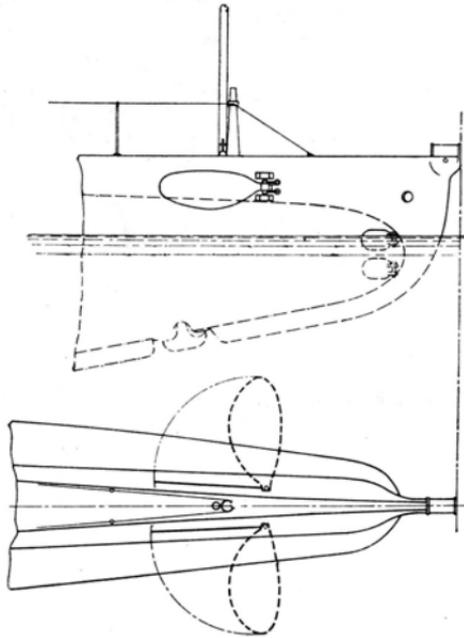


Abb. 672. Vorderes Tiefenruder. Modell Electric Boat Co.

dann, selbst wenn sie austauschen, durch die Wirkung der Propeller vor hartem Aufschlagen auf das Wasser geschützt.

Aus dem Obigen dürfte klar sein, daß man die Festigkeit der Tiefenruder am besten auf Grund von Erfahrungen mit ähnlichen Booten berechnet. Eine als brauchbar erprobte Annäherung für Boote bis etwa 17 Knoten Geschwindigkeit ergibt sich, wenn eine höchste Flächenbelastung von  $0,3 \text{ kg/cm}^2$  eingesetzt wird:  $R = 3000 \cdot F$  (worin  $F$  in Quadratmeter). Das Biegemoment für Ruder und Schaft ist gleich  $M_b = R \cdot a_y$  ( $a_y$  = Abst. des Schwerpunktes der Ruderfläche von dem Auflager). Das Drehmoment  $M_d = R a_x$  ( $a_x$  = Abst. des Schwerpunktes der Ruderfläche von der Drehachse). Daraus berechnet sich nach den Formeln für zusammengesetzte Festigkeit die größte ideelle Spannung  $\sigma_i$ .

Joch und Antriebsteile bis zu dem Teil, der Selbsthemmung hat, sowie Drucklager nebst Unterbau müssen entsprechend der Festigkeit des Ruderblattes und des Ruderschafes bemessen werden. Der Bewegungsmechanismus braucht nur so bemessen zu werden, wie die Ruderdrücke bei der Unterwasserfahrt es bedingen. Hierfür bedient man sich der Ruderformel von Joessel oder der vorstehenden Versuchswerte, wobei größte Unterwassergeschwindigkeit und größter

<sup>1)</sup> Horn, F.: Die dynamische Wirkung der Wellenbewegung auf die Längsbeanspruchung des Schiffskörpers. S. 105 u. folge.

Ruderwinkel (nicht größer als  $35^\circ$  zu nehmen) zugrunde gelegt werden. Gang der Rechnung wie bei gewöhnlichen Vertikalrudern. Zeit zum Legen von hart zu hart mit Motor gewöhnlich 15 bis 20 sek.

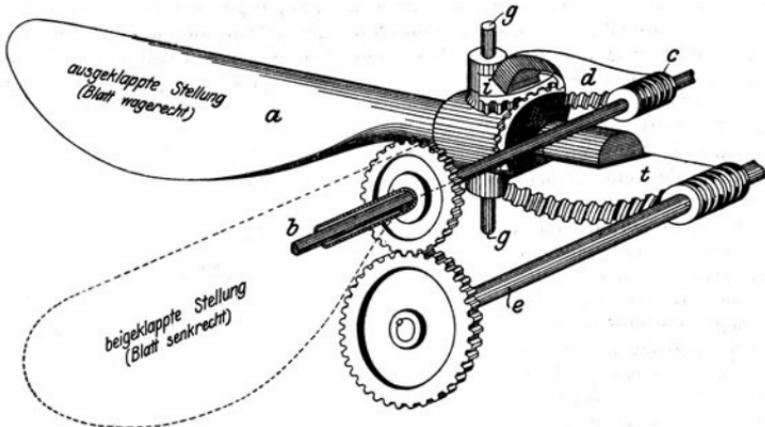


Abb. 673. Beidrehbare Tiefenruder. Modell Electric Boat Co.

**e) Ausbalancierung.** Um die günstigste Ausbalancierung zu treffen, muß die Lage des Druckangriffspunktes zur Vorkante Ruder bekannt sein. Verfasser

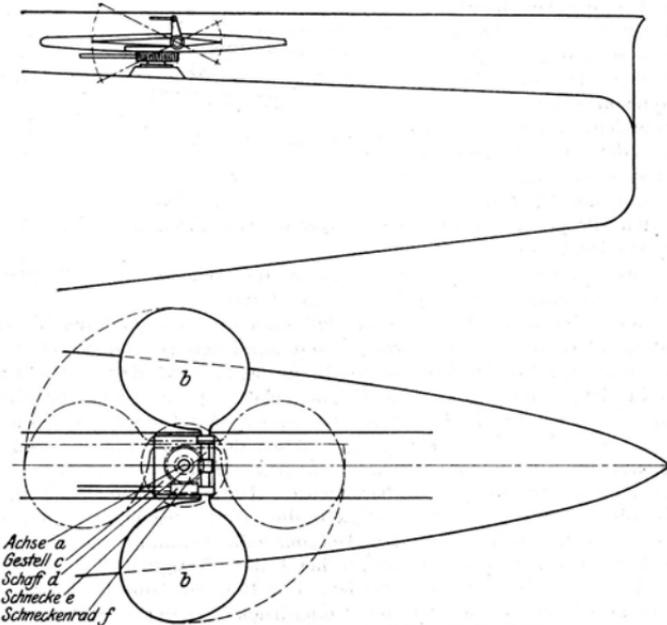


Abb. 674. Vordere Tiefenruder. Modell englische E-Klasse.

hat auf der K.W. Danzig i. J. 1911 Versuche angestellt, die Joessels Versuchsergebnisse bestätigt haben. Als Erweiterung ergab sich ein merklicher Einfluß der Dicke des Blattes und der Form der eintretenden Kante. Man kann daraus

allgemein folgern: Je dicker das Ruder und je stumpfer die Eintrittskante ausgebildet ist, um so weiter vorne liegt der Druckmittelpunkt bei gleichem Ruderwinkel, um so größer ist aber auch der Ruderdruck  $R$ . (An der Vergrößerung hat der Stirnwiderstand  $R_s$  den größten Anteil.) Abb. 674 zeigt die Joesselsche Linie für ein Blatt von  $\frac{\text{Breite}}{\text{Länge}} = \frac{240}{600}$  und die Linie nach Versuch für ein Blatt gleichen Abmessungsverhältnisses, aber von einer Dicke  $\frac{\delta}{\text{Länge}} = \frac{1}{25}$  und einem Eintrittswinkel von  $6^\circ$ . Man erkennt eine deutliche Parallelverschiebung, die

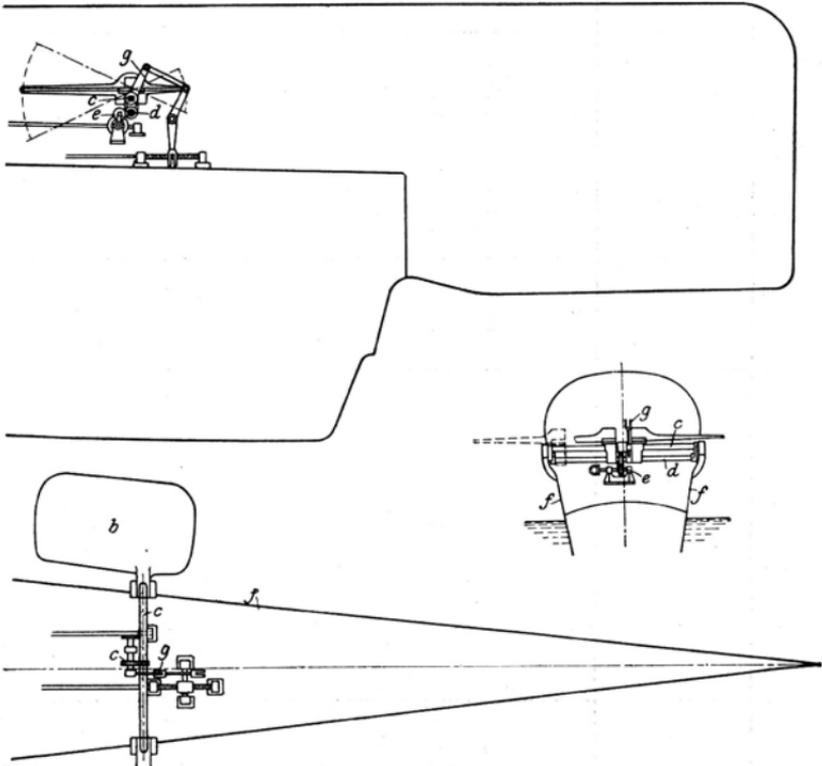


Abb. 675. Vordere einziehbare Tiefenruder. Modell Laurenti.

einem Ruderwinkel von  $6^\circ$  entsprechen würde. Wählt man die Lage der Drehachse so, daß das positive und negative größte Drehmoment einander gleich werden, so ist die geringste Drehbeanspruchung erreicht.

**f) Beiklappbare Ruder.** Die Schwierigkeit, namentlich die Bugruder genügend fest gegen die Einwirkung des Seeschlags zu bekommen, hat zu verschiedenen Konstruktionen beiklapp- oder beidrehbarer Ruder geführt. Abb. 672/73 zeigt die amerikanischen, Abb. 674 die englischen, Abb. 675 u. 676 die Laurenti- (italienischen) Konstruktionen. Eine Reihe anderer Konstruktionen sind patentiert, aber nicht weiter ausgeführt.

In Abb. 673 ist das Blatt  $a$  ausgeklappt in wagerechter Lage gezeichnet. Zum Legen des Blatts dient die Antriebswelle  $b$  nebst Schnecke  $c$  und Rad  $d$ . Zum Zurückklappen in die punktierte gezeichnete aufrechte Stellung dient

Tabelle V. Tiefenruderabmessungen einiger U-Boote.

Boote	Gesamt-Tiefenruderfläche m <sup>2</sup>	Ruderfläche $\frac{L \cdot B}{-}$	Flächen der hinteren Tiefenruder		vor oder hinter den Schrauben	Verhältnis Sp. 4 : 5	Verhältnis der Fläche vor Achse zur ganzen Ruderfläche		Schiffsdurchmesser		Motor- PS
			vorderes Ruder m <sup>2</sup>	hinteres Ruder m <sup>2</sup>			für vordere Ruder	für hintere Ruder	vordere	hintere	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ältere deutsche Boote U 17 (500 bis 600 t)	10,9	1 : 29,4	7,10	3,80	→	1,87	1 : 3,23	1 : 3,16	150	115	Hand- betrieb
UB 26 (250 t)	6,00	1 : 26,3	3,00	3,00	←	1,00	1 : 3,15	1 : 3,15	150	150	Hand- betrieb
UC 5 (180 t)	4,34	1 : 24,5	2,42	1,92	←	1,26	1 : 2,11	1 : 2,16	100	76	Hand- betrieb
UC 44 (400 t)	6,70	1 : 40,5	3,50	3,20	←	1,09	1 : 3,25	1 : 3,25	124	120	Hand- betrieb ≈ 2,0
Älteres deutsches Dieselboot U 19 (700 t)	14,24 <sup>1)</sup>	1 : 28,7	8,00	6,20	→	1,30	1 : 3,25	1 : 3,23	150 und 230	155	5,8
Italienisches Laurenti-Boot (700 t)	9,70	1 : 40,5	4,70	5,00	→	0,94	1 : 3,35	1 : 3,00	?	?	—
Amerikanischer Elektr. Boat Co.- Entwurf (900 t)	11,90	1 : 42,5	4,20	7,70	←	0,545	1 : 3,28	1 : 3,56	?	?	nicht bekannt
Französisches Pluviose-Boot (400 t)	9,77 16,42	1 : 28,2 1 : 16,8	4,91 —	4,86 6,65	→	1,01	1 : 3,06	1 : 2,86	?	?	—

1) Haben ein oberes und ein unteres Tiefenruderpaar mit gemeinsamem Antrieb.

die Welle  $e$  nebst Schraubenradsektor  $t$ . Das Blatt schwenkt um die Achse  $g$  und gleichzeitig rollt sich das Zahnrad  $h$  auf dem festgehaltenen Zahnkranz  $i$  ab. Auf diese Weise gelangt das Blatt in senkrechter Stellung in die beigegeklappte Lage.

Der Nachteil dieser sehr geistvollen Konstruktion liegt in den zahlreichen bewegten Teilen, die alle schwer zugänglich außerhalb des Druckkörpers liegen und vor allem darin, daß zwei ineinandergesteckte Antriebswellen für jedes Ruder benötigt werden. Da alle Boote der Electric Boat Co. damit ausgestattet werden, so scheint sie sich gut bewährt zu haben.

In Abb. 675 bleiben die Blätter  $b$  in horizontaler Lage und werden in ihrer Ebene um die Achse  $a$  um  $90^\circ$  gedreht, so daß sie in den durchflutbaren Aufbau gelangen, wo sie gegen die See geschützt sind. Der Schaft  $d$  ist in dem Rahmengestell  $c$  gelagert. Der Schneckenantrieb  $e$  bewegt mittels des mit dem Gestell gekuppelten Schraubenrades  $f$  das Gestell  $c$ .

Laurenti, der vorbildliche Konstrukteur der italienischen U-Waffe, hat für kleinere Boote Klappruder, für größere Schieberuder konstruiert (Abb. 675 u. 676).

Auf dem Schaft  $a$  (Abb. 676b) sitzt an den Enden aufgekeilt je ein Scharnier  $b$ , um das Blatt nach oben geklappt werden kann, so daß es horizontal am Oberdeck zu liegen kommt. Die Einrichtung hat den Nachteil, daß zu ihrer Betätigung das Deck betreten werden muß, was in See nicht immer möglich ist. Das Ruder wird also in der Praxis meist heruntergeklappt bleiben.

Die verschiebbaren Ruder haben den Nachteil eines komplizierten Mechanismus, der mit seinen bewegten Teilen vollkommen im Seewasser liegt. In Abb. 674 werden die Ruderblätter  $b$  auf der Führung  $c$  mittels der Gewindespindel  $d$ , die ihren Antrieb durch die Ritzel  $e$  erhält, so weit herausgeschoben, daß sie frei von der Bordwand  $f$  schlagen. Das auf der Spindel  $a$  sitzende Joch  $g$  vermittelt den Antrieb der Ruder.

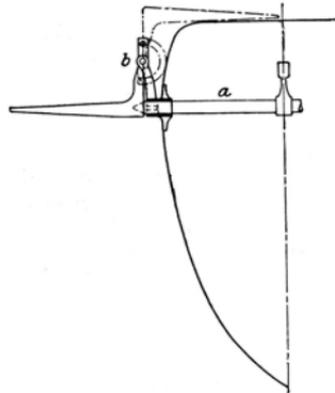


Abb. 676. Vordere klappbare Tiefenruder. Modell Laurenti.

## 2. Haupt-(Vertikal-) Ruder, auch Seitenruder genannt.

1. Größe. a) Fläche nicht kleiner als  $\frac{LT}{40}$  für die bei  $\nearrow$ -Fahrt wirksamen Ruder.

b) Fläche nicht kleiner als  $\frac{LH}{40}$  für die bei  $\swarrow$ -Fahrt wirksamen Ruder. ( $H$  = Seitenhöhe des Fahrzeugs.)

2. Form. Die Form ist die der gebräuchlichen Balanceruder der Schiffe.

3. Lage und Zahl. Gewöhnlich 2 Blätter auf einer gemeinsamen Spindel. Ein Blatt für  $\nearrow$ -Fahrt wie gebräuchlich, ein zweites auf dem oberen Ende der Spindel, oberhalb des Bootskörpers, das bei  $\swarrow$ -Fahrt wirksam wird.

Zweck: a) Vergrößerung des Wertes  $\frac{LH}{x}$ ,

b) Verschiebung des Druckangriffspunktes nach oben. Er muß der Höhe nach möglichst mit dem des lateralen Widerstandes des Fahrzeuges zusammenfallen, damit krängendes Moment und auftauchende Wirkung möglichst klein bleiben.

## F. Form und Widerstand.

Die ersten brauchbaren Unterwasserfahrzeuge zeigen die charakteristischen Merkmale der Fischgestalt: Dicken Kopf und schlankes Hinterende.

Erst mit Wachsen der Verdrängung und Steigerung der Geschwindigkeit nahmen die Konstrukteure (zuerst Laubeuf mit „Narval“) die Formen der Überwasserfahrzeuge an. Es ist hervorzuheben, daß eine gute Form für  $\swarrow$ -Fahrt eine weniger günstige für  $\nearrow$ -Fahrt ist. Die Fisch- und Torpedoform, die sich den Forderungen der Unterwasserfahrt am meisten anpaßt, ist für höhere  $\nearrow$ -Geschwindigkeit deshalb ungeeignet, weil hierbei die Verteilung der Verdrängung über die Bootslänge für die Wellenbildung nachteilig ist. Das Hauptspant ist meist zu klein und das Vorschiff zu dick, so daß eine hohe Bugwelle und eine tiefe Absenkung in der Bootsmitte entsteht. Während die Rücksicht auf die Wellenbildung bei der  $\swarrow$ -Fahrt entfällt, ist sie für den  $\nearrow$ -Widerstand entscheidend.

Für die  $\nearrow$ -Fahrt gilt völliges Hauptspant und scharfe Enden, wenigstens für die Geschwindigkeiten, um die es sich heutzutage bei  $\swarrow$ -Fahrzeugen handelt.

Für die  $\swarrow$ -Fahrt ist eine kleine Oberfläche, mögliche Symmetrie in bezug auf die  $x$ - $y$ -Ebene und schlankes Hinterschiff zur Verminderung des Saugwiderstandes und für einen guten Zufluß zu den Schrauben wesentlich.

Die Symmetrie zur  $x$ - $y$ -Ebene darf aber nicht so weit getrieben werden, daß das U-Fahrzeug bei Überwasserfahrt ungewollt taucht. Unfälle dieser Art sind mehrfach in der U-Boots-Geschichte zu verzeichnen.

Dem U-Fahrzeug-Konstrukteur von heute liegt es ob, einen möglichst günstigen Kompromiß zwischen beiden Bedingungen zu schließen.

Da vollkommene Symmetrie zur  $x$ - $y$ -Ebene mit Rücksicht auf die Seefähigkeit nicht angebracht ist, ist eine Annäherung zu wählen, indem man dem Hauptspant über der *CWL* eine einfallende Form gibt und das Deck schildkrötenartig gestaltet. Sie ist am vollkommensten mit dem Einhüllentyp erreichbar. Hier wird nur auf die fischbauchähnliche Hülle mit Kreisquerschnitten ein schmaler Aufbau gesetzt.

Das Heck muß allmählich abfallen, um Raum für ein Überwasserheckruder und bei  $\swarrow$ -Fahrt einen guten Zusammenschluß des abfließenden Wassers zu geben.

Bei U-Fahrzeugen ist mehr als bei gewöhnlichen Schiffen auf eine gute Ausbildung aller Anhänge zu achten, weil sie weit zahlreicher sind (Tiefenruder, Minenschutz usw.). Erfahrungsgemäß ist  $W_{\Sigma} = 1,5$  bis  $1,75 W_0$ , wenn  $W_{\Sigma}$  der gesamte und  $W_0$  der Widerstand des glatten Schiffes bei  $\nearrow$ -Fahrt ist.

Auch die Form aller bei  $\nearrow$ -Fahrt über Wasser liegenden Bauteile muß ebenfalls auf den Widerstand bei der  $\swarrow$ -Fahrt Rücksicht nehmen. Runde Stangen quer zur Fahrtrichtung sollte man vermeiden, sonst aber tropfenähnlichen Querschnitt geben. Ein  $l : b$  von 2,5 ist dafür günstig. Die Widerstände von Rundstangen, die senkrecht zur Fahrtrichtung geschleppt sind, sind in Abb. 677 zusammengestellt. Sie folgen fast genau dem quadratischen Gesetz. Die Übertragung dieser Modellwiderstände auf ausgeführte Bauteile, wie Sehrohre, Spieren u. ä., hat nach dem Ähnlichkeitsgesetz zu geschehen (s. S. 206).

Solche Formen, die Hohlraumbildung im Wasser an ihrer Rückseite begünstigen, wie Wellenbrecher, Schanzkleider u. a., vermehren den Widerstand außerordentlich und sind entsprechend möglichst als geschlossene Gebilde zu gestalten. Auch alle kleineren Beschläge, Poller, Klampen, Augen, Handgriffe usw. müssen ihrer Zahl nach eingeschränkt und in ihrer Form der  $\swarrow$ -Fahrt angepaßt werden. Vorstehende Sülle, Verkleidungen u. ä. müssen nach vorn und hinten mit Wasserschneidern versehen sein, und zwar sind die hinteren spitzer als die vorderen zu halten. Es ist zu beachten, daß Turm und vor-

deres Tiefenruder in erster Linie, die Geschütze in zweiter Linie den größten Anhängselwiderstand  $\swarrow$  ausmachen. Für  $\swarrow$ -Fahrt wird im allgemeinen

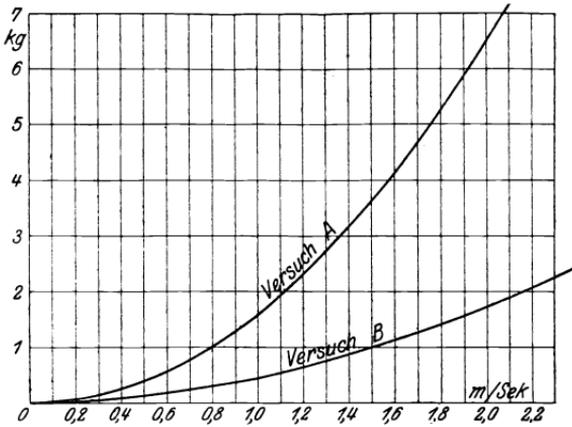


Abb. 677. Schleppversuche mit Rundstangen.

Versuch A: 900 mm Länge, 30 mm Durchmesser, 550 mm unter Wasserlinie.  
 „ B: 450 „ „ 15 „ „ 225 „ „ „

$W_{\Sigma} = 2,5$  bis  $4,0 W_0$ , die kleineren Werte gelten für größere Fahrzeuge und umgekehrt.

Für den ersten Entwurf genügt die Bestimmung der Maschinenleistung mit Hilfe der Formel

$$WPS = \frac{V_{cWL}^3 \cdot v_s^3}{C_1}$$

Tabelle VI.  $\swarrow C_1$ -Werte für ausgeführte U-Boote.

Name oder Typ	$V_{cWL}$	$\swarrow v_s$ kn	$C_1 \swarrow$	
U 1 . . . . .	240	9,2	74,8	Nahezu Zylinderform
U 2 . . . . .	350	13,2	190	
U 27 bis 30 . . . . .	670	16,7	180	
UB 60 . . . . .	510	14,0	155	
UC 44 . . . . .	425	11,5	168	Einhüllenboot
Laurenti-Boot . . . . .	700	18,0	176	
Turquoise . . . . .	390	10,2	94,4	
Pluviose-Klasse . . . . .	400	12,2	145	Einhüllenboot guter Form
Amerikanische L-Klasse . .	450	14,0	137	

Für die endgültige Bestimmung ist stets der Schleppversuch maßgebend, der mit allen Anhängen ausgeführt werden muß.  $\frac{EPS}{WPS} = \eta = 0,4$  bis  $0,5$  für die Höchstgeschwindigkeit.

Für die  $\swarrow$ -Maschinenleistung ist der  $\swarrow$ -Schleppversuch sehr ungenau wegen des großen Einflusses der zahlreichen Anhänge,  $\eta$  schwankt zwischen  $0,2$  bis  $0,4$ . Da es sich meist nur um geringere Geschwindigkeit handelt, genügt im allgemeinen die Bestimmung mit Hilfe von  $C_1$  (bezogen auf  $V \swarrow$ -Form), s. S. 924.

Tabelle VII.

Name oder Typ	$V_{CWL}$	$V_{\text{Form}}$	$v_s \text{ kn}$	$C_{1\text{Form}}$	
U 1 . . . . .	240	294	8,5	67	
U 2 . . . . .	350	424	9,0	65	
U 27 bis 30 . . . . .	670	970	9,9	78	
UC 5 . . . . .	168	225	6,25	51	Einhüllenboot zyl. Form
UB 60 . . . . .	508	760	8,0	56	Einfluß der zahlreichen Anhänge große Kdo.- Brücke, Geschütz, Netz- und Minenschutz)
UC 44 . . . . .	425	625	7,0	55	
Pluiose-Klasse . . . . .	400	554	9,0	70,2	
Laurenti-Boot . . . . .	700	1064	10	87	
Turquoise . . . . .	390	450	8,6	62,3	Einhüllenboot zyl. Form
Amerikan. L-Klasse . . . . .	450	550	10,5	65,0	Einhüllenboot guter Form

### G. Geschwindigkeit und Fahrbereich.

Die Forderungen an Geschwindigkeit und Fahrbereich entfernen das U-Boot mit ihrer Steigerung mehr und mehr von seiner Urform, und infolgedessen verdrängt das Zweihüllenboot allmählich das Einhüllenboot. Beide Forderungen bedingen schlanke Formen, große Seefähigkeit und steigende Wasserverdrängung. Der Raum zwischen Außen- und Innenhülle gibt mehr Inhalt für die Brennstoffbehälter her, als je innen verfügbar gemacht werden kann. Die Außenhülle umkleidet den an mehr oder weniger mathematische Formen gebundenen Druckkörper in ungebundenen, nur der Geschwindigkeit dienenden Linien. In gewissem Sinne widerstreiten sich indessen Geschwindigkeit und Fahrbereich. Große Geschwindigkeit bei mäßiger Verdrängung ist nur mit kleinem Einheitsgewicht der Hauptmaschinen erreichbar. Dieses ist aber zur Zeit bei der Dampfturbine angenähert nur halb so groß wie bei der Ölmaschine, hingegen ist ihr Ölverbrauch fast  $2\frac{1}{2}$  mal so groß. Steht also die Geschwindigkeit an erster Stelle, so ist der Dampftrieb das Gegebene. Ist großer Fahrbereich der Hauptgesichtspunkt, so ist die Ölmaschine das Gegebene.

Allgemein kann man sagen, daß die Grenze für den Fahrbereich etwa bei 2 bis 3000 Sm bei 10 kn Fahrt liegt, über die hinaus Ölmaschinenantrieb das Richtige ist. Andererseits wird man kaum mehr als 20 kn Geschwindigkeit mit reinem Ölmaschinenbetrieb erreichen können.

Für den Konstrukteur ist wesentlich mitbestimmend der Raumbedarf, also das spezifische Gewicht der Gesamtanlage. Die Vorteile einer leichten Maschinenanlage können durch ihren Raumbedarf sehr schnell wieder aufgehoben werden. Dies ist für U-Boote in weit höherem Maße der Fall als für gewöhnliche Schiffe.

Bei Bemessung des Fahrbereichs rechnet man

bei Dampftrieb mit Ölkesseln mit . . . . .  $\infty 0,5$  kg Öl/PS-st,  
bei Ölmaschinen mit . . . . .  $\infty 0,22$  „ Öl/PS-st.

Der Gesamtwirkungsgrad bezogen auf die Schleppleistung nach dem Modellversuch mit sämtlichen Anhängen schwankt je nach der Belastung der Maschinen zwischen 0,4 bis 0,5<sup>1)</sup>, wenn die Drehzahlen der Schrauben die bei unmittelbarem Motoren- oder Getriebeturbinenantrieb üblichen sind (s. a. S. 228 u. 229). Der Brennstoffvorrat beträgt gewöhnlich 6 bis 15 vH bezogen auf  $V_{CWL}$ , Ausnahmefälle

<sup>1)</sup> Vgl. Hoar: The Submarine Torpedo Boat, S. 67.

sind 15 bis 20 vH. Die deutsche U-Waffe stand hier, ihren Aufgaben entsprechend, weit voran.

Eine, die Erreichung großer  $\nearrow$ -Geschwindigkeit hindernde Fessel des U-Boots ist die  $\swarrow$ -Maschinenanlage. Sie beansprucht erhebliches Gewicht mit entsprechendem Raum. Ein Trost ist es für den Konstrukteur, daß ihr spezifisches Gewicht sehr groß ist, da er ohne die Bleizellen das U-Boot unter Wasser nicht stabil gestalten könnte, es sei denn mit Hilfe toten Ballastes.

Die E-Maschine muß zwei Aufgaben erfüllen, sie soll  $\swarrow$  das Boot fortbewegen und die Akkumulatorenbatterie auffüllen. Die erste Aufgabe würde mit Rück-

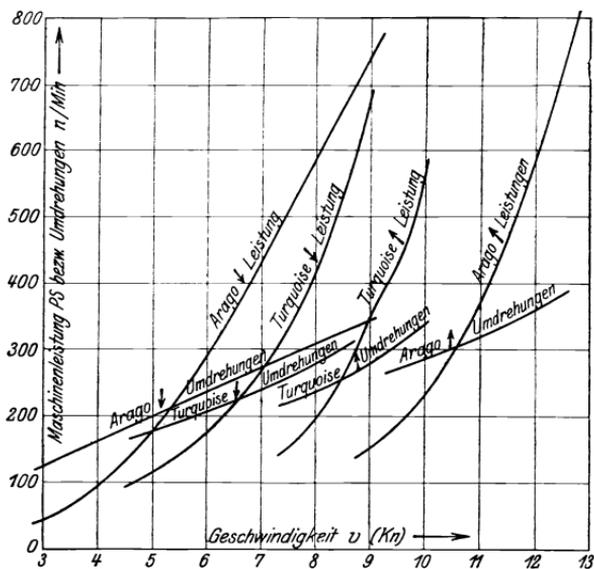


Abb. 678. Probefahrtsergebnisse zweier französischer U-Boote<sup>1)</sup>.

sicht auf gute Schraubenverhältnisse geringe Drehzahl, die zweite eine dem Öl-motor bzw. der Turbine angepaßte entsprechend höhere voraussetzen. Die E-Maschine ist ihrer Natur nach für große Drehzahlen besonders geeignet, und bezüglich Platz- und Gewichtsbedarf sind solche in erster Linie anzustreben. Diese Rücksichten führen zu unglücklichen Schraubenverhältnissen, da die Drehzahlen für größte  $\nearrow$ - und  $\swarrow$ -Geschwindigkeit nicht, die Geschwindigkeiten selbst aber um so mehr auseinanderliegen, als die  $\nearrow$ -Geschwindigkeit gesteigert wird (s. hierzu Abb. 678). Die Folge ist großer Slip bei  $\swarrow$ -Fahrt (etwa 40 bis 50 vH) und entsprechend kleiner Wirkungsgrad. Derselbe sinkt oft, bezogen auf die  $\swarrow$ -Schleppleistung mit allen Anhängen, auf 0,2 bis 0,3 herab und steigt bei sehr günstigen Verhältnissen auf höchstens 0,4. Es wird eine der dringlichsten Aufgaben der Zukunft sein, das Schraubenproblem der U-Boote einer besseren Lösung als bisher zuzuführen. Die Berechnung und Konstruktion der Propeller weicht im übrigen nicht von der für Überseefahrzeuge ab.

Da auch der  $\swarrow$ -Widerstand wegen der zahlreichen ungünstig wirkenden Anhänge unverhältnismäßig groß ist, so ist im allgemeinen eine sehr ungünstige Ausnutzung der  $\swarrow$ -Maschinenanlage die Folge.

Der Konstrukteur muß sich daher in ihrer Bemessung große Zurückhaltung auferlegen. Größere  $\swarrow$ -Geschwindigkeiten als etwa 12 kn werden sobald nicht

<sup>1)</sup> Turquoise ist Einhüllen-, Arago Zweihüllenboot.

Wirklichkeit werden. Da die höchsten  $\swarrow$ -Geschwindigkeiten meist mit der einstündigen Entladung der Batterie erzielt werden, so ist der Fahrtbereich in Seemeilen

Tabelle VIII.

Strom in Kilowatt			Kapazität in Kilowatt-Std.			Kapazität in Watt auf 1 kg Zelle			Entladezeit		
UB 60	franz.	UC 44	UB 60	franz.	UC 44	UB 60	franz.	UC 44	UB 60	franz.	UC 44
77	55	64,5	1540	1206	1290	27	21,6	29	20 <sup>h</sup>	21 <sup>h</sup> 56'	20 <sup>h</sup>
342	220	289,4	1026	832	865	18	14,74	19,4	3 <sup>h</sup>	3 <sup>h</sup> 47'	3 <sup>h</sup>
632	430	533	632	688	533	11	12,18	12	1 <sup>h</sup>	1 <sup>h</sup> 36'	1 <sup>h</sup>

Tabelle IX. Leistungswerte der Batterie eines französischen U-Boots der Pluviose-Klasse.

Strom in Ampere . . . . .	2 × 122,5	2 × 881	2 × 2400
Spannung in Volt . . . . .	130	119	216
Leistung in PS <sub>e</sub> . . . . .	50	287	700
$\swarrow$ -Geschwindigkeit in Knoten	3	6	9

Angaben über eine große italienische Zelle<sup>1)</sup>:

Kapazität in Amp.-Std.	Entladezeit
12 000	20
7 000	3
5 000	1

selten größer als die Höchstgeschwindigkeit in Knoten (Sm/st). Er steigt bei 4 bis 5 kn  $\swarrow$ -Geschwindigkeit bei fast allen U-Booten mittlerer Größe auf etwa 80 Sm. Nachstehend als Beispiel einige Daten der Akkumulatoren eines französischen U-Bootes vom Pluviose-Typ und der deutschen Boote UB 60 und UC 44.

## H. Bewaffnung.

**a) Torpedobewaffnung.** Der Torpedo ist die Hauptwaffe des U-Fahrzeugs. Er ist selbst ein U-Boot im Kleinen, und auch seine Stärke ist die Unsichtbarkeit.

Für den U-Boots-Konstrukteur ist die Torpedobewaffnung in mehrfacher Beziehung unbequem. Sie wiegt zwar wenig, beansprucht aber viel Raum und vermehrt infolge der Durchdringungen der Außenhaut den Schiffswiderstand. Jeder Schuß erleichtert das U-Fahrzeug beträchtlich, bedingt also einen augenblicklich wirksamen Gewichtsausgleich. Auch dieser beansprucht Raum und Gewicht. Es ist nicht nur das Torpedogewicht auszugleichen, sondern auch das Umhüllungswasser des Torpedos im Rohr im Boot mitzuführen, da beim Öffnen des Rohres nach außen sonst das Boot durch Fluten des Rohres schwerer werden würde.

Infolge dieser Schwierigkeit haben Franzosen und Russen einen wesentlichen Teil ihrer Bewaffnung nach außenbords an Deck verlegt. Hier spielt weder der Gewichtsausgleich noch der Raumbedarf eine Rolle. Der Torpedo wiegt bei  $\swarrow$ -Fahrt soviel als er verdrängt, er bedarf also keines Gewichtsausgleiches.

Die Nachteile sind: unsicherer Schuß, mangelhafte Konservierbarkeit. Vorteile: große Torpedozahl und Breitseitschuß.

Innen liegende Rohre werden als Bug-, Heck- und Breitseitrohre (englische E-Klasse) verwendet. Deutsche und Amerikaner haben bis zu vier Bugrohren und zwei Heckrohren angewendet. Hinter den Rohren muß der Raum zum Laden freigehalten werden. Breitseitrohre werden als Seitendeckelrohre ausgeführt, ihre Ladung erfolgt von oben. Sämtliche Rohre müssen für die größte Tauchtiefe druckfest sein für den Fall, daß bei nach außen geöffneten Rohren das Boot auf große Tiefe fällt.

<sup>1)</sup> Campagna: La Nave subacquea.

Außen liegende Rohre können vollständig geschlossen und schwenkbar sein (Lake-Konstruktion auf „Seal“) oder nur als Rahmen- oder Gitterrohre ausgebildet werden: Drzewiecki-Apparat und französisches Gitterrohr. Sie müssen gegen Seeschlag und sonstige äußere Beanspruchungen durch entsprechende Ausbildung der Decksaufbauten geschützt werden.

Gewicht eines 45 cm-Torpedos 5,2 m lang 800 kg, eines 50 cm-Torpedos 6,0 m lang 1000 kg und eines gleichen von 7,0 m Länge 1300 kg.

**b) Die Geschützbewaffnung** tritt an Bedeutung zurück und ist dem U-Boot wesensfremd. Ihre Bedienung bedingt Auftauchen des Bootes. Dabei setzt es sich der feindlichen Gegenwirkung aus und gefährdet damit seine Tauchklarheit.

Da beklappbare Geschützlafetten nur bei kleineren Kalibern verwendbar sind und manche Nachteile für das Geschütz haben, so stehen letztere gewöhnlich fest an Deck und vermehren damit den  $\swarrow$ -Schiffswiderstand beträchtlich. Infolge des niedrigen Freibords der U-Boote ist zudem die Geschützbedienung nur bei einigermaßen ruhiger See möglich.

**c) Minenbewaffnung.** Die Minen werden entweder an Deck gefahren und mittels Wagen über das Heck geworfen wie bei den  $\nearrow$ -Minenlegern (russische U-Boote) oder wie auf den deutschen UC-Booten in schrägen, den Druckkörper durchdringenden offenen Schächten aufgehängt, aus denen sie frei nach unten fallen. Die erste Anordnung gestattet die Verwendung einer größeren Zahl von Minen. Sie erfordert aber einen komplizierten Bewegungsmechanismus, der frei im Außenwasser Rost und Verschmutzung ausgesetzt ist. Die deutsche Einrichtung beschränkt zwar die Zahl, dafür liegen aber die Minen sehr geschützt, die Auslöseinrichtung ist einfach und liegt im Boot an trockener Stelle. Die Schächte geben allerdings einen Verdrängungsverlust. Die deutsche Marine hat noch ein zweites System (D.R.P. Werner - Gaede - Keding<sup>1)</sup>) angewendet. Im Heck sind zwei röhrenförmige Schleusen eingebaut, die mehrere Minen zugleich aufnehmen können und die eine fortlaufende Folge von Minenabwürfen gestatten. Vor den Schleusen sind im Boot Lagergerüste eingebaut, die in mehreren übereinander angeordneten Lagen den Minenvorrat aufnehmen. Der Vorteil dieser nur für Boote von 700 t und mehr Verdrängung möglichen Anordnung besteht in der trockenen Lagerung der Minen, die bis kurz vor dem Ausstoß nachgesehen und reguliert werden können.

Da die Minen mit Untertrieb geworfen werden, so sind Ausgleichsbehälter vorzusehen, damit Gewicht und Trimm gehalten werden. Gewicht einer schweren Mine in der Luft  $\approx$  800 kg, im Wasser  $\approx$  300 kg. Außenmaße: Höhe  $\approx$  1800 mm, Durchmesser  $\approx$  900 mm.

## J. Festigkeit des Druckkörpers<sup>2)</sup>.

Wir haben es mit einem zunächst zylindrisch angenommenen Hohlkörper zu tun, der unter äußerem Druck steht. Wir nehmen an, daß dieser Druck überall gleich groß ist, obwohl dies nicht genau zutrifft, da der hydrostatische Wasserdruck infolge der endlichen Größe des Durchmessers an Ober- und Unterseite verschieden ist. Die zahlenmäßige Berechnung dieses Einflusses ergibt jedoch beim Kreiszyylinder eine ganz unwesentliche Herabsetzung der Festigkeit, der durch Wahl des Sicherheitsgrades Rechnung getragen werden kann. Bei größeren Abweichungen von der Kreisform sind die Biegemomente, die durch diese Abweichungen hervorgerufen werden, ein Vielfaches derjenigen, die aus dem ungleichmäßigen Wasserdruck sich ergeben, letztere können also vernachlässigt werden. Desgleichen sind Zylinder und Spanten gewichtslos angenommen, weil auch dieser Einfluß gegen den des äußeren Wasserdrucks gänzlich zurücktritt.

<sup>1)</sup> Der Verfasser und zwei Ingenieure der U-Boots-Inspektion.

<sup>2)</sup> S. d. Arbeit: K. v. Sanden u. K. Günther: Über das Festigkeitsproblem querversteifter Hohlzylinder. Werft Reederei Hafen 1920.

## Bezeichnungen.

- $D$  = äuß. Durchmesser des Druckkörpers,  
 $R$  = äuß. Radius des Druckkörpers,  
 $s$  = Blechdicke des Mantels,  
 $l$  = freitragende Länge des Mantels,  
 $F$  = Querschnitt des Spantprofils,  
 $b$  = Auflagerbreite des Mantels auf dem Spantprofil.  
 $k_d$  = zul. Druckbeanspruchung,  
 $k_z$  = zul. Zugbeanspruchung,  
 $k$  = zul. Gesamtbeanspruchung,  
 $\sigma_d$  = ideelle Druckspannung,  
 $\sigma_z$  = ideelle Zugspannung,  
 $\sigma_o$  = ideelle Gesamtspannung,  
 $\tau$  = Schubspannung,  
 $m$  = Querkontraktionszahl (10/3),  
 $n$  = Anzahl der Beulen bei Überschreitung der Knickgrenze,  
 $B$  = Beulenbreite =  $\frac{D\pi}{n}$ ,  
 $\vartheta$  = Zentriwinkel für einen Bogen des Zylindermantels,  
 $p_a$  = äußerer Wasserdruck in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $p_k$  = Einknickungs- oder Einbeulungsdruck in  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $\odot$  = Sicherheitsgrad gegen Einbeulen, Einknicken oder Fließen,  
 $x$  = Richtung längsschiffs (axial),  
 $y$  = Richtung querschiffs (tangential),  
 $z$  = Richtung lotrecht dazu,  
 $u$  = elastische Durchsenkung des Mantels (radial nach innen gerechnet),  
 $E$  = Elastizitätsmodul des Baustoffs,  
 $J$  = Trägheitsmoment (allgemein),  
 $\varphi$  = (bei Konen) der Neigungswinkel der Erzeugenden zur  $x$ -Achse.

## 1. Unendlich langer Kreiszyylinder ohne Versteifungen.

Die reine Druckbeanspruchung im Mantel querschiffs ist

$$\sigma_d = \frac{R \cdot p_a}{s}, \quad (1a)$$

längsschiffs

$$\sigma'_d = \frac{R \cdot p_a}{2s}, \quad (1b)$$

also halb so groß wie querschiffs. Für genügende Festigkeit des Mantels muß auf alle Fälle  $\sigma_d \leq k_d$  sein; aber diese Bedingung ist noch nicht hinreichend, da die Möglichkeit besteht, daß der Mantel „einknickt“, d. h. durch längslaufende Faltung zusammenklappt. Die kritische Belastung hierfür ist:

$$p_k = \frac{3 m^2 \cdot E \cdot J}{(m^2 - 1) R^3};$$

setzt man darin  $J$  für das unversteifte Blech und auf 1 cm. der Zylinderlänge

$$= \frac{s^3}{12}, \quad \text{dann} \quad p_k = \frac{m^2 E s^3}{(m^2 - 1) 4 R^3} \quad (2a)$$

oder für Flußeisen ( $m = \frac{10}{3}$ ):

$$p_k = 3,27 \frac{EJ}{R^3} \quad \text{bzw.} \quad = 0,273 \frac{E s^3}{R^3}. \quad (2b)$$

## 2. Kreiszyylinder ohne Verstärkungen mit Endböden.

### 1. Mantel.

Länge =  $l$ ,

Druckbeanspruchung wie zu a).

Knickgrenzbelastung nach R. v. Mises<sup>1)</sup>, solange  $\sigma_d$  für  $p_a = p_k$  in Gl. (1 a) innerhalb der Proportionalitätsgrenze bleibt:

$$p_k = \frac{E}{(n^2 - 1) \left[ 1 + \left( \frac{n \cdot l}{\pi \cdot R} \right)^2 \right]^2} \frac{s}{R} + 0,73 E \left[ (n^2 - 1) + \frac{2n^2 - 1,3}{1 + \left( \frac{n \cdot l}{\pi \cdot R} \right)^2} \right] \frac{s^3}{8 R^3}, \quad (3)$$

worin für  $n$  diejenige ganze Zahl zu setzen ist, die  $p_k$  zu einem Kleinstwert macht. Man erkennt, daß mit abnehmender Rohrlänge  $l$  die Beulenzahl  $n$  schnell zunimmt.

Für  $l = \infty$ , also Fall a), geht die Formel über in

$$p_k = 0,73 E (n^2 - 1) \frac{s^3}{8 R^3} \quad (4)$$

und für  $n = 2$  in Gleichung (2b) über.

Gleichung (3) gibt für die Praxis zu große Werte, da infolge der unvermeidlichen Abweichungen von der Kreisform die theoretischen Voraussetzungen nicht voll erfüllt werden können. Nach Versuchen der Germania-Werft und der R.-W. in Danzig geht man sicher, wenn für Blechdicken bis 5 mm  $p_k$  nach Gleichung (3) mit dem Beiwert 0,4, von 5 bis 7 mm mit 0,5 und über 7 mm mit 0,6 multipliziert wird<sup>2)</sup>.

### 2. Böden.

Die Stirnwände der Endböden des Druckkörpers sind gewöhnlich als Kugelschalen mit gekrempten Böden ausgebildet. Mangels einer einwandfreien Theorie für Kugelschalen, die unter äußerem Druck stehen, muß man sich mit den Bachschen Formeln begnügen (s. Hütte, Bd. II, S. 87/88. 1915). Man bestimmt das Verhältnis  $\frac{R}{s}$  ( $R$  = Krümmungshalbmesser der Haube) aus den Gleichungen

$$k_0 = \frac{p_k \cdot R}{2 s} \quad (k_0 = \text{Materialanstrengung für } p_k), \quad (5)$$

$$k_0 = 2600 - 115 \sqrt{\frac{R}{s}}. \quad (6)$$

$p_k$  setzt man =  $\mathcal{C} \cdot p_a$  ( $\mathcal{C}$  = Sicherheitsgrad).  $k_0$  darf  $\frac{k}{0,4}$  nicht überschreiten, wo  $k$  die zulässige Materialanstrengung bedeutet, die sich aus  $k = \frac{p_a R}{2 s}$  ermittelt. Ebene Böden werden wie Schotten berechnet (s. S. 496).

### 3. Kreiszyylinder mit Verstärkungen (Spanten).

$$\Sigma F = F + b \cdot s.$$

Druckbeanspruchung: querschiffs

$$\sigma_d = \frac{(l + b) R \cdot p_a}{l s + \Sigma F}. \quad (7)$$

$\sigma_d$  ist nur ein Mittelwert, da die Ringspannung infolge der Stützung durch die Spanten überall verschieden ist. Sie kann bei genügender Spantentfernung den Wert der Gl. (1 a) annehmen, und zwar zuerst mitten zwischen den Spanten.

<sup>1)</sup> Z. V. d. I. Bd. 58, S. 750 f.

<sup>2)</sup> Gümbel hat in Schiffbau Jg. 18, Nr. 12, eine Annäherungsformel für die Knickgrenzbelastung entwickelt, die aber erst noch durch weitere Versuche gestützt werden muß.

Druckbeanspruchung: längsschiffs

$$\sigma'_d = \frac{R \cdot p_a}{2s} \quad (8)$$

Die spezifische kritische Knicklast des Spanttrings ist

$$p_k = \frac{3m^2}{(m^2 - 1)} \frac{EJ}{R^3(l + b)}, \quad (9)$$

wo  $J$  = Trägheitsmoment von  $\Sigma F$  ist. Hierbei ist angenommen, daß das Spantprofil nebst Mantelblechstreifen  $b$  den auf der Strecke  $l + b$  lastenden Wasserdruck aufnimmt, der Blechmantel zwischen den Spanten also nicht trägt.

Der Sicherheitsgrad  $\mathcal{S} = \frac{p_k}{p_a}$  sollte nicht über 3 und nicht unter 2 gewählt werden mit Rücksicht auf die tatsächlich vorhandene Ungleichheit des Wasserdrucks oben und unten sowie die vernachlässigten Biegemomente, die sich aus den Innenlasten ergeben. Bei Beurteilung dieser Zahl ist zu berücksichtigen, daß der Mantel auch zwischen den Spanten etwas mit trägt<sup>1)</sup> und in Wirklichkeit kein völlig freier Kreisring vorhanden ist, sondern die Spanten in den Bauteilen des Außenkörpers beim Zweihüllenboot und der Innenballastbehälter beim Einhüllenboot eine beträchtliche Stützung erfahren.

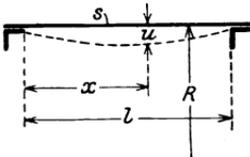


Abb. 679.

Für den Einknickungsdruck des Blechmantels zwischen zwei aufeinanderfolgenden Versteifungen s. 1. letzter Satz.

Diese Gleichung ist das Ergebnis einer reinen Knickbetrachtung; wenn auch die Praxis die Vorbedingungen der Theorie nicht erfüllen kann und stets nicht unerhebliche Abweichungen an der Kreisform vorhanden sein werden, so zeigt sich doch, daß die sich aus Gl. (3) ergebende Beulenzahl in Wirklichkeit sehr gut mit der Theorie übereinstimmt, daß sie aber auch für den Einbeulungsdruck bei Anwendung der obengenannten Beiwerte gute Werte liefert. Wie bei jeder Knickrechnung ist aber hierbei stets Bedingung, daß nicht etwa, um den berechneten Einbeulungsdruck zu erreichen, an irgendeiner Stelle des Blechmantels die Proportionalitätsgrenze überschritten werden müßte. Ist dies aber der Fall, so leitet nicht der Knickvorgang (Einbeulung) die Zerstörung ein, sondern jene zu hoch getriebene Beanspruchung, die daher zu berechnen ist.

Die in Gl. (7) errechnete Spannung  $\sigma_a$  gibt als Mittelwert nur eine rohe Annäherung. Nach den Untersuchungen von R. Lorenz<sup>2)</sup> und von Sanden<sup>3)</sup> ist die Spannung die maßgebende, die an den Spantkanten in Richtung der Zylinderachse auftritt, und die sich zusammensetzt a) aus der gemäß Gl. (8) sich ergebenden Druckspannung  $\sigma'_d$  und b) einer Biegeanstrengung  $\sigma_b$ . Für die Bestimmung  $\sigma_b$  geht man von der Gleichung des elastischen Gleichgewichtes dünner Zylinderschalen aus, die R. Lorenz<sup>2)</sup> für Innendruck aufgestellt und von Sanden<sup>3)</sup> unter Berücksichtigung des axial wirkenden Stirndruckes erweitert hat.

In der Form

$$\frac{d^4 u}{dx^4} + \frac{m^2 - 1}{m^2} \cdot \frac{12u}{R^2 s^2} - \frac{m^2 - 1}{m^2} \cdot \frac{12 p_a}{E s^3} = 0$$

<sup>1)</sup> Um wieviel der Spant hierdurch entlastet wird, läßt sich zwar nach der Theorie von Lorenz u. Sanden (s. w. u.) in jedem Einzelfalle angeben, es ist aber einfacher und für die Praxis ausreichend, diesen Einfluß im Sicherheitsgrad auszudrücken.

<sup>2)</sup> Z. V. d. I. Bd. 52, S. 1706 u. Bd. 54, S. 1397.

<sup>3)</sup> Z. V. d. I. Bd. 54, S. 2061. Soweit noch nicht veröffentlicht, wurden sie in der IV. Auflage mit Erlaubnis des Herrn v. Sanden abgedruckt.

lag sie bereits in der Elastizitätstheorie vor (Enzykl. d. math. Wissenschaft Bd. 4; Stodola: Dampfturbine. Berlin 1910; vgl. Pöschl und Terzaghi: Berechnung von Behältern. Berlin 1913). von Sanden erweitert sie in

$$\frac{d^4 u}{dx^4} + \frac{m^2 - 1}{m^2} \frac{12 u}{R^2 s^2} - \frac{2m - 1}{2m} \frac{(m^2 - 1)}{m^2} \frac{12 p_a}{E s^3} = 0. \quad (11)$$

Man erkennt, daß sich der Einfluß des Stirndrucks nur durch Hinzufügung des Beiwerts  $\frac{2m - 1}{2m}$  geltend macht.

von Sanden findet durch Integration von Gl. (11)<sup>1)</sup>:

$$\sigma_b = \sqrt{\frac{3 m^2}{m^2 - 1} \left( \frac{2m - 1}{2m} - \frac{b \cdot s}{F + b s} \right) \frac{L \cdot R p_a}{(1 + \beta) s}}, \quad (12)$$

darin bezeichnet:

$$-L = \frac{\sin \alpha l - \sin \text{hyp. } \alpha l}{\sin \alpha l + \sin \text{hyp. } \alpha l}; \quad \beta = \frac{2 N \cdot s}{\alpha (F + b s)};$$

worin:

$$\alpha = \sqrt[4]{\frac{m^2 - 1}{m^2} \frac{3}{R^2 s^2}}$$

und

$$-N = \frac{\cos \alpha l - \cos \text{hyp. } \alpha l}{\sin \alpha l + \sin \text{hyp. } \alpha l}.$$

Für  $N$  und  $L$  siehe Abb. 680.

Für  $m = \frac{10}{3}$  (Flußeisen) wird  $\sqrt{\frac{3 m^2}{m^2 - 1}} = 1,815$  und  $\frac{2m - 1}{2m} = 0,85$ .

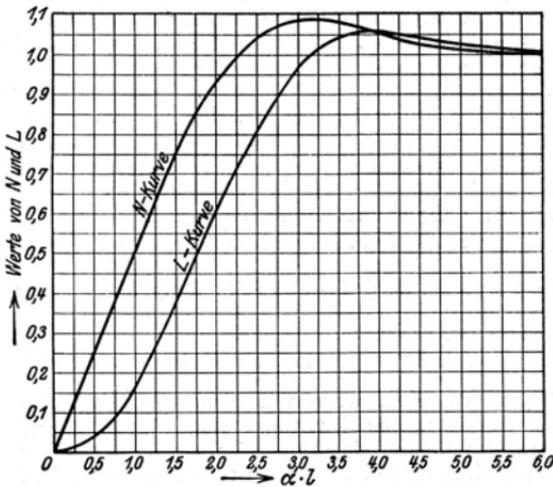


Abb. 680.

Aus Abb. 680 geht hervor, daß, wenn  $\alpha l > 6$  wird,  $N$  und  $L = 1$  werden. Das besagt, daß über diesen Grenzwert hinaus die Veränderung von  $l$  keinen Einfluß auf  $\sigma_b$  übt. Die Gesamtspannung ist

$$\sigma = \sigma_b + \sigma'_d. \quad (13)$$

<sup>1)</sup> F. Horn hat als erster die wellenartige Verzerrung der Druckkörper untersucht.

Wird in Gleichung (12) der Spantquerschnitt  $F = \infty$  gesetzt, so ergeben sich die Beanspruchungen an den Schotten.

$$\sigma_b \text{ am Schott} = \sqrt{\frac{3m^2}{m^2-1} \frac{2m-1}{2m} \cdot \frac{L \cdot R p_a}{s}} \text{ oder } m = \frac{10}{3} \text{ gesetzt.}$$

$$\sigma_b = 1,55 \frac{R p_a}{s} L. \quad (14)$$

$$\text{Für } L = 1 \text{ wird } \sigma = 2,05 \frac{R p_a}{s}.$$

Der Zusammenhang und die gegenseitige Abgrenzung der unter a) bis c) erläuterten Gleichungen wurde zum ersten Male von von Sanden kritisch beleuchtet und dadurch die Widersprüche aufgeklärt, in denen die Ergebnisse der einzelnen Gleichungen zu stehen scheinen. So wurde aus dem Problem des genügend sicheren Druckkörpers das des Druckkörpers gleicher Festigkeit.

Rechnungsverfahren für kreiszylindrische Druckkörper.

$s$  und  $l$  werden aus der Erfahrung zunächst angenommen.  $s \sim \frac{150 \text{ bis } 180}{R}$ ,  $l \sim \frac{R}{3 \text{ bis } 5}$ ,  $b$  wird für  $s$  und die zugehörige Nietstärke angenommen (60 bis 75 mm), dann  $J$  aus Gl. (9) ermittelt, wobei  $p_k$ - (Spant) =  $\mathcal{C} \cdot p_a$  zu setzen, wenn  $\mathcal{C}$  der Sicherheitsgrad gegen Einknicken  $\geq 2$  ist.

Zur Berechnung des Blechmantels bediene man sich der Gl. (3) mit dem Berichtigungsbeiwert 0,4 bis 0,6. Der sich daraus ergebende Wert von  $p_k$ , für den die Beulenzahl  $n$  ein Kleinstwert wird, ist der voraussichtliche Einbeulungsdruck des Blechmantels. Wird für dies  $p_k$  die Gesamtspannung  $\sigma$  aus Gl. (12) und (13) ( $p_a = p_k$  gesetzt)  $\geq 1900 \text{ kg/cm}^2$ , so gilt die Gl. (3) nicht mehr, sondern eben die Gl. (13) ist maßgebend. Sollte  $\alpha l \geq 6$  werden, so besagt das nicht etwa, daß  $l$  beliebig groß genommen werden kann, sondern nur, daß  $\sigma_b$  nicht mehr durch eine Veränderung von  $l$  beeinflusst wird.  $l$  kann mit Rücksicht auf das Spantprofil [vgl. Gl. (9)] nicht beliebig verändert werden. Je größer außerdem der Querschnitt des Spantprofils gewählt wird, desto größer wird wiederum  $\sigma_b$ . Aus dieser Wechselbeziehung ergibt sich, daß die Rechnung auf eine Interpolation aus mehreren Berechnungsergebnissen hinausläuft.

$p_k^{(\text{Blech})}$  aus Gl. (3) mit Beiwert muß stets kleiner als  $p_k^{(\text{Spant})}$  aus Gl. (9) werden, damit sichergestellt ist, daß das Spant nach dem Blech einknickt. Man wählt

$$\frac{p_k^{(\text{Spant})}}{p_k^{(\text{Blech})}} \geq 1,1. \text{ Daraufhin ist } J \text{ des Spants nachzuprüfen. Es ist zweckmäßig,}$$

$E$  nicht über  $2\,000\,000 \text{ kg/cm}^2$  zu setzen.

Ist die Blechdicke nach Gl. (12) und (13) ermittelt, so ist  $p_k^{(\text{Blech})} = p_a \frac{3000}{\sigma}$ , worin  $3000 \text{ kg/cm}^2$  die Fließgrenze von Siemens-Martin-Flußeisen bedeutet.  $p_k$  ist in diesem Falle kein Einknickungs-, sondern ein Grenzdruck, bei welchem die Zerstörung durch Fließen eingeleitet wird.

$\sigma$  soll im allgemeinen  $\leq 1900 \text{ kg/cm}^2$  sein; nur dann liefert Gl. (3) zuverlässige Werte. Ergibt die Rechnung einen zu niedrigen Einbeulungsdruck, so ist in erster Linie die Spantentfernung  $l$  zu verkleinern, in zweiter Linie die Blechdicke zu erhöhen.

Ergibt sich aus Gl. (13) ein zu großes  $\sigma_0$  beim Schott für das gewählte  $s$ , so genügt es, lokale Verstärkungen daselbst durch Auflegen von Dopplungen auf den Mantel oder näheres Heranrücken der Spanten an das Schott oder beides vorzunehmen. Sonst würde an den Schotten die erste Einbeulung des Mantelblechs eintreten.

**4. Zylinder mit aus Kreisbögen bestehender Querschnittsform mit Stützen<sup>1)</sup>.**

Besteht ein Zylinderquerschnitt aus mehreren Kreisbogenstücken (s. Abb. 681), deren Endpunkte in Gelenken oder fest eingespannt gelagert sind, so sind die Spantprofile wie folgt zu ermitteln [vgl. Gl. (4)]:

$$p_k = (n^2 - 1) \frac{E \cdot J}{R^3(l + b)} \frac{m^2}{(m^2 - 1)} \cdot \quad (15)$$

Für gelenkige Lagerung ist  $n = \frac{2\pi}{\vartheta}$ ,

für fest eingespannte Lagerung ist  $n = \frac{3\pi}{\vartheta}$  (vgl. Abb. 682).

Der Blechmantel wird wie unter c) berechnet.

**5. Zylinder mit beliebig geformten Spanten.**

Entweder verfährt man nach Hurlbrinks<sup>2)</sup> graphischer Methode oder nach Mayer - Mitas<sup>3)</sup> analytischem Verfahren.

a) Graphisches Verfahren<sup>4)</sup>.

Der Querschnitt habe die in Abb. 683 dargestellte Form. Es wird vorausgesetzt, daß seine Dicke klein gegenüber dem Durchmesser ist. Man denkt sich den Ring am Punkte P aufgeschnitten und stellt die Gleichgewichtsbedingungen für diesen Punkt fest.

Dann ist das Biegemoment in P bezogen auf P<sub>0</sub>

$$M = X_{(y_0 - y)} + Y_{(x - x_0)} + M_e - p_a \cdot \frac{s^2}{2} \cdot \quad (1)$$

Zur Ermittlung der unbekanntenen Kräfte und Momente X, Y und M<sub>e</sub> stellt man die Formänderungsbedingungen für den Punkt P auf:

1. die Winkeländerungen  $\Sigma \beta = 0$ ,
2. die Durchbiegungen in x- und y-Richtung,

<sup>1)</sup> Vgl. Schiffbau Jg. 0, Nr. 14 bis 17, Hurlbrink: Festigkeitsberechnung von röhrenartigen Körpern, die unter äußerem Druck stehen.

<sup>2)</sup> Hurlbrink: a. a. O.

<sup>3)</sup> Mayer - Mita: Z. V. d. I. Bd. 58, Nr. 49f.

<sup>4)</sup> Nachstehende Darstellung verdankt Verf. Dipl.-Ing. Karl Günther.

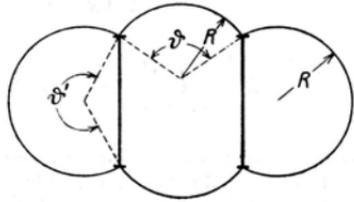


Abb. 681.

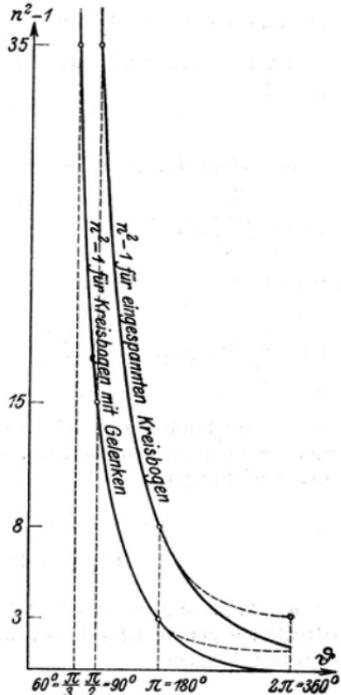


Abb. 682.

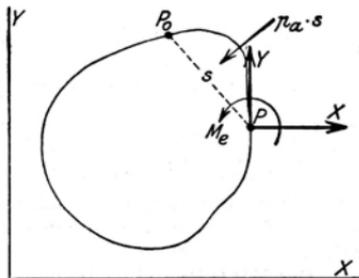


Abb. 683.

$$\Sigma \Delta x = 0 \quad \text{und} \quad \Sigma \Delta y = 0,$$

$$\Sigma \beta = \int_0^L \frac{M}{EJ} ds, \quad \Sigma \Delta x = \int_0^L \beta dy, \quad \Sigma \Delta y = \int_0^L \beta dx, \quad (2)$$

wenn  $L$  die Länge des abgewickelten Ringes ist.

Daraus ergibt sich das graphische Verfahren wie folgt:

Es werde der Umfang des Ringes abgewickelt und von einem Punkte  $P_0$  aus in eine Anzahl gleiche Teile geteilt. Über dem Umfang trage das jeweilige  $J$  des Ringes auf und bilde die drei Momentenlinien der zunächst willkürlich angenommenen Kräfte  $X'$  und  $Y'$ :  $X'_{(y-y_0)}$  und  $Y'_{(x-x_0)}$  sowie  $p_a \frac{s^2}{2}$ .  $M_c$  ist unveränderlich und wird zunächst willkürlich zu  $M'_c$  angenommen.

Es sei

$$X = \xi X', \quad Y = \eta Y', \quad M_c = \zeta M'_c. \quad (3)$$

Bilde sodann für diese drei Momente die drei Linien  $\frac{M}{J}$ , zeichne ihre Integrallinien  $\int_0^L \frac{M}{J} ds$ , dann erhält man die erste Gleichung der Unbekannten  $\xi$ ,  $\eta$  und  $\zeta$ :

$$\frac{1}{E} \xi \int_0^L \frac{X'_{(y-y_0)}}{J} ds + \frac{1}{E} \eta \int_0^L \frac{Y'_{(x-x_0)}}{J} ds + \frac{1}{E} \zeta \int_0^L \frac{M'_c}{J} ds - \frac{p_a}{2E} \int_0^L \frac{s^2}{J} ds = 0. \quad (4)$$

Die so entstandenen  $\beta$ -Linien werden über der  $x$ - und  $y$ -Projektion des Ringes aufgetragen und ausplanimetriert. Daraus ergeben sich gemäß Gl. (2) die übrigen beiden Gleichungen:

$$\xi \Delta x_1 + \eta \Delta x_2 + \zeta \Delta x_3 + \Delta x_4 = 0, \quad (5)$$

$$\zeta \Delta y_1 + \eta \Delta y_2 + \zeta \Delta y_3 + \Delta y_4 = 0. \quad (6)$$

Nach Auflösung dieser Gl. (4 bis 6) für  $\xi$ ,  $\eta$  und  $\zeta$  sind die wirklichen Momentenlinien gemäß Gl. (3) zu zeichnen. Ist  $J$  unveränderlich, so tritt es vor das Integralzeichen.

#### b) Analytisches Verfahren.

$ds$  sei ein Bogenelement der neutralen Faser, so ist  $de = \frac{ds}{EJ}$  die Biegsamkeit des Elements  $ds$ . Die Biegsamkeit des ganzen Ringes ist  $e = \int_0^L \frac{ds}{EJ}$ .

Das Integral ist graphisch als Mantelfläche eines Zylinders darzustellen, der entsteht, wenn man die Werte  $\frac{1}{EJ}$  über der neutralen Faser des Mantels aufträgt (s. Abb. 684).

Es gelten folgende Sätze:

1. Für einen unter gleichförmigem Druck  $p_a$  stehenden Ring besteht ein für die Beurteilung seines Spannungszustandes wichtiger Kreis, der „Knotenkreis“.

2. Der Mittelpunkt dieses Kreises  $C$  hat in bezug auf die Hauptträgheitsachsen der „Biegsamkeit“ die Koordinaten (s. Abb. 686).

$$a = \frac{\int_0^L \varrho^2 x \, de}{2 \int_0^L x^2 \, de}; \quad b = \frac{\int_0^L \varrho^2 y \, de}{2 \int_0^L y^2 \, de} \quad (L = \text{Länge des abgewickelten Ringes}). \quad (1)$$

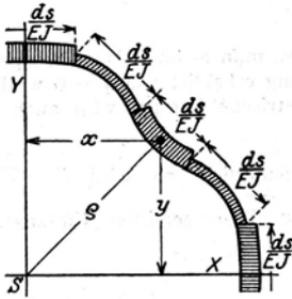


Abb. 684.

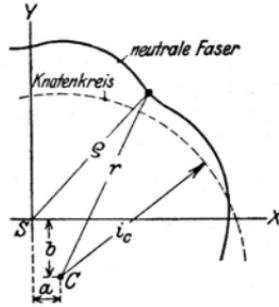


Abb. 685.

Koordinatenanfangspunkt sei der Schwerpunkt S der Biegsamkeit. Die Richtungen von  $x$  und  $y$  sind durch die Richtung der Trägheitshauptachsen der Biegsamkeit gegeben.

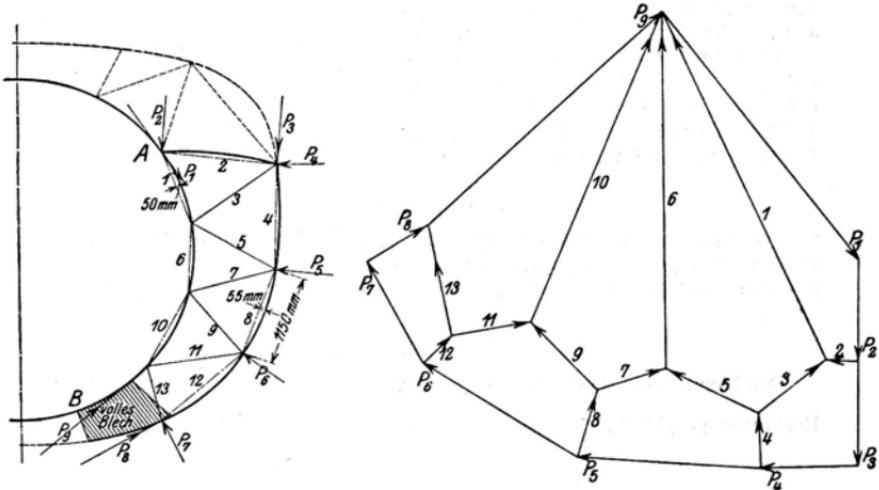


Abb. 686. Graphische Ermittlung der Stabkräfte eines Fachwerkspants.

Der Halbmesser ist

$$i_c = \sqrt{i_p^2 + a^2 + b^2}, \quad (2)$$

wo  $i_p$  den polaren Trägheitsradius der Biegsamkeit in bezug auf ihre Schwerachse bedeutet.

Zur Bestimmung dieser Größen zerlegt man den Umfang der neutralen Faser des Ringes in  $n$  gleiche Teile, ermittelt für jeden Teil das zugehörige  $\frac{1}{EJ}$  und denkt sich diese Größen als Massenteile auf den Umfang der neutralen Faser

verteilt (s. Abb. 685). Darauf berechnet man den Schwerpunkt  $S$  und den polaren Trägheitsradius  $i_p$  der Biegsamkeit, d. h. des als Zylindermantel gedachten Gebildes in bekannter Weise.

3. Das Biegemoment an jeder beliebigen Stelle ist

$$M_b = \frac{p_a l}{2} (i_c^2 - r^2) \quad (\text{vgl. Abb. 685}), \quad (3)$$

( $l$  = Spantentfernung).

Für symmetrische Querschnitte, mit denen man es im U-Bootsbau gewöhnlich zu tun hat, vereinfacht sich die Rechnung erheblich, da  $a = 0$  wird. Für eine Ellipse oder sonstige zweiachsige-symmetrische Formen wird auch  $b = 0$  und dann wird  $i_c = i_p$ .

Ist auch  $J$  über den Umfang unveränderlich, so wird  $i_c^2 = \frac{\sum r^2 \Delta s}{2 \pi r}$   
 $= \frac{\sum r^2}{n} \left( \Delta s \text{ ist ein Bogenstück des in } n \text{ Teile geteilten Umfangs, also} \right.$   
 $\left. = \frac{2 \pi r}{n} \right).$

Ist das Spant als Fachwerkträger ausgebildet, so sind die Stabkräfte graphisch zu ermitteln (Abb. 686). Die Belastung auf die Längeneinheit des Umfangs ist  $= p_a \cdot l$  zu setzen. Die auf die Strecken zwischen zwei Knotenpunkten kommenden Lasten sind auf diese zu gleichen Hälften als Einzellasten zu verteilen. In den Knotenpunkten werden Gelenke angenommen. Die gebogenen Stäbe werden zunächst als Gerade angesehen und zum Schluß auf Biegung bzw. Knickung berechnet.

Die Haut zwischen den Spanten wird wie unter c) berechnet mit der Annahme, daß  $R$  für eine gewisse Strecke unverändert bleibt. Da dies nicht zutrifft, muß dem dadurch Rechnung getragen werden, daß man für  $R$  stets den größten Krümmungshalbmesser einsetzt. Sind die Spanten sehr hoch oder Fachwerkträger, dann setzt man am einfachsten  $F = \infty$  und rechnet mit Gl. (14).

## 6. Kegelstümpfe.

Die Spanten werden wie bisher unter c) bis e) angegeben berechnet, die Haut nach G. (3) oder Gl. (12) mit der Maßgabe, daß für  $R$  der Halbmesser zwischen zwei Spanten geteilt durch  $\cos \varphi$  eingesetzt wird [Gümbel<sup>1)</sup>].

## 7. Einzellasten.

Den Momentenverlauf zeigt Abb. 687,  $M_{\max}$  angenähert  $= \frac{Q \cdot D}{5 \text{ bis } 6}$ , genauere Rechnung graphisch. Man muß danach trachten, die Momente dadurch zu

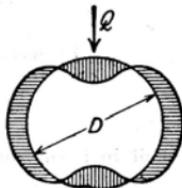


Abb. 687. Biegemomente.

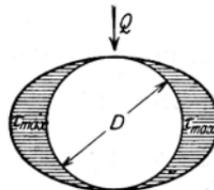


Abb. 688. Schubkräfte.

<sup>1)</sup> Schiffbau Jg. 18, Nr. 12, Gümbel: a. a. O. Der Einbeulungsdruck kreiszylindrischer Röhren mit Versteifungsringen oder Böden.

verringern, daß man die Angriffseinzelkräfte möglichst weit nach außen rückt, weil die Gegenkräfte, die durch die Schubkräfte in dem Mantel des Druckkörpers gebildet werden, dort am größten sind (s. Abb. 688).

$$\tau_{\max} = \frac{2Q}{D\pi s}$$

Man fängt daher Einzelkräfte, die auf Mitte Druckkörper angreifen, z. B. die Rückstoßkräfte eines Geschützes, am wirksamsten ab, indem man sie mit Hilfe schwerer Sichelträger, zu denen die Spanten an der betreffenden Stelle auszubilden sind, nach außen leitet.

Die Festigkeit aller übrigen Bauteile des Bootskörpers wird in der für gewöhnliche Schiffe üblichen Weise berechnet.

Die Materialabmessungen des Außenkörpers werden am besten nach denen gleich großer Torpedoboote bestimmt.

Tabelle X.

Verteilung der Gewichte nach Anteilen der Verdrängung für ein amerikanisches Boot der Electric Boat Co.

(Sogenannter Handelstyp, wahrscheinlich englische H-Klasse.)

$V_{CWL} = 430$  t, ↗-Fahrbereich 2300 Sm bei 11 kn ↗

↙-Fahrbereich 24 Sm bei 9 kn.

Schiffskörper . . . . .	35	vH
Ölmaschinen . . . . .	7,5	„
Brennstoff . . . . .	7,5	„
Elektrische Anlage mit Batterie . . . . .	29,0	„
Rohrleitungen und Hilfsmaschinen usw. . . . .	8,0	„
Bewaffnung . . . . .	4,0	„
Ballast und Ausrüstung . . . . .	9,0	„
	<u>100,0</u>	vH

Tabelle XI.

Abmessungen der Druckkörperhaut und der Versteifungen.

Name	$D_{Dr}$ m	$s$ mm	$l$ mm	Spantprofil	Tauchtiefe m
UC 5 . . . . .	3,13	10	760	└ 130 × 65 × 8	50
UB 26 . . . . .	3,85	12	775	└ 150 × 70 × 10	50
UC 44 . . . . .	3,65	11	800	└ 150 × 70 × 10	50 <sup>1)</sup>
Fiat Laurenti . .	4,1	12	600	Außenspanten Gitterträger	50
				└ 127 × 63 × 9 bzw. └ 90 × 60 × 9	
Pluiose-Kl. . . .	3,8 × 3,4	12	832	└ 95 × 60 × 8 + Gegenspant 60 × 60 × 8 nur im unteren Teil	40
L 1 . . . . .	5,1	11	457	└ 150 × 90 × 6	61

<sup>1)</sup> Erreicht 100 m.

## V. Tabelle XII. Hauptangaben

Name	Marine	$V_{FWL}$	$V_{Form}$	$V_{Dirnkt.}$	Lgr	Bgr	$T$	$H$	$D_{Dr.}$ größte	$L_{Dr.}$	$\delta_{Dr.}$	$\delta_{Boot}$	$\delta/\beta$	$L/B$
U 1	deutsch	238	294	221	42,29	3,6	3,04	3,35	2,8	32,5	—	0,51	0,618	11,75
U 2	„	346	424	291	45	5,5	2,95	3,87	3,4	39,3	0,75	0,46	0,552	8,25
U 19	„	643	900	595	64	6,1	3,6	4,55	4,0	50	0,82	0,46	0,55	10,5
UB 1	„	147	220	134	28	3,45	2,63	3,7	3,15	23,5	0,74	—	—	8,9
UC 5	„	168	225	—	33	3,13	2,72	4,1	3,13	28,5	0,84	—	—	10,8
UB 26	„	263	324	260	35	4,15	3,6	4,6	3,85	27,15	0,81	0,48	0,55	8,24
UB 60	„	516	730	468	55,5	5,76	3,17	4,55	3,9	40,10	0,815	0,52	0,586	9,42
UC 44	„	425	625	410	49	5,1	3,12	4,1	3,65	39,3	0,74	0,54	0,61	10
Fiat- <sup>1)</sup> Laurenti	italien.	700	1064	—	65	6,0	3,93	5,0	4,1	—	—	0,46	0,53	10,9
Pluviose- Klasse L 1 <sup>2)</sup>	franz.	406	554	—	52	5,4	3,08	—	3,4 $\times 3,8$ ellipt.	43,8	—	0,48	0,7	9,5
	amerik.	450	548	—	51	5,3	4,15	5,8	5,1	—	—	0,46	—	9,6

## VI. Literaturnachweis.

## 1. Geschichte, Typenfrage, Allgemeines.

1. Burgoyne: Submarine Navigation 1903.
2. Busley: Die modernen U-Boote (Schiffb. Ges. 1899).
3. Cable, Frank T.: The birth and development of the American submarine.
4. Campagna: La nave subacquea (1916).
5. Domville - Fife: Submarines of the Worlds Navies.
6. d'Equelley: Les bateaux sousmarins.
7. Farnham - Bishop: The Story of the Submarine.
8. Forest und Noalhat: Les Bateaux sousmarins (1903).
9. Gaget: La Navigation sousmarine (1901).
10. Génie Civil, 1916, S. 50: Les tendances actuelles dans la construction des sousmarins.
11. Hauff: Die unterseeische Schifffahrt, erfd. und ausgef. von W. Bauer.
12. Hay, M. F.: Secrets of the Submarine.
13. Hoar: The Submarine Torpedoboat.
14. Klein: Die Frage der Unterseebootstypen. Schiffbau 1913, S. 793 und 841.
15. Lake: Modern Submarines in War and Peace. Internat. Marine Engg. 1915/16.
16. Laubeuf, A., und H. Stroh: Sousmarins torpilles et mines.
17. Nauticus: Jahrbücher 1902, 1904, 1906 bis 1914.
18. Pesce: La navigation sousmarine.
19. Radiguer: La navigation sousmarine Paris 1911.
20. Scientific American 1917 13. I. Ideal Submarine; 1917 31. III. Twenty Years Development of the Holland Submarine; 1917 28. IV. The Multi-Tubular Submarine type Cerio.
21. Sueter: Submarine, Mine und Torpedo, London 1906.
22. Techel, H.: Der Bau von Unterseebooten auf der Germania-Werft.

<sup>1)</sup> Vgl. Abb. 644.    <sup>2)</sup> Vgl. Abb. 643.

## über U-Boote.

T/B	Gewicht des Schiffskörpers t	Gewichtsschwerpunkt über Utkk. Druckkörper	Gewicht der Maschinenanlage t	Gewichtsschwerpunkt der Maschinenanlage über Utkk. Druckkörper	WPS ↗	WPS ↙ höchste	Geschwindigkeit Sm/Std. ↗	Geschwindigkeit ↙ größte Sm/Std.	Brennstoffvorrat t	
0,84	115	—	82,5	—	400	400	9,2	8,5	22	Zweihüllenboot
0,54	135	2,0	130,0	1,6	600	630	13,2	10,0	46	„
0,59	288	2,03	235,0	1,9	1700	1200	16,0	10,0	54	„
0,84	82	1,65	28,0	—	60	125	6,5	5,5	3,5	Einhüllenboot
0,87	100	1,67	39,0	1,25	97	138	6,2	6,0	3,5	Einhüllenboot mit Minen
0,87	116	2,32	83,0	1,66	340	250	9,5	6,0	22	Zweihüllenboot
0,62	200	2,36	170,0	1,87	1100	760	14,0	8,0	34	+ 36 Reserve
0,71	172	2,06	104,0	1,70	500	460	11,5	7,0	40	Zweihüllenboot mit Minen
0,66	344	—	281,0	—	2600	1200	17—18	10,0	60	Zweihüllenboot
0,56	—	—	—	—	840	660	12—13	9,0	11	„
0,78	160	—	200	—	1200	1200	14	10,5	34 + Reserve (+ 36)	Einhüllenboot ↗-Fahrbereich 3300 Sm bei 11 kn, mit Reservbrennstoff 5800 Sm bei 11 kn.

## 2. Tauchtechnik.

23. Hovgaard, W.: The Motion of Submarine Boats in the vertical Plane. Trans. Inst. Nav. Arch. 1901.
24. Klein, M.: Grundlagen zu einer Dynamik der Unterwasserfahrt. Schiffbau XIV, Jg. 1912/13, H. 11 bis 13.
25. Schaffran, K.: Modellversuche zur Ermittlung der Fahrtstabilität von Unterseebooten. Schiffbau XVI, Jg. 1914/15, H. 9.
26. Enzyklopädie der math. Wissenschaften Bd. 4, S. 111f.

## 3. Stabilität.

27. Hovgaard, W.: Buoyancy and Stability of Submarines. Trans. Inst. Nav. Arch. 1917.
28. Laws, B. C.: Stability of Submarines. Cassiers Magazine April 1910.
29. Werner, F.: Die Stabilität der Unterseeboote während des Flutens. Marine-Rundschau August 1912.

## 4. Antrieb.

30. Arnold: Die Anwendung der Elektrizität auf Unterseebooten. Schiffbau XIV, Jg. 1912/13, H. 17 bis 19.
31. Berling: Die Entwicklung der U-Boote und ihrer Hauptmaschinenanlagen. Jahrb. Schiffb. Ges. 1913.
32. Chace: Results of Experimental Tank Tests on Models of Submarines. Trans. Inst. Nav. Arch. 1911.
33. Del Proposto und Laurenti: Bateaux sousmarines à grande vitesse sous l'eau. Brüssel 1910.
34. J. Am. Soc. Naval Engs. 1913, II, S. 307: Speed and Resistance of Submarines.
35. J. Am. Soc. Naval Engs. 1916, II, S. 286: The Submarine Power Plants.
36. Regenbogen: Der Dieselmotorenbau auf der Germaniaerfert. Jahrb. Schiffb. Ges. 1913.

## 5. Festigkeit.

37. Gumbel: Der Einbeulungsdruck kreiszylindrischer Röhren mit Versteifungsringen oder Böden. Schiffbau XVIII, Jg. 1917/18, Nr. 12.
38. Hurlbrink: Festigkeitsberechnung von röhrenartigen Körpern, die unter äußerem Druck stehen. Schiffbau IX, Jg. 1907/08, H. 14 bis 17.
39. Lorenz, R.: Temperaturspannungen in Hohlzylindern. Z. V. d. I. Bd. 51, Nr. 19. 1907.
40. Lorenz, R.: Achsensymmetrische Verzerrungen in dünnwandigen Hohlzylindern. Z. V. d. I. Bd. 52, Nr. 43. 1910.
41. Lorenz, R.: Die Berechnung rotierender Trommeln. Z. V. d. I. Bd. 54, Nr. 34. 1910.
42. Marbec: Etude sur la dilatation des tuyautages. Mémorial du génie maritime. Dez. 1905.
43. Marbec: Theorie de l'équilibre d'une lame élastique soumise à une pression uniforme. Bulletin de l'association technique maritime 1908.
44. Marbec: Notes on the collapsing of curved beams and curved elastic strips. Trans. Inst. Nav. Arch. 1911.
45. Mayer - Mita: Über Elastizität und Stabilität des geschlossenen und offenen Kreisbogens. Z. f. Math. u. Physik Bd. 61. 1912.
46. Mayer - Mita: Die Berechnung dünnwandiger ovaler (im besonderen elliptischer) Röhren gegen gleichmäßigen Normaldruck. Z. V. d. I. Bd. 58, Nr. 17. 1914.
47. Mises, v.: Der kritische Außendruck zylindrischer Rohre. Z. V. d. I. Bd. 58, Nr. 19. 1914.
48. Sanden, v.: Die Berechnung rotierender Trommeln. Z. V. d. I. Bd. 54, Nr. 49. 1910.
49. Sanden, K. v., u. K. Günther: Über das Festigkeitsproblem querversteifter Hohlzylinder. Werft Reederei Hafen 1920.

## Anhang.

# I. Gesetzliche Bestimmungen und andere Vorschriften.

## A. Allgemeines.

Die Schifffahrtsangelegenheiten sind in den meisten Ländern vom Staat geregelt, der in einer seiner Behörden mit einer technischen Beraterstelle die Oberaufsicht führt. In Deutschland bestehen die folgenden für das Schiffswesen und die Schifffahrt geltenden Gesetze und Ordnungen:

1. Verordnung über die Besetzung deutscher Kauffahrteischiffe mit Kapitänen und Schiffsoffizieren (Reichsgesetzblatt vom 25. Juli 1925)

enthält: 1) Besetzung der Kauffahrteischiffe mit Ausschluß der in der Seefischerei beschäftigten Fahrzeuge, §§ 1 bis 13;

2) Besetzung der in der Seefischerei beschäftigten Fahrzeuge, §§ 14 bis 29.

2. Verordnung über den Befähigungsnachweis der Seeschiffer und Seesteuerleute auf deutschen Kauffahrteischiffen (Reichsgesetzblatt vom 25. Juli 1925)

enthält: Nachweis der Befähigung, §§ 1 bis 15;

Schulausbildung, §§ 16 bis 19;

Prüfungsarten, §§ 20 bis 46;

allgemeine und Übergangsbestimmungen, §§ 47 bis 54.

Diese Vorschriften enthalten auch die Prüfungsvorschriften für Schiffingenieure und Seemaschinisten und alles, was sich auf die Hochsee-Fischereifahrzeuge bezieht.

Einzelheiten über die Prüfungen der Seeschiffer, Seesteuerleute, Schiffingenieure und Seemaschinisten und über den Unterricht für diese enthält ferner das Reichsgesetzblatt Nr. 35, Jg. 54, vom 6. August 1926.

Die Dreiteilung des Wachdienstes auf Kauffahrteischiffen ist aus der Bestimmung vom 16. Juni 1903 zu ersehen. Untersuchung der Seeleute auf Farbenblindheit und Tauglichkeit zum Schiffsdienst sind in dem Teil I der obigen Verordnungen vom 25. Juli 1925 vermerkt.

3. Die Fürsorge für die Seeleute behandelt:

das Invalidenversicherungsgesetz (vom 13. Juli 1899);

das Seeunfallversicherungsgesetz (vom 30. Juni 1900);

die Seemannsordnung (vom 2. Juni 1902, 23. März 1903 und 12. Mai 1904);

das Gesetz betr. die Verpflichtung deutscher Kauffahrteischiffe zur Mitnahme heimzuschaffender Seeleute (vom 2. Juli 1902 und Bekanntmachung vom 12. Juli 1890);

die gewerbsmäßige Stellenvermittlung für Schiffsleute (vom 2. Juni 1902 und 12. Juli 1890);

die Verordnung über seemännische Heuerstellen (vom 8. November 1925), Reichsgesetzblatt Nr. 68, 1925, Teil I (es ist dies eine umfangreiche Verordnung über nicht gewerbsmäßige Vermittlung);

die Beschaffenheit der Logis-, Wasch- und Baderäume sowie der Aborte für die Schiffsmannschaft (vom 2. Juli 1905);

die Krankenfürsorge auf Kauffahrteischiffen (vom 3. Juli 1905 [Reichsgesetzblatt S. 568]);

die Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft, Ausgabe 1925.

3. das Flaggenrecht und die Registrierung von Handelsschiffen (Gesetz vom 22. Juni 1899, Reichsgesetzblatt S. 319 u. 380);

4. die Schiffsvermessung und die Eichung der Binnenschiffe<sup>1)</sup>;

5. die Tiefadelinie durch die Freibordvorschriften der See-Berufsgenossenschaft (siehe diese S. 600);

6. die deutsche Seewarte (Gesetz vom 9. Januar 1875);

7. die Untersuchung von Seeunfällen (Gesetz vom 27. Juli 1877) (neuer Entwurf in Bearbeitung);

8. die Strandungsordnung (vom 17. Mai 1874 und vom 30. Dezember 1901),

9. das Leuchtfeuer-, Tonnen- und Bakenwesen (Bekanntmachung vom 31. Juli 1887),

10. das Gesetz über das Auswanderungswesen (vom 9. Juni 1897);

11. die Seestraßenordnung (vom 5. Februar 1906);

12. das Zolltarifgesetz (vom 25. Dezember 1902 [Reichsgesetzblatt S. 303]<sup>2)</sup>;

13. das Strafgesetzbuch für das Deutsche Reich.

Die Untersuchung der Seetüchtigkeit der Seeschiffe ist in Deutschland zunächst Sache der See-Berufsgenossenschaft. Wenn aber ein Schiffsoffizier oder mindestens drei Schiffsleute bei einem Seemannsamt Beschwerde darüber erheben, daß das Schiff nicht seetüchtig oder die Vorräte ungenügend oder schlecht sind, so findet vom Seemannsamt mit möglichster Beschleunigung eine Untersuchung statt.

Für die deutschen Seewasserstraßen ist eine „Polizeiverordnung zur Regelung des Verkehrs auf den deutschen Seewasserstraßen“ vom Reichsverkehrsminister am 16. April 1927 (Seewasserstraßenordnung oder Revierordnung) fertiggestellt, die ab 1. Dezember 1927 in Kraft tritt.

Für Auswandererschiffe gilt die Bekanntmachung vom 14. März 1898, 18. Febr. 1903, 26. Febr. 1904, 1. März 1904 und 20. Dez. 1905. Diese Schiffe müssen mindestens den Anforderungen der ersten Klasse des Germanischen Lloyd oder einer anderen zu genehmigenden Klassifikations-Gesellschaft genügen. Dampf- und Motorschiffe müssen außerdem den von der See-Berufsgenossenschaft erlassenen Vorschriften über wasserdichte Schotte für Passagierdampfer in außereuropäischer Fahrt entsprechen.

Bei dem Bau und der Einrichtung dieser und anderer Schiffe, die ins Ausland gehen, sind außerdem die in Betracht kommenden fremdländischen Gesetze zu beachten; z. B. für Italien: das italienische Auswanderungsgesetz, für Spanien und Portugal: das spanische Auswanderungsgesetz, und für die Vereinigten Staaten von Nordamerika: das amerikanische Einwanderergesetz<sup>3)</sup>.

Beim Bau der Schiffe müssen ferner die Bestimmungen der Hamburger Hafeninspektion beachtet werden.

Über Bestimmungen betr. die zulässige Personenanzahl auf Binnenschiffen siehe S. 597.

Für den Bau von Fluß- und Binnenschiffen sind ferner die Unfallverhütungsvorschriften der Berufsgenossenschaften (Elbschiffahrtsberufsgenossenschaft, usw.) zu beachten.

Nähere Auskunft über die vorstehend angeführten Bestimmungen findet man in folgenden Büchern:

<sup>1)</sup> Vgl. die Schiffsvermessungsordnung, S. 564, und die Eichordnung für die Binnenschiffahrt auf der Elbe vom 30. Juni 1899 (Internationale Elbschiffahrtsakte).

<sup>2)</sup> Zollbestimmungen für die beim Schiffbau verwendeten Baustoffe.

<sup>3)</sup> Zu beziehen von A. Ascher & Co., Berlin, siehe a. S. 666.

1. Handbuch für die deutsche Handelsmarine, Berlin<sup>1)</sup>;
2. Grotefends Gesetzgebungsmaterial;
3. Deutsches Reichsgesetzbuch für Industrie, Handel und Gewerbe, Berlin;
4. Die Handelsgesetzgebung des Deutschen Reiches. Handelsgesetzbuch vom 10. Mai 1897, einschl. des Seerechts usw. von Dr. Emil Friedberg, Leipzig.

Letzteres enthält u. a.:

- Gesetz, betr. die privatrechtlichen Verhältnisse der Binnenschifffahrt, vom 15. Juni 1895 und vom 20. Mai 1898;
- Gesetz, betr. das Flaggenrecht der Kauffahrteischiffe, vom 22. Juni 1899 und vom 29. Mai 1901;
- Seemannsordnung vom 2. Juni 1902; 23. März 1903 und 12. Mai 1904;
- Gesetz über das Auswanderungswesen vom 9. Juni 1897;
- Strandungsordnung vom 17. Mai 1874 und 20. Dez. 1901;
- Seestraßenordnung vom 5. Febr. 1096;
- Gesetz, betr. die Untersuchung von Seeunfällen, vom 27. Juli 1877, sowie Ausführungsgesetze und Verordnungen der einzelnen Schifffahrt betreibenden Bundesstaaten.

Einige der für den Bau der Schiffe wichtigsten unter den vorstehend genannten Bestimmungen sind im folgenden im Auszug wiedergegeben<sup>2)</sup>:

## B. Auszug aus den gesetzlichen Bestimmungen über die Flaggenführung, die Registrierung und Kennzeichnung der Schiffe.

### Handelsschiffe.

#### Schiffsregister und Schiffszertifikat.

§ 4. Für die zur Führung der deutschen Flagge befugten Kauffahrteischiffe sind in den an der See oder an Seeschiffahrtsstraßen belegenen Gebieten Schiffsregister zu führen.

Die Schiffsregister werden von den Amtsgerichten geführt<sup>3)</sup>.

§ 5. Das Schiffsregister ist öffentlich; die Einsicht desselben ist jedem gestattet.

§ 6. Ein Schiff kann nur in das Schiffsregister des Hafens eingetragen werden, von welchem aus, als dem Heimathafen, die Seefahrt mit dem Schiffe betrieben werden soll.

§ 7. Die Eintragung in das Schiffsregister<sup>4)</sup> hat zu enthalten:

1. den Namen, die Gattung und das Unterscheidungs-signal des Schiffes;
2. die Ergebnisse der amtlichen Vermessung;
3. die Zeit und den Ort der Erbauung, soweit sie festzustellen sind;
4. den Heimathafen;
5. den Namen und die nähere Bezeichnung des Reeders.

§ 10. Über die Eintragung des Schiffes in das Schiffsregister wird von dem Registergericht eine mit dem Inhalt der Eintragung übereinstimmende Urkunde (Schiffszertifikat) ausgestellt.

§ 26. Die Vorschriften dieses Gesetzes finden auch Anwendung auf seegehende Lustjachten, auf ausschließlich zur Ausbildung von Seeleuten bestimmte Seefahrzeuge (Schulschiffe) sowie auf solche Seefahrzeuge, welche für Rechnung von auswärtigen Staaten oder deren Angehörigen im Inland erbaut sind.

<sup>1)</sup> Herausgegeben vom Reichsamt des Innern.

<sup>2)</sup> Die Hafen- und Schifffahrtsbestimmungen der den einzelnen Staaten (Preußen, Mecklenburg, Oldenburg, Hamburg, Bremen, Lübeck) zugehörigen Seehäfen sind erst zum Teil durch Gesetz geregelt.

Es gelten daher außer den vorstehenden Verordnungen und Vorschriften noch die hafenpolizeilichen Vorschriften der einzelnen Staaten und Seehäfen, die über Fahrgeschwindigkeit, Fahrzeichen, Ausweicheregeln usw. Bestimmung treffen, z. B. die Seepolizeiverordnung für das Reichskriegshafengebiet von Kiel, sowie die Schiffsordnungen für jedes Schiff, erlassen von den Reedereien, soweit nicht durch die Seemannsordnung (S. 941) geregelt.

<sup>3)</sup> In Hamburg von der Schiffsregister-Behörde.

<sup>4)</sup> Die vom Germanischen Lloyd und von Lloyds Register herausgegebenen Internationalen Schiffsregister stellen lediglich Veröffentlichungen im Interesse ihrer Gesellschafter dar und haben mit der gesetzlich geregelten Registrierung der Schiffe nichts zu tun.

**Begriff der Seefahrt.**

Bekanntmachung, betreffend Ausführungsbestimmungen zum § 25 des Flaggen-gesetzes vom 22. Juni 1899, vom 10. Nov. 1899. (R.-G.-Bl. S. 380.)

Als „Seefahrt“ im Sinne des Gesetzes vom 22. Juni 1899 ist in den nachstehend aufgeführten Revieren die Fahrt anzusehen:

1. bei Memel  
außerhalb der Mündung des Kurischen Haffs,
2. bei Pillau  
außerhalb des Pillauer Tiefs,
3. bei Neufahrwasser  
außerhalb der Mündung der Weichsel,
4. in der Putziger Wiek  
außerhalb Rewa und Heisternest,
5. bei Dievenow, Swinemünde und Peenemünde  
außerhalb der Mündung der Dievenow und Swine sowie außerhalb der nördlichen Spitze der Insel Usedom und der Insel Rügen,
6. bei Rügen  
östlich: außerhalb der Insel Rügen und dem Thiessower Höft,  
westlich: außerhalb Wittower Posthaus und der nördlichen Spitze von Hiddens-Oe sowie außerhalb des Bock bei Barhöft,
7. bei Wismar  
außerhalb Jackelsberg-Riff, Hannibal-Grund, Schweinskötel und Lieps sowie außerhalb Tarnewitz,
8. auf der Kieler Förhrde  
außerhalb Stein bei Labö und Bülk,
9. auf der Eckern Förhrde  
außerhalb Nienhof und Bocknis,
10. bei Flensburg, Sonderburg und Apenrade  
außerhalb Birknakke und Kekenis-Leuchtturm sowie außerhalb Tundtoft-Nakke und Knudshoved,
11. bei Hadersleben  
außerhalb Raadhoved, Insel Aarö, Insel Linderum und Orbyhage,
12. bei Husum  
außerhalb Nordstrand,
13. auf der Eider  
außerhalb Vollerwiek und Hundeknoll,
14. auf der Elbe  
außerhalb der westlichen Spitze des hohen Ufers (Dieksand) und der Kugelbake bei Döse,
15. auf der Weser  
außerhalb Cappel und Langwarden,
16. auf der Jade  
außerhalb Langwarden und Schillighörn,
17. auf der Ems  
außerhalb der westlichen Spitze der Westermarsch (Utlands-Hörn) und Ostpolder Siel.

**Grenzen der Nahfahrt, Küstenfahrt, Kleinen Fahrt, Mittleren Fahrt und Großen Fahrt.**

Verordnung über die Besetzung deutscher Kauffahrteischiffe mit Kapitänen und Schiffsoffizieren (R.-G.-Bl. vom 25. Juli 1925).

Im Sinne dieser Vorschriften ist:

- a) Nahfahrt: Die Fahrt an der deutschen Küste auf Watten, Bodden, Förhden, Flußmündungen, soweit diese zur Seefahrt gehört, sowie Tagesfahrt in See auf eine Entfernung von nicht mehr als 50 Seemeilen vom Beginn der Seegrenze<sup>1)</sup>.
- b) Küstenfahrt: Die Fahrt zwischen allen Plätzen der Festland- und Inselküste von Kap Grisnez bis Windau mit Einschluß der Insel Helgoland, jedoch ausschließlich der Strecke nördlich vom Aggerkanal und Frederikshavn sowie der Umfahrt um Skagen;  
an der Küste der im Kattegat und südlicher gelegenen dänischen Inseln einschließlich der Insel Bornholm;  
an der schwedischen Küste von Lysekil bis Oskarshamn mit Einschluß der Insel Oeland, soweit diese Fahrt die Grenzen des Nahverkehrs überschreitet.
- c) Kleine Fahrt: Die Fahrt in der Ostsee, in der Nordsee bis zu 61° nördlicher Breite, im englischen Kanal, im Bristol-Kanal, im St.-Georgs-Kanal und in der Irischen See mit Einschluß der Clyde-Häfen,  
soweit diese Fahrt die Grenzen der Küstenfahrt überschreitet.
- d) Mittlere Fahrt: Die Fahrt zwischen europäischen Häfen, nichteuropäischen Häfen des Mittelmeeres und Schwarzen Meeres, Häfen der westafrikanischen Küste nördlich von 12° nördlicher Breite und Häfen auf den Kapverdischen und Kanarischen Inseln sowie auf Madeira, soweit diese Fahrt die Grenzen der kleinen Fahrt überschreitet.
- e) Große Fahrt: Diejenige Fahrt, welche die Grenzen der Mittleren Fahrt überschreitet.  
Etwas abweichend von vorstehenden sind die Fahrtabgrenzungen in den Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft (s. diese weiter unten).

<sup>1)</sup> Siehe „Begriff der Seefahrt“ oben.

**Schiffsname.**

§ 17 des Gesetzes, betr. das Flaggenrecht der Kauffahrteischiffe vom 22. Juni 1899 und § 6 der Bekanntmachung usw. vom 10. November 1899.

Jedes in das Schiffsregister eingetragene Schiff<sup>1)</sup> muß:

1. seinen Namen auf jeder Seite des Buges,
2. seinen Namen und den Namen des Heimathafens am Heck in gut sichtbaren und fest angebrachten Schriftzeichen führen.

Diese Namen sind in lateinischer Druckschrift von solcher Größe deutlich erkennbar anzubringen, daß

1. die Höhe der kleinsten Buchstaben mindestens 10 cm,
2. die Breite der die Buchstaben bildenden Grundstriche mindestens  $\frac{1}{3}$  der Höhe der Buchstaben beträgt.

Der Antrag auf Änderung des Namens eines in das Schiffsregister eingetragenen Schiffes ist an die Register-Behörde zu richten.

Auf Kriegsschiffen sind die Schiffsnamen: Bei Linienschiffen und Panzerkreuzern etwa 12 m vom Heck, bei kleinen Kreuzern, Kanonenbooten, Sonderschiffen usw. etwa 7 m vom Heck an beiden Schiffsseiten, dicht unter dem obersten Deck anzubringen. Auf Schiffen einer Klasse müssen sie möglichst gleichmäßig angebracht werden.

## C. Beaufsichtigung des Tiefgangs der Seeschiffe durch die See-Berufsgenossenschaft.

(§ 49 des Revidierten Statuts der See-Berufsgenossenschaft S. 33<sup>2)</sup>).

Die Berufsgenossenschaft führt die Aufsicht über den Tiefgang der Seeschiffe.

Zur Durchführung dieser Aufsicht hat jeder Reeder zu veranlassen, daß auf jeder Reise außerhalb der kleinen Küstenfahrt und Wattfahrt der Tiefgang eines jeden seiner Schiffe (Fischerei-, Bergungs- und Lustfahrzeuge sowie Schleppdampfer ausgenommen) beim Ausgang aus demjenigen Hafen, in dem es voraussichtlich den größten Tiefgang auf der betreffenden Reise erreicht, am Vor- und Hintersteven ermittelt, im Tagebuch vermerkt und ohne Verzug der Berufsgenossenschaft angezeigt werde unter Hinzufügung etwaiger für die Beurteilung des Tiefgangs zweckdienlicher Bemerkungen über Art und Beschaffenheit der Ladung und deren Stauung. Diese Anzeige hat der Reeder dem für den Heimathafen seines Fahrzeuges zuständigen Sektionsvorstand zu erstatten. Wird auf der betreffenden Reise in einem späteren Hafen der angegebene Tiefgang überschritten, so ist entsprechende weitere Anzeige zu machen. Der Inhalt dieser Anzeigen wird durch die Vertrauensmänner und technischen Aufsichtsbeamten auf seine Richtigkeit nachgeprüft. Die Sektionsvorstände haben das bei ihnen eingegangene Material dem Genossenschaftsvorstand zu übermitteln; dieser läßt es durch seine sachverständigen Berater prüfen. Soweit sich bei dieser Nachprüfung Anstände hinsichtlich des Tiefgangs ergeben und diese durch die von dem Genossenschaftsvorstand vorzunehmenden Ermittlungen nicht in befriedigender Weise aufgeklärt werden, hat der Vorstand geeignete Maßnahmen zur Abhilfe zu ergreifen.

### Beaufsichtigung des Tiefgangs der Binnenschiffe.

Eichordnung für die Binnenschifffahrt auf der Elbe. Vom 30. Juni 1899<sup>3)</sup>.

Durch die „Eichordnung für die Binnenschifffahrt auf der Elbe“ wird für die diesen Strom befahrenden Binnenschiffe eine staatliche Aufsicht über den Tiefgang der letzteren in sofern ausgeübt, als nach derselben Fahrzeuge, welche ausschließlich oder vorzugsweise zum Binnenverkehr auf der Elbe bestimmt sind, der Eichung unterliegen.

Unter Eichung ist zu verstehen die Feststellung der Tragfähigkeit des Schiffes in Tonnen zu 1000 kg, wenn es von seiner Schwimmlage in leerem Zustand, d. h. voll ausgerüstet und bemannt, aber unbeladen (Leerebene) bis zu einer parallelen Ebene eintaucht, welche bei Schiffen von mehr als 15 Tonnen Tragfähigkeit 25 cm, bei Schiffen von 15 und weniger Tragfähigkeit 15 cm unter dem tiefsten Punkt der Bordoberkante liegen muß (obere Eichebene).

Der Rauminhalt zwischen diesen beiden Ebenen, deren Lage durch Tiefgangsanzeiger kenntlich zu machen ist, wird in ähnlicher Weise wie bei der Schiffsvermessung (siehe diese) ermittelt und über das gefundene Maß desselben in Kubikmetern, d. h. die Tragfähigkeit des Schiffes bis zur oberen Eichebene in Tonnen, ein Eichschein ausgestellt, welcher außer Schiffsgattung, Namen und Heimathafen die Hauptangaben über das Schiff selbst: Jahr und Ort der Erbauung, Bauart, Baustoff und Erkennungsmaße enthält.

Die Eichungen werden von besonders dazu eingesetzten Schiffseichbehörden vorgenommen, über welche das Schiffsvermessungsamt in Berlin (s. S. 567) als Revisionsbehörde bestellt ist.

<sup>1)</sup> Von über 50 m<sup>3</sup> Bruttoreaumgehalt nach § 45 der Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft. Siehe S. 956.

<sup>2)</sup> Hamburg 1904; vgl. a. S. 603: Freibordvorschriften der See-Berufsgenossenschaft.

<sup>3)</sup> Vgl. Eichung der Binnenschiffe, herausgegeben im Reichsamt des Innern. Berlin: Julius Springer 1899.

## D. Anspruch der Schiffsmannschaft auf Logis, Kost und Krankenpflege<sup>1)</sup>.

Bekanntmachung, betr. die Logis-, Wasch- und Baderäume sowie die Aborte für die Schiffsmannschaft auf Kauffahrteischiffen, vom 2. Juli 1905.

Auf Grund der Bestimmung in § 56 Abs. 2 der Seemannsordnung vom 2. Juni 1902 (Reichsgesetzblatt S. 175) sind die nachstehenden Vorschriften über Größe und Einrichtung der Logisräume sowie über Einrichtung der Wasch- und Baderäume und der Aborte für die Schiffsmannschaft erlassen:

### Größe und Einrichtung der Logisräume für die Schiffsmannschaft.

#### § 1.

Für Kauffahrteischiffe von mehr als 400 m<sup>3</sup> Bruttoreumgehalt, mit Ausnahme der Hochseefischereifahrzeuge, gelten folgende Vorschriften:

1. Die Größe der Logisräume muß so bemessen sein, daß auf jeden darin untergebrachten Schiffsmann mindestens 3,5 m<sup>3</sup> Luftraum entfallen; bei Räumen, die auf dem obersten Deck liegen, oder für die sonst eine ausgiebige Lüftung unter allen Umständen sichergestellt ist, genügt ein Luftraum von mindestens 3 m<sup>3</sup> auf jeden Schiffsmann. Unter Luftraum ist der Rauminhalt nach Abzug der im Logisraum enthaltenen konstruktiven Schiffsteile zu verstehen.

An Fußbodenfläche müssen in jedem Logisraum auf jeden darin untergebrachten Schiffsmann mindestens 1,5 m<sup>2</sup> entfallen; diese Fläche darf bis auf 1,25 m<sup>2</sup> herabgehen, sofern für die Inwohner des Logisraums ein besonderer Speiseraum eingerichtet ist. Zur Berechnung der Fläche ist nur bis an die Innenkante der Spanten zu messen. Bei Logisräumen mit schrägen, nach oben ausfallenden Wänden darf an Stelle der Fußbodenfläche der wagerechte Querschnitt des Logis in halber Höhe der Berechnung zugrunde gelegt werden.

2. Die mittlere lichte Höhe der Logisräume muß mindestens 2 m, bei Schiffen von nicht mehr als 2000 m<sup>3</sup> Bruttoreumgehalt mindestens 1,80 m betragen.

3. Die Logisräume müssen gegen Nässe, üble Gerüche, Wärme benachbarter Räume und sonstige belästigende Einflüsse tunlichst geschützt sein.

4. Zugänge zu Laderäumen dürfen nicht durch Logisräume führen. Vorratsräume mit Ausnahme von Kabelgatts dürfen während der Nachtzeit nur in Notfällen durch Logisräume hindurch betreten werden.

5. Jeder Logisraum muß dem Tageslicht in ausreichendem Maße zugänglich sein. Bei dunklem Wetter und zur Nachtzeit muß er ausreichend künstlich beleuchtet werden.

6. Der mittlere Teil des Logisraums soll tunlichst frei von Schächten, Tunneln, durchgehenden Luftziehern und anderen Leitungen sein.

7. Die Fußböden der Logisräume müssen ein hölzernes Deck haben oder mit einem dichten, leicht rein zu haltenden, schlecht wärmeleitenden Belage versehen sein. Die Wände und Decken der Logisräume müssen mit einem hellen Ölfarbenanstrich versehen sein; freiliegende eiserne Decken müssen mit einem das Tropfen verhindernden Schutzbelag bekleidet sein<sup>2)</sup>.

8. Jedem Schiffsmann ist eine eigene Kojе zum alleinigen Gebrauch zu gewähren: Doppelkojen ohne Scheidewand sind unzulässig. Die Länge einer Kojе darf nicht unter 1,83 m, die Breite nicht unter 0,6 m im Lichten betragen.

Der Abstand zwischen dem Fußboden und der unteren Kojе muß mindestens 25 cm betragen; er darf bis auf 15 cm herabgehen, wenn drei Kojen übereinander liegen, die aus Eisen gefertigt und leicht entfernbar sind. Der Abstand zwischen je zwei übereinander befindlichen Kojen sowie derjenige zwischen dem Boden der oberen Kojе und der Decke des Logisraums muß mindestens 75 cm betragen. Mehr als drei Kojen übereinander sind unzulässig.

Das Kojenzug ist tunlichst häufig gründlich zu lüften und zu reinigen und, sofern erforderlich, zu desinfizieren.

9. Abgesehen von der natürlichen Lüftung durch Fenster und Türen sind in jedem Logisraum Einrichtungen vorzusehen, durch die auch bei geschlossenen Fenstern eine genügende Erneuerung und Bewegung der Luft ermöglicht wird. Sind Luftzieher vorhanden, so muß ihr unteres Ende so angebracht sein, daß der kalte Luftstrom nicht unmittelbar auf Schlafkojen trifft.

10. Bei kaltem Wetter ist für genügende Erwärmung der Logisräume zu sorgen. Eiserner Öfen sind mit einem mindestens 5 cm weiter abstehenden, abnehmbaren eisernen Mantel, der am Boden einige große Öffnungen hat, zu umgeben. Die Öfen dürfen nicht mit Mantelklappen am Schornstein und die Ofenröhren nicht mit Verschlüssen (Schossen) versehen sein.

<sup>1)</sup> Ausführliche Behandlung des Gegenstandes vgl. Anleitung zur Gesundheitspflege auf Kauffahrteischiffen, bearb. vom Reichs-Gesundheitsamt. Berlin: Julius Springer 1913.

<sup>2)</sup> Unter freiliegenden eisernen Decken im Sinne des § 1, Ziffer 7 sind nicht nur diejenigen zu verstehen, die unmittelbar den Witterungseinflüssen ausgesetzt sind und keinen festen Holzbelag von genügender Stärke haben, sondern auch tiefer eingebaute Decken, wenn sie frei, d. h. unbedeckt unter einem Raume liegen, dessen Temperatur wesentlich kälter als die des darunterliegenden Logisraumes ist, so daß ein Abtropfen erwartet werden kann. — Als Schutzbelag im Sinne des § 1, Ziffer 7 reicht ein Anstrich mit Ölfarbe aus, der Korkstückchen von Reiskorngröße beigemengt sind.

11. Die Ausstattung der Logisräume mit Tischen, Bänken, Schränken und dergleichen soll billigen Anforderungen entsprechen. In jedem Logisraum müssen, sofern nicht ein besonderer Eßraum oder eine sonstige Gelegenheit zur Einnahme von Mahlzeiten an einem vom Schlafräum getrennten Platze vorhanden ist, Tische und Sitzgelegenheiten für mindestens die Hälfte der Belegschaft zur Verfügung stehen. Auch ist in jedem Logisraum mindestens ein Spucktopf aufzustellen, der täglich zu reinigen ist.

12. Über der Tür zu jedem Logisraum muß die zulässige Belegschaftszahl deutlich angegeben sein.

13. Die Logisräume sind in reinlichem Zustand zu erhalten.

§ 2.

Auf Kauffahrteischiffen von nicht mehr als 400 m<sup>3</sup> Bruttoraumgehalt sowie auf allen Hochseefischereifahrzeugen soll für die Unterkunft der Schiffsmannschaft entsprechend der Bestimmung in § 55 Abs. 1 der Seemannsordnung möglichst gut gesorgt werden.

**Einrichtung von Wasch- und Baderäumen für die Schiffsmannschaft.**

§ 3.

Auf jedem Kauffahrteischiff ist der Schiffsmannschaft Gelegenheit zur körperlichen Reinigung und zum Zeugwaschen zu gewähren.

§ 4.

Auf allen Dampfern, auf denen die Zahl der Schiffsmannschaft mehr als zwanzig beträgt, muß mindestens ein heller, sauberer Waschraum vorhanden und mit Wascheinrichtungen mindestens derart versehen sein, daß eine solche auf jeden zweiten Mann einer Wachmannschaft entfällt, soweit nicht für einzelne Schiffsleute besondere Wascheinrichtungen vorhanden sind. Der Waschraum muß heizbar sein; jedoch kann auf den nicht mit Dampfheizung versehenen Frachtdampfern von der Durchführung dieser Vorschrift Abstand genommen werden. Die Waschgelegenheit kann mit den Aborten in demselben Raume liegen, sofern dem Schicklichkeitsgefühl durch die Art der Anordnung und durch die Verwahrung der Aborte Rechnung getragen ist.

§ 5.

Für die Maschinenmannschaft muß, sofern sie mehr als zehn Personen zählt, ein besonderer Waschraum vorhanden sein, welcher tunlichst so gelegen sein soll, daß ihn die Leute auf dem Wege von den Heiz- und Kohlenräumen erreichen können, ohne sie ihr Logis betreten. Dieser Waschraum muß so groß sein, daß sich mindestens der sechste Teil der Maschinenmannschaft zu gleicher Zeit reinigen kann; er muß mit Wasserleitung und mit Brausen (je einer auf etwa vier der sich gleichzeitig reinigenden Leute) und mit einer ausreichenden Anzahl von Waschgefäßen versehen sein. Ferner muß sich in diesem Waschraum eine Einrichtung zur Entnahme von warmem Wasser befinden.

§ 6.

Auf allen Dampfern, auf welchen für die Reisenden Warmwasserbrausen vorhanden sind, sind solche Anlagen auch für die Schiffsmannschaft vorzusehen; dabei sind Vorkehrungen zu treffen, um eine Verbrühung der Badenden tunlichst zu verhüten.

§ 7.

Auf Dampfern in mittlerer oder großer Fahrt ist der Schiffsmannschaft mindestens zweimal in der Woche Süßwasser für die körperliche Reinigung zur Verfügung zu stellen. Hochseefischereifahrzeuge sind für Reisen in nordeuropäischen Gewässern von dieser Vorschrift ausgenommen.

§ 8.

Die Wasch- und Baderäume sind täglich zu reinigen.

**Einrichtung der Aborte für die Schiffsmannschaft.**

§ 9.

Auf den Kauffahrteischiffen, mit Ausnahme der Segelschiffe von nicht mehr als 400 m<sup>3</sup> Bruttoraumgehalt, müssen Aborte in abgeschlossenen Räumen und Pissoirs für die Schiffsmannschaft vorhanden sein; die Pissoirs dürfen in den Aborträumen liegen. Bei Seeleuchtern genügt ein fester sicherer Abort für die Schiffsmannschaft.

Für die Aufwärter ist, sofern ihre Zahl zehn übersteigt, ein besonderer Abortraum vorzusehen.

§ 10.

Die Aborträume müssen in solcher Höhe gelegen sein, daß die Abortsitze sich über Wasser befinden. Von etwa benachbarten Logisräumen müssen die Aborträume durch einen oder mehrere Räume, mindestens aber durch geruchdichte Schotte ohne Türen getrennt sein.

Die Aborträume müssen mit einer sicher wirkenden Abluftvorrichtung versehen und dem Tageslicht ausreichend zugänglich sein. Decken und Wände müssen mit einem hellen Ölfarbanstrich versehen sein. Der Fußboden muß so eingerichtet sein, daß er für Luft und Wasser undurchlässig ist.

§ 11.

Die Aborte müssen mit mindestens 50 cm breiten Sitzen in solcher Zahl versehen sein, daß bei einer Schiffsmannschaft von nicht mehr als einhundert Köpfen auf je fünf und zwanzig

Schiffsleute mindestens ein Sitz, bei einer Schiffsmannschaft von mehr als einhundert bis zu zweihundert Köpfen auf je weitere dreiunddreißig Schiffsleute mindestens ein Sitz mehr und bei einer Schiffsmannschaft von mehr als zweihundert Köpfen für je weitere fünfzig Schiffsleute mindestens ein Sitz mehr entfällt.

Von der Einrichtung von Sitzen kann bei den der nichteuropäischen Schiffsmannschaft zum Gebrauch dienenden Aborten abgesehen werden, sofern diese Schiffsleute an die Benutzung solcher Sitze nicht gewöhnt sind.

§ 12.

Auf Segelschiffen von nicht mehr als 400 m<sup>3</sup> Bruttoreumgehalt muß eine sichere Abort- Sitzgelegenheit, die beweglich sein darf, vorhanden sein.

§ 13.

Die Aborte und Pissoirs sind täglich zu reinigen.

**Allgemeine Vorschriften.**

§ 14.

Die im § 1 Nr. 1, 2, 4, 5 Satz 1 enthaltenen Vorschriften sowie die auf die Größe der Kojen und auf die Maße ihrer Abstände bezüglichen Bestimmungen im § 1 Nr. 3, ferner die in §§ 4 bis 6, § 9 Abs. 2, § 10 Abs. 1, § 11 Abs. 1 enthaltenen Vorschriften gelten nur für Schiffe, deren Bau nach dem 1. Oktober 1905 in Auftrag gegeben wird.

§ 15.

Für die vorschriftsmäßige Herstellung der in diesen Bestimmungen vorgesehenen Räume und Einrichtungen hat der Reeder, für ihre vorschriftsmäßige Behandlung und Benutzung der Kapitän zu sorgen.

§ 16.

Die Anlage, Einrichtung und Instandhaltung der Logisräume sowie der Wasch- und Bade- räume und der Aborte für die Schiffsmannschaft unterliegen in deutschen Häfen einer regel- mäßigen Beaufsichtigung durch die nach Bestimmung der Landesregierung dafür zuständige Behörde.

§ 17.

Der Reichskanzler ist ermächtigt, im Einverständnis mit der Landesregierung Aus- nahmen von den vorstehenden Vorschriften zuzulassen.

§ 18.

Diese Vorschriften gelten seit dem 1. Januar 1906.

Betreffend die Krankenpflege der Schiffsmannschaft, Anordnung der Krankenzimmer, Mitführung von Ärzten und Arzneimitteln usw. vgl. die Bekanntmachung, betreffend Kranken- fürsorge auf Kaufahrtsschiffen, vom 3. Juli 1905 (R.-G.-Bl. S. 568 bis 573).

## E. Auszug aus dem Gesetz über das Auswanderungswesen.

### Vorschriften über Auswandererschiffe<sup>1)</sup>.

#### I. Beschaffenheit der Auswandererschiffe.

§ 1. Bauart. Die Auswandererschiffe (§ 37 des Gesetzes über das Auswanderungswesen) müssen mindestens den Anforderungen der ersten Klasse des Germanischen Lloyd ge- nügen.

Anstatt der ersten Klasse des Germanischen Lloyd kann der Reichskanzler die entsprechende Klasse einer anderen Klassifikationsgesellschaft zulassen.

Dampfschiffe müssen außerdem den von der See-Berufsgenossenschaft erlassenen Vor- schriften über wasserdichte Schotte für Passagierdampfer in außereuropäischer Fahrt ent- sprechen.

§ 2. Untersuchung auf Seetüchtigkeit. Kein Schiff darf als Auswandererschiff be- nutzt werden, bevor es nach gründlicher Untersuchung im Dock oder auf der Helling für see- tüchtig befunden worden ist.

Diese Untersuchung ist jährlich mindestens einmal zu wiederholen.

§ 3. Die Untersuchung muß im Inland von staatlichen Besichtigern, im Ausland von Besichtigern des Germanischen Lloyd oder einer anderen nach § 1 zugelassenen Klassi- fikationsgesellschaft vorgenommen werden.

Befindet sich unter den staatlichen Besichtigern kein Schiffbautechniker, so ist ein sol- cher hinzuzuziehen.

§ 4. Kessel und Maschinen der Dampfschiffe. Dampfschiffe dürfen die Reise nur mit Kesseln und Maschinen, welche sich in gutem, seetüchtigem Zustand befinden, antreten. Insbesondere muß der Schraubenwellentunnel gegen den Schiffsraum wasserdicht und gegen den Maschinenraum mit einem sicheren, dichten Verschuß hergestellt sein.

Die Kessel sind jährlich einer äußeren und inneren Untersuchung zu unterziehen. Für das Verfahren gelten die landesgesetzlichen Bestimmungen.

<sup>1)</sup> Als Auswandererschiffe im Sinne dieses Gesetzes gelten alle nach außereuropäischen Häfen bestimmten Schiffe, mit denen, abgesehen von den Kajütsfahrern, mindestens 25 Reisende befördert werden sollen (§ 37).

§ 5. Reinigung verunreinigter Schiffe. Schiffe, welche unlängst einen üblen Geruch zurücklassende Ladung an Bord gehabt haben oder durch überriechende Flüssigkeiten verunreinigt worden sind, dürfen erst nach gründlicher Reinigung als Auswandererschiffe benutzt werden. Die Reinigung hat nach der Entlöschung in der Weise zu geschehen, daß das Stauholz aus dem Schiffe entfernt und sodann sämtliche Laderäume gehörig mit Schmierseiflösung ausgespritzt und gewaschen werden. Demnächst sind sämtliche Schiffsluken — mit in denselben angebrachten Windsegeln oder sonstigen geeigneten Lüftungsvorrichtungen — bis zur völligen Austrocknung offen zu halten.

Die Besichtigter oder der Untersuchungsarzt können andere Arten der Reinigung vorschreiben oder zulassen.

## II. Einrichtung und Ausrüstung der Auswandererschiffe zur Aufnahme der Auswanderer.

§ 6. Aufnahmefähigkeit. Kein Schiff darf als Auswandererschiff benutzt werden, bevor von den Besichtigten die für die Auswanderer bestimmten Räume ausgemessen und die zulässige Personenanzahl festgesetzt worden ist. Diese Festsetzung gilt auch für die späteren Reisen des Schiffes, solange in diesen Räumen keine Veränderung vorgenommen wird. Von solcher Veränderung hat der Unternehmer der Auswanderungsbehörde behufs Wiederholung der Messung unverzüglich Anzeige zu machen.

Die von den Besichtigten für jeden Raum festgesetzte zulässige Personenanzahl muß in demselben auf einem Metallschild eingraviert oder in haltbarer Farbe angebracht sein.

§ 7. Maß des erforderlichen Luftraums. Für jede im Auswandererdeck reisende Person, einschließlich der etwa unterwegs an Bord genommenen, muß ein durch Ladung, Gepäck (abgesehen von Handgepäck) oder Proviantgegenstände nicht beschränkter Raum von mindestens 2,85 m<sup>3</sup> vorhanden sein. Bei Berechnung dieses Raumes wird eine mehr als 2,40 m betragende Deckshöhe nur für 2,40 m angenommen. Außerdem muß für jede im Auswandererschiff reisende Person ein Raum von mindestens 0,25 m<sup>2</sup> auf Deck zur Benutzung frei bleiben.

§ 8. Beschaffenheit des Auswandererdecks. Das jeweilig zur Unterbringung der Auswanderer bestimmte Deck muß so hoch liegen, daß die Seitenfenster sich während der Reise noch über der Wasserlinie befinden. Es muß eine Höhe von mindestens 1,83 m von Deck zu Deck und einen dichten Fußboden von ausreichender Stärke haben.

Ist das oberste Schiffsdeck von Eisen, so dürfen in dem Raume unmittelbar darunter Auswanderer nur untergebracht werden, wenn das eiserne Deck mit einem fest darauf verbolzten hölzernen Schutzdeck von mindestens 7 cm Dicke versehen ist.

Oberhalb der jeweilig für die Auswanderer bestimmten Räume darf kein Vieh als Ladung untergebracht werden.

§ 9. Zugänge. Die Eingänge vom Deck zu den Auswandererräumen müssen mit dicht anschließenden Kappen von genügender Höhe oder dementsprechenden Einrichtungen versehen sein.

Aus jeder zwischen festen Querwänden liegenden Abteilung eines Auswandererdecks muß eine im Lichten mindestens 0,80 m breite, mit festen Geländern versehene Treppe unmittelbar auf das Deck führen. Faßt solche Abteilung mehr als einhundert Personen, so muß für jedes Hundert eine solche Treppe vorhanden sein; faßt die Abteilung mehr als vierhundert Personen, so müssen für je einhundertfünfzig Personen eine Treppe, mindestens aber deren vier vorhanden sein.

§ 10. Beleuchtung. Dem zur Unterbringung der Auswanderer bestimmten Deck muß für die notwendigen Verrichtungen genügendes Tageslicht zugeführt werden. Das Licht kann außer durch Seitenfenster auch von oben her eingeführt werden.

Von Sonnenuntergang bis Sonnenaufgang sind diese Räume gehörig zu beleuchten, und zwar müssen für je einhundert Personen mindestens zwei starke Laternen verwendet werden. Die Beleuchtung mit offenem Licht oder mit explodierbaren Stoffen, wie Petroleum, Spiritus, Azetylen usw. ist verboten. Bei der Verwendung elektrischen Lichtes sind in jeder Abteilung des Auswandererdecks mindestens zwei Notlichter zu brennen.

§ 11. Luftwechsel. Für jede der im § 9 Abs. 2 bezeichneten Abteilungen müssen zwei Luftzieher (Ventilatoren) von mindestens 30 cm Durchmesser, vorhanden sein, von welchen der eine zum Einlassen, der andere zum Auslassen der Luft dient, und welche so hoch über das Deck hervorragen, daß die Luft ungehinderten Zutritt und Abzug hat. Das untere Ende der Luftzieher muß so angebracht sein, daß der kalte Luftstrom nicht unmittelbar auf Schlafkojen trifft. Sind mehr als einhundert Personen in der Abteilung untergebracht, so muß nach Anordnung der Besichtigter oder des Untersuchungsarztes entweder die Zahl der Luftzieher entsprechend vermehrt oder ihr Querschnitt entsprechend erweitert werden.

Andere Lüftungsvorrichtungen sind zulässig, falls damit nach dem Ermessen der Besichtigter oder des Untersuchungsarztes mindestens die gleiche Wirkung erreicht wird.

§ 12. Heizung. Die Auswandererräume müssen bei kaltem Wetter geheizt werden und zu diesem Zwecke mit ausreichenden und ungefährlichen Heizeinrichtungen versehen sein. Ausnahmen kann die Auswanderungsbehörde zulassen.

§ 13. Schlafkojen. Die Schlafkojen müssen in genügender Anzahl vorhanden und mit Matratze, Kopfpfühl und Schlafdecke für jeden Auswanderer versehen sein. Diese Gegenstände sind nach jeder Reise gründlich zu reinigen und zu desinfizieren. Die einzelnen Kojen müssen durch niedrige Zwischenwände voneinander getrennt sein; jede Koje muß mindestens 1,83 m lang und 0,60 m breit sein, doch können Doppelkojen von der doppelten Breite ohne Scheidewand angelegt werden. Mehr als zwei Kojen dürfen nicht übereinander angebracht werden. Der Abstand der unteren Koje vom Fußboden muß mindestens 0,15 m, der Abstand der oberen von der Decke des Raumes mindestens 0,75 m betragen. Eine Einzelkoje darf nur von einer Person über zehn Jahren oder von zwei Kindern unter zehn Jahren, eine Doppelkoje von nicht mehr

Personen als zwei Frauen, oder einer Frau mit zwei Kindern unter zehn Jahren, oder einem Ehepaar, oder einem Mann mit zwei eigenen Kindern unter zehn Jahren, oder zwei Männern benutzt werden.

Zur Erleichterung des Besteigens der Längskojen sind Gänge von mindestens 0,60 m Breite anzubringen.

In jeder Abteilung muß zum Besteigen der oberen Kojen für je einhundert solcher Kojen mindestens eine tragbare Treppe vorhanden sein.

Die Schlafkojen müssen mit fortlaufenden, leicht erkennbaren Nummern versehen sein.

§ 14. Sitzgelegenheit zur Einnahme von Mahlzeiten. Zur Einnahme der Mahlzeiten muß im Auswandererdeck die erforderliche Anzahl von Tischen und Bänken angebracht sein.

Der Raum, welchen diese Gegenstände einnehmen, wird von dem im § 7 vorgeschriebenen nicht in Abzug gebracht.

§ 15. Kammern. Die etwa im Auswandererdeck hergerichteten Kammern müssen so eingerichtet sein, daß zwischen ihnen und dem außerhalb derselben in der betreffenden Abteilung des Auswandererdeckes verbleibenden Räume ein ungehinderter Luftwechsel stattfinden kann. Die Kammern und dieser Raum sind außerdem mit hinreichenden Lüftungsvorrichtungen zu versehen. Wegen der Heizung kommt § 12, wegen des Luftraums § 7 mit der Maßgabe zur Anwendung, daß den Kammern der außerhalb derselben in der betreffenden Abteilung des Auswandererdeckes verbleibende Raum hinzugerechnet wird, soweit er zur Benutzung der Auswanderer freigehalten wird, ohne durch Ladung, Gepäck (abgesehen von Handgepäck) oder Proviantgegenstände eingeschränkt zu werden. Die Kammern und der außerhalb derselben verbleibende Raum sind bei Tage wie bei Nacht für die notwendigen Verrichtungen genügend zu beleuchten; auch muß bei der Verwendung elektrischen Lichtes eine genügende Anzahl von Notlichtern außerhalb der Kammern gebrannt werden. Das im § 10, Abs. 2 enthaltene Verbot der Verwendung gewisser Beleuchtungsmittel findet auch hier Anwendung.

§ 16. Frauenabteilung. Weibliche Auswanderer, welche ohne Begleitung von Ehemännern oder Eltern reisen, sind in einer von den übrigen Plätzen abgesonderten Abteilung (§ 9 Abs. 2) unterzubringen. Auf Verlangen muß auch jeder andere weibliche Auswanderer in dieser Abteilung untergebracht werden. Frauen dürfen Knaben unter zehn Jahren mit in diese Abteilung nehmen.

Sind mehr als fünfundzwanzig weibliche Auswanderer in der Frauenabteilung untergebracht, so muß eine Aufwärterin, welcher die Aufrechterhaltung der Ordnung sowie die Bedienung und Hilfeleistung obliegt, die Nacht daselbst zubringen. Die Frauenabteilung ist mit einer verschließbaren Tür zu versehen und so weit entfernt von der Männerabteilung anzubringen, als der mit Auswanderern besetzte Raum des Schiffes dies irgend gestattet.

§ 17. Männerabteilung. Die über vierzehn Jahre alten männlichen Auswanderer, die nicht mit ihrer Ehefrau reisen, sind ebenfalls in einer besonderen, mit einer verschließbaren Tür zu versehenen Abteilung unterzubringen.

§ 18. Frauen- und Männerkammern. Bei geringerer Auswandererzahl können an Stelle der besonderen Frauen- und Männerabteilungen mit verschließbaren Türen versehene Kammern innerhalb der Abteilungen hergerichtet werden. Auf diese Kammern kommen die Vorschriften des § 15 zur Anwendung.

§ 19. Wasch- und Badevorrichtungen. Zur ausschließlichen Benutzung der Auswanderer müssen mindestens zwei Waschküchen, eins für die männlichen und eins für die weiblichen Auswanderer, von hinlänglicher, der Personenzahl entsprechender Größe vorhanden und mit den nötigen Wascheinrichtungen ausgerüstet sein. Auf Dampfschiffen müssen die Häuser mit Wasserleitung oder Pumpen versehen sein.

Die Anbringung von Waschküchen kann unterbleiben, sofern die Auswanderer in Kammern untergebracht werden, und in jeder Kammer für je sechs darin unterzubringende Personen mindestens eine fest angebrachte Wascheinrichtung vorhanden ist.

Auf jedem Schiff, welches den 30. Grad nördlicher Breite nach Süden überschreiten soll, muß eine Bade- oder Brausevorrichtung vorhanden sein.

Den Auswanderern muß das zum Waschen nötige Süßwasser in ausreichender Menge geliefert werden.

§ 20. Abtritte. Abtritte müssen in solcher Zahl vorhanden sein, daß für je fünfzig männliche und für je fünfzig weibliche Auswanderer mindestens einer zu deren ausschließlichem Gebrauch dient. Die für die männlichen und die für die weiblichen Auswanderer bestimmten Abtritte müssen, wenn tunlich, auf verschiedenen Seiten des Schiffes gelegen sein. Von den Aufenthaltsräumen der Auswanderer müssen die Abtritte durch einen dichten Verschluss oder in sonst geeigneter Weise abgeschlossen sein.

Die Fußböden und Wände der Abtritte sind durch einen Ölanstrich und Verkitten oder auf sonst geeignete Weise gegen Luft und Wasser undurchlässig zu machen. Die Abtritte müssen gut gelüftet und bei Tage wie bei Nacht hell beleuchtet sein.

§ 21. Krankenräume. Auf jedem Schiff müssen sich mindestens zwei abgesonderte Krankenräume befinden, der eine für die männlichen, der andere für die weiblichen Auswanderer. Die Krankenräume müssen auf je einhundert Personen 10 m<sup>3</sup> Luftraum enthalten. Sie dürfen bei Berechnung des den Reisenden nach §§ 7, 15 zu gewährenden Raumes nicht mit berücksichtigt und nur so stark belegt werden, daß für jede darin befindliche Person mindestens 5 m<sup>3</sup> Luftraum vorhanden sind. Falls bei zahlreichen Erkrankungen die Krankenräume nicht ausreichen, muß der Schiffsführer für weiteren abgesonderten Raum sorgen.

§ 22. Einrichtung der Krankenräume. Die Krankenräume müssen möglichst günstig gelegen, mit besonders guten Beleuchtungs-, Lüftungs- und Heizungseinrichtungen sowie mit einer Tür versehen sein, welche so breit ist, daß ein Kranker hineingetragen werden kann. In der Nähe der Krankenräume müssen sich eine besondere Badeeinrichtung für die Kranken und zwei Abtritte befinden. Die Wände der Krankenräume sind mit Ölanstrich

zu versehen, der Fußboden ist durch einen Ölanstrich oder auf andere Weise wasserdicht zu machen.

Die Räume sollen enthalten: auf je einhundert Personen mindestens zwei Kojen mit Matratzen, Kopfpfuhl, Decken und zweimal Bettwäsche, ferner die nötige Anzahl von Krankenzügen, einen zu Operationen geeigneten Tisch, eine Wascheinrichtung für den Arzt und, falls keine Badeeinrichtung in unmittelbarer Nähe vorhanden, eine Badewanne; ferner Wasserbehälter mit genügendem Wasser. Die Kojen müssen mindestens an einer vollen Längsseite einen freien Raum von mindestens 1 m Breite haben. Sie dürfen mit Ausnahme der Vorsätze nicht von Holz sein. Die oberen Kojen müssen, soweit sie an der Wand angebracht sind, zum Aufklappen eingerichtet sein. An der Koje muß ein Behälter für die Aufnahme von Trinkgefäßen und Arzneigläsern sowie einer für Spei- und Uringläser vorhanden sein.

§ 23. Bezeichnung der Räume. Die Deckaufgänge, Sonderabteilungen, Kammern, Waschhäuser, Abtritte und Krankenzimmer sind als solche durch Anschläge zu bezeichnen, welche bei Räumen, die ausschließlich für Männer oder Frauen bestimmt sind, dies ersichtlich machen müssen.

### III. Beköstigung der Auswanderer.

§ 24. Beköstigung. Die Beköstigung erfolgt in mindestens drei täglichen regelmäßigen Mahlzeiten nach Maßgabe des vorschriftsmäßig mitzunehmenden Proviantes; auch ist die vorgeschriebene Menge Trinkwasser sowie das zum Essen und Trinken nötige Geschirr zu liefern.

§ 25. Koch. Auf jedem Schiffe muß sich mindestens ein erfahrener Koch für die Auswanderer befinden; bei mehr als einhundert Reisenden noch ein Hilfskoch oder geeigneter Gehilfe.

§ 26. Geschirr. Jedes Schiff muß mit dem nötigen Geschirr zur Herstellung und Austeilung der Speisen sowie mit einer Waage und Gewichten versehen sein. Von den Kochtöpfen darf einer außer zum Wasserkochen nur zur Bereitung von Tee und Kaffee benutzt werden.

§ 27. Wasser, Proviant usw. Jedes Schiff muß Wasser und Proviant, Brenn- und Leuchtmaterial für die wahrscheinliche längste Dauer der Reise in den in Anlage A verzeichneten Mengen mitnehmen. Dabei ist auf jedem Proviantkollo oder Gefäß der Inhalt und das Nettogewicht bzw. die Menge deutlich zu markieren.

Die Auswanderungsbehörde kann im einzelnen Falle gestatten, daß auf einem Segelschiff eine geringere als in Anlage A vorgeschriebene Menge Wasser mitgenommen wird, vorausgesetzt, daß auf dem Schiff ein gutes Abdampfgerät (Destillierapparat) für frisches Wasser vorhanden ist, das in vierundzwanzig Stunden für jeden Kopf der Mannschaft und der Reisenden so viel trinkbares Wasser liefern kann, als erforderlich ist, um die für einen Tag der Reise mitgenommene Menge auf die nach Anlage A für einen Tag mitzunehmende Menge zu ergänzen.

Als wahrscheinlich längste Dauer der Reise gelten die in Anlage B verzeichneten Zeiträume. Verzögert sich nach der Aufnahme der Auswanderer der Abgang des Schiffes länger als eine Woche, so muß der Proviant dieser Verzögerung entsprechend ergänzt werden.

§ 28. Wasser. Zur Aufbewahrung des Wassers müssen eiserne Behälter vorhanden sein, welche im Innern einen Überzug von Zement oder einem anderen tauglichen Stoffe haben. Ein Anstrich von Mennige ist verboten.

Dampfschiffe müssen mit einem guten Abdampfgerät (Destillierapparat) für Frischwasser versehen sein, welches in vierundzwanzig Stunden für jeden Kopf der Mannschaft und der Reisenden fünf Liter trinkbares Wasser liefern kann.

### IV. Bedienung und Krankenbehandlung.

§ 29. Aufwärter. Auf jedem Schiff muß sich für je einhundert Auswanderer mindestens ein Aufwärter oder eine Aufwärterin befinden. Eine Aufwärterin muß jedoch schon dann vorhanden sein, wenn sich unter den Auswanderern fünf und zwanzig weibliche befinden.

§ 30. Schiffsarzt. Jedes Schiff muß einen approbierten, vertragsmäßig zur unentgeltlichen Behandlung der Auswanderer verpflichteten Arzt an Bord haben.

§ 31. Krankenpfleger. Auf jedem Schiff ist wenigstens ein zur Krankenpflege geeigneter seefester Mann mitzunehmen. Bei einer erheblichen Anzahl von Auswanderern kann von der Auswanderungsbehörde die Mitnahme von mehreren Krankenpflegern verlangt werden. Den Umständen nach kann die Auswanderungsbehörde auch die Mitnahme von einer oder mehreren Krankenpflegerinnen für die weiblichen Auswanderer verlangen.

§ 32. Arzneimittel usw. An Arzneien und anderen Hilfsmitteln zur Krankenpflege sind mindestens die in Anlage C<sup>1)</sup> verzeichneten Gegenstände mitzunehmen.

§ 33. Aufbewahrung der Arzneimittel. Die im § 32 bezeichneten Gegenstände sind in einer Schiffsapotheke und, wo diese fehlen sollte, in einem besonders verschließbaren, Borde und Schiebläden enthaltenden Schranke gehörig geordnet aufzubewahren.

### V. Sicherheits- und Rettungsvorschriften.

§ 37. Feuerlöcheinrichtung auf Dampfschiffen. Dampfschiffe müssen mit einer Schlauchleitung versehen sein, durch welche bei Ausbruch von Feuer das nötige Wasser zum Löschen an jede Stelle des Schiffes geleitet werden kann.

§ 38. Not- und Lotsensignale. Zum Abgeben von Not- und Lotsensignalen muß sich mindestens ein Geschütz von genügender Größe mit reichlichem Schießbedarf nebst der erforderlichen Menge von Blaulichtern und Raketen an Bord befinden.

<sup>1)</sup> Hier nicht aufgenommen, vgl. das Gesetz über das Auswanderungswesen.

§ 39. Rettungsgeräte. Jedes Schiff muß mit dem erforderlichen Rettungsgerät, insbesondere mit Booten, Rettungsgürteln und Rettungsbojen (Rettungsringen) versehen sein.

§ 40. Boote. Vgl. Abschnitt Ausrüstung für seemännische Zwecke, S. 785, Boote.

§ 41. Ermittlung des Raumgehaltes der Boote. Desgl.

§ 42. Art der Boote. Desgl.

§ 43. Überschüssiger Bootsraum. Desgl.

§ 44. Hilfsbootsraum. Desgl.

§ 45. Unterbringung der Boote. Desgl.

§ 46. Zustand der Boote und Hilfsvorrichtungen. Sämtliche Boote, Klappboote, Rettungsflöße usw. müssen sich stets in seetüchtigem Zustand befinden und hierauf jährlich mindestens einmal gründlich untersucht werden. Sämtliche Boote sollen mindestens einmal im Monat ausgeschwungen werden.

Die Boote und Klappboote sind mit einer laufenden Nummer zu versehen.

§ 47. Boots-ausrüstung<sup>1)</sup>. Für jedes mitgenommene Boot und Klappboot müssen an Ausrüstungsgegenständen vorhanden sein:

1. mindestens ein Riemen für jede Ruderbank und außerdem zwei Ersatzriemen, 1½ Satz Dollen oder Rudergabeln und je zwei Pflöcke für jedes Wasserablaßloch; Dollen und Pflöcke müssen angebunden sein;
2. ein Schöpfeimer, Ruder mit Pinne oder Joch und Leinen dazu, eine Fangleine von hinreichender Länge;
3. ein wasserdicht verschließbarer Wasserbehälter, welcher stets mit frischem Wasser gefüllt sein muß;
4. ein wasserdicht verschließbarer Brotbehälter, welcher stets mit gutem Hartbrot gefüllt sein muß;
5. die nötige Anzahl von Notsignalen;
6. eine Flasche Rum oder Kognak.

Für jedes Rettungsboot müssen außerdem vorhanden sein:

7. Mast und Segel zum Gebrauch fertig;
8. an jedem Bootsende ein angebundenes Kappbeil;
9. ein Bootskompaß;
10. ein Gefäß mit 5 kg vegetabilischem oder animalischem Öl zur Beruhigung der Wellen;
11. die nötige Zahl von Ölbeuteln;
12. eine Laterne, deren Brenndauer acht Stunden beträgt.

§ 48. Unterbringung der Boots-ausrüstung. Sämtliche Rettungsboote müssen stets die vorgeschriebene Ausrüstung enthalten, während die Ausrüstung für die übrigen Boote und die Klappboote in einem leicht erreichbaren Raum bereitzuhalten ist.

§ 49. Boots-bemannung. Zur Besetzung müssen für jedes Klappboot mindestens zwei, für jedes gewöhnliche feste Boot mindestens drei und für jedes Rettungsboot mindestens vier erwachsene Personen der Schiffsbesatzung, welche des Ruderns kundig sind, vorhanden sein.

§ 50. Bootsübungen. Sämtliche Personen der Schiffsbesatzung sind bei jeder sich bietenden Gelegenheit in der Handhabung der Boote und im Rudern zu üben. Zahl, Art, Zeit und Ort der abgehaltenen Übungen sind im Schiffstagebuch zu vermerken.

§ 51. Rettungsgürtel. Für jede zu befördernde Person, einschließlich der Schiffsbesatzung und der unterwegs an Bord zu nehmenden Personen, muß ein Rettungsgürtel (Schwimmweste, Korkjacke) vorhanden sein, welcher ein eisernes Gewicht von mindestens 10 kg während mindestens sechs Stunden tragen kann. Die Rettungsgürtel müssen entweder in den Schlafkojen oder an Stellen, welche der Mannschaft und den Reisenden bekannt sind, derartig aufbewahrt werden, daß sie jederzeit leicht erreichbar sind.

Nicht zulässig sind Rettungsgürtel, welche vor dem Gebrauch aufgeblasen werden müssen. Siehe Abschn. Ausrüstung für seemännische Zwecke, S. 844, Rettungsgeräte.

Die Rettungsgürtel sind mindestens einmal jährlich auf ihre Beschaffenheit zu untersuchen.

Der Schiffsführer ist verpflichtet, die Reisenden baldtunlichst auf die Rettungsgürtel hinzuweisen und über deren Gebrauch unterrichten zu lassen.

§ 52. Rettungsbojen. Auf jedem Schiffe müssen so viele Rettungsbojen (Rettungsringe) vorhanden sein, wie im § 40 Boote vorgeschrieben sind.

Die Rettungsbojen müssen von weißer oder roter Farbe sein und eine Tragfähigkeit (§ 51) von mindestens 14 kg haben.

Die Füllung der Bojen muß aus großen Korkstücken oder einem Stoffe von ähnlicher Güte und Dauerhaftigkeit bestehen; Korkabfälle, Korkasche usw. sind nicht zulässig, desgleichen nicht Bojen, welche vor dem Gebrauch aufgeblasen werden müssen. Um jede Rettungsboje muß eine Sicherheitsleine befestigt sein.

Die Rettungsbojen müssen stets auf dem oberen Deck an geeigneten Stellen derartig angebracht sein, daß sie zum sofortigen, durch die Befestigungsart nicht behinderten Gebrauch bereit sind. Eine Rettungsboje soll sich am Heck des Schiffes oder in nächster Umgebung desselben befinden.

§ 53. Sicherheitsrolle. In jedem Schiffe muß eine gedruckte Zusammenstellung der Vorschriften über die Handhabung des Sicherheitsdienstes (Sicherheitsrolle) in mehreren Stücken vorhanden und an mindestens drei, den Auswanderern leicht zugänglichen Stellen ausgehängt sein. Aus der Rolle muß hervorgehen, welche Vorrichtungen den einzelnen Leuten der Besatzung bei Gefahr obliegen und nach welchen Stellen des Schiffes sich die Reisenden in diesem Falle zu begeben haben.

<sup>1)</sup> Vgl. auch die vom H.N.A. ausgearbeiteten Blätter über Boots-ausrüstung.

§ 54. Einteilung der Besatzung. Jeder Mann der Schiffsbesatzung muß in der Handhabung der Sicherheitsvorrichtungen sowie davon unterrichtet sein, was er beim Er tönen bestimmter Signale zu tun verpflichtet ist. Jedem Mann ist, entsprechend der Einteilung in der Rolle, eine Nummer zuzuteilen, nach der sich die ihm bei eintretender Gefahr obliegenden Verrichtungen bestimmen.

Die gesamte Schiffsbesatzung ist nach einer Bootsrolle auf die Boote und Klappboote einzuteilen, und an jedem Boot müssen die Nummern der dafür bestimmten Leute angeschlagen sein. Offiziere und Unteroffiziere sind auf die Boote gleichmäßig zu verteilen.

Für jeden Raum, in welchem sich Reisende befinden, sind außerdem eine oder mehrere Nummern der Schiffsbesatzung, und zwar vorzugsweise die im § 29 bezeichneten Aufwärter einzuteilen, welchen es im Falle einer Gefahr ausschließlich obliegt, die in dem betreffenden Raume befindlichen Reisenden an die für sie bestimmten Sammelplätze zu führen.

#### VI. Ärztliche Untersuchung der Reisenden und der Schiffsbesatzung.

(§§ 55 und 56.)

#### VII. Besichtigung der Auswandererschiffe und Einschiffung der Auswanderer.

(§§ 57 bis 69.)

#### VIII. Sorge für die Auswanderer während der Reise.

(§§ 70 und 71.)

#### IX. Allgemeine und Übergangsbestimmungen.

(§§ 72 bis 77.)

§ 72. Rücksichtlich des Schiffsraumes, der Ausrüstung und Verproviantierung sind im allgemeinen zwei Kinder unter zehn Jahren für eine Person, Kinder unter einem Jahre, abgesehen von der für sie mitzunehmenden Milch, gar nicht zu rechnen.

§ 75. Für Schiffe, welche vor dem 1. Juli 1897 in Bau gegeben worden sind, treten für schon vorhandene Einrichtungen folgende Erleichterungen ein:

1. Die Bestimmungen über die Einrichtung wasserdichter Schotte im § 1 Absatz 3 und im § 58 Absatz 2 Ziffer 1 finden keine Anwendung.

2. Es genügt je eine Treppe für zweihundert Reisende (§ 9).

3. Die Einzelkoje braucht nur 0,50 m, die Doppelkoje nur 1 m breit zu sein (§ 13).

4. Die Kojen in den Krankenzimmern dürfen ganz von Holz sein. Die oberen Kojen brauchen nicht zum Aufklappen eingerichtet zu sein. Von der Erfüllung der Anforderungen hinsichtlich der Breite der Tür und der benachbarten Lage von Abtritten und einer besonderen Badeeinrichtung kann abgesehen werden (§ 22).

5. Die vorgeschriebenen Boote müssen mindestens zur Hälfte Rettungsboote und dürfen bis zu einem Viertel Klappboote sein (§ 42).

6. Ein Rettungsgürtel braucht nur 8 kg, eine Rettungsboje nur 12 kg tragen zu können (§§ 51, 52).

§ 77. Für die von ausländischen Häfen aus abgehenden Auswandererschiffe können Ausnahmen von den vorstehenden Vorschriften zugelassen werden.

#### Anlage A.

#### Verzeichnis

der auf Auswandererschiffen mitzunehmenden Mengen von Proviant und Wasser, Brenn- und Leuchtstoffen (§ 27 der Vorschriften).

Für je zehn Tage der im § 27- und Anlage B bestimmten längsten Reisedauer sind für jeden Auswanderer an Wasser wenigstens 60 l und an Proviant wenigstens folgende Mengen mitzunehmen:

1. Rindfleisch <sup>1)</sup> . . . . .	2000 g	13. Sauerkohl . . . . .	400 g
2. Schweinefleisch oder Speck . . . . .	1000 „	14. Gemüse, getrocknet, gepreßt . . . . .	100 „
3. Heringe . . . . .	3 Stück	15. Frische Kartoffeln <sup>4)</sup> . . . . .	3000 „
4. Brot (Weizen- oder Roggen-) <sup>2)</sup> . . . . .	3600 g	16. Butter <sup>5)</sup> . . . . .	350 „
5. Mehl (Weizen- oder Roggen-) <sup>2)</sup> . . . . .	720 „	17. Salz . . . . .	120 „
6. Erbsen . . . . .	275 „	18. Essig . . . . .	0,12 l
7. Bohnen . . . . .	225 „	19. Kaffee, geröstet, auch in Tafeln . . . . .	125 g
8. Reis <sup>3)</sup> . . . . .	360 „	20. Zichorien . . . . .	25 „
9. Graupen <sup>3)</sup> . . . . .	180 „	21. Tee . . . . .	20 „
10. Hafergrütze . . . . .	50 „	22. Zucker <sup>6)</sup> . . . . .	150 „
11. Pflaumen <sup>7)</sup> . . . . .	100 „	23. Sirup . . . . .	100 „
12. Schnittpfe <sup>8)</sup> . . . . .	50 „	24. Milch, kondensierte . . . . .	120 „

<sup>1)</sup> Oder Kalb- oder Hammelfleisch; mindestens  $\frac{1}{5}$  frisch oder präserviert. Schweinefleisch (357 g = 500 g Rdf.) oder Speck (250 g = 500 g Rdf.) bis zur Hälfte, Fisch (375 g = 500 g Rdf.) für 2 Tage wöchentlich zulässig.

<sup>2)</sup> Zur Hälfte Weizenbrot (oder Mehl). Wenn entsprechend große Bäckerei an Bord, ist statt Brot eine um 10 vH geringere Menge Mehl zulässig.

<sup>3)</sup> Reis und Graupen sowie Pflaumen und Schnittpfe ergänzen sich gegenseitig.

<sup>4)</sup> Auch getrocknete oder gepreßte (20 g = 100 g frische).

<sup>5)</sup> Oder Margarine erster Güte. Auch Margarine (4000 g = 3000 g Butter oder Margarine) ist zulässig.

<sup>6)</sup> Weitere 600 g sowie 600 g Zitronensaft bei Reisen von 80 Tagen und längerer Dauer.

Ferner ist an Speisen für Kranke und Kinder auf je einhundert Reisende für je zehn Tage der längsten Reisedauer mitzunehmen:

25. Rotwein . . . . .	5 l	28. Hafergrütze . . . . .	2000 g
26. Zucker . . . . .	2000 g	29. Perlgraupen . . . . .	1500 „
27. Sago . . . . .	1000 „	30. Kondensierte Milch . . . . .	1000 „

und außerdem für jedes an Bord befindliche Kind im Alter unter einem Jahre für je zehn Tage 500 g, oder an Stelle der kondensierten haltbare (sterilisierte) Naturmilch, wobei ein Gewichtsteil kondensierter Milch sechs Gewichtsteilen sterilisierter Milch gleich zu rechnen ist.

Außer dem Proviant müssen mitgenommen werden: Besen, die nötige Menge Brennöl (mit Ausnahme von Petroleum) oder Lichte; ferner auf Segelschiffen an Feuerung zum Kochen für einhundert Reisende für je zehn Tage 10 hl Steinkohlen und 1 1/2 m³ Holz, für eine größere Anzahl von Reisenden im Verhältnis mehr.

Für die Schiffsmannschaft sind mindestens dieselben Proviantmengen wie für die Reisenden mitzunehmen; sachgemäße Abweichungen sind gestattet.

**Anlage B.**

Wahrscheinliche längste Reisedauer (§ 27 der Vorschriften) für Fahrten.

nach	mit Dampfschiffen von			mit Segelschiffen in der Zeit vom	
	weniger als 10	10 bis 15	mehr als 15	15. März bis 15. Okt.	15. Okt. bis 15. März
	Knoten Geschwindigkeit			Tage	Tage
	Tage	Tage	Tage		
1. der Ostküste von Nordamerika nördlich dem 30. Grade nördlicher Breite . . . . .	40	25	20	80	90
2. der Ostküste von Amerika zwischen dem 30. Grade nördlicher Breite und dem Kap St. Roque . . . . .	40	30	30	80	90
3. der Ostküste von Südamerika südlich Kap St. Roque . . . . .	60	45	45	120	130
4. der Westküste von Afrika bis zum Kap der Guten Hoffnung . . . . .	60	45	45	120	130
5. einer Gegend über Kap Horn oder Kap der Guten Hoffnung hinaus, ohne daß der Äquator zweimal passiert wird . . . . .	80	60	60	160	170
6. einer Gegend, wobei der Äquator zweimal passiert wird . . . . .	100	80	80	200	210
7. Australien und China . . . . .	80	60	60	160	170

**F. Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft**

für

Dampfer und Motorschiffe sowie für Segler<sup>1) 2) 3)</sup>.

Der nachstehende Auszug enthält die wichtigsten für den Bau und die Ausrüstung der Schiffe geltenden Bestimmungen, soweit sie nicht schon an anderen Stellen erwähnt sind<sup>4)</sup>.

**Vorbemerkung.**

Bezeichnung der Fahrtgrenzen<sup>5)</sup>.

Im Sinne dieser Vorschriften ist zu verstehen unter:

Wattfahrt: die Fahrt auf Watten, Haffen, Bodden, Förden und ähnlichen Gewässern, wo hoher Seegang ausgeschlossen ist.

<sup>1)</sup> Enthalten auch die Vorschriften für außerhalb der kleinen Küstenfahrt verkehrenden Segelschiffe.

<sup>2)</sup> Enthalten auch die Vorschriften für in der kleinen Küstenfahrt und Wattfahrt verkehrenden Segelschiffe und stimmen in den grundsätzlichen Fragen annähernd mit den Vorschriften für Dampfer und Motorschiffe überein, enthalten jedoch Sonderhinweise bezüglich Ausrüstung mit Pumpen usw.

<sup>3)</sup> 1925 herausgegeben.

<sup>4)</sup> Diese Stellen sind im Text angegeben.

<sup>5)</sup> § 150 der Ausgabe 1925 für Dampfer und Motorschiffe, § 114 derselben Ausgabe für Segelschiffe außerhalb und § 79 der Ausgabe für Segelschiffe in der kleinen Küsten- und Wattfahrt. Die Vorschriften gelten vom 1. Juni 1925 ab für alle zur See-Berufsgenossenschaft gehörigen deutschen Dampfer und Motorschiffe sowie für Segler.

**Kleine Küstenfahrt:** die Fahrt längs den Küsten des Festlandes und den Inseln der Nordsee vom Kap Gris Nez bis zum Aggerkanal, einschließlich Fahrten vom Festland nach Helgoland, im Kattegat südlich von Frederikshavn, im Skagerrak südlich von Lysekil, in den Belten und im Sund sowie längs den Küsten der Ostsee.

**Große Küstenfahrt:** die Fahrt zwischen allen Häfen Europas, des Mittelländischen und Schwarzen Meeres sowie die Fahrt in überseeischen Gewässern ähnlicher Art.

**Lange Fahrt:** diejenige Fahrt, welche die für die vorstehenden Fahrten festgesetzten Grenzen überschreitet.

### I. Allgemeine Bestimmungen.

§ 1. Jedes Schiff muß bei Antritt jeder Reise in seetüchtigem Stande, gehörig eingerichtet und ausgerüstet sowie gehörig bemannt und verproviantiert sein. Die zum Ausweis für Schiff, Besatzung und Ladung erforderlichen Papiere müssen sich an Bord befinden. Alle Gerätschaften zum Laden und Löschen müssen in gehöriger Beschaffenheit, auch muß die Ladung ordnungsmäßig nach Seemannsbrauch gestaut sein.

Jedes Schiff muß eine von der See-Berufsgenossenschaft ausgestellte Bescheinigung an Bord haben, daß das Schiff den vorgeschriebenen Überholungen unterzogen und nach dem Ergebnis derselben als den Unfallverhütungsvorschriften genügend zur Seefahrt zugelassen ist (Fahrterlaubnisschein). Klassifizierte Schiffe müssen auch das Klassenzertifikat an Bord führen.

Alle Papiere, die sich nach den Unfallverhütungsvorschriften an Bord befinden müssen, sind so aufzubewahren, daß sie auch in Abwesenheit des Kapitäns den Überwachungsorganen vorgelegt werden können.

Hafen-, Musterungs- und Zollbehörden ist der Fahrterlaubnisschein auf Anfordern vorzulegen. Bei Neubauten sowie bei Schiffen, die einem wesentlichen, die Stabilität beeinflussenden Umbau unterzogen worden sind, müssen für die wichtigsten in Betracht kommenden Beladungsfälle und Tiefgänge die Heblsarmkurven der statischen Stabilität aufgestellt und dem Führer des Schiffes ausgehändigt und erläutert werden.

Das Schiff darf nicht überladen sein (vgl. § 6). Schiffe ohne Ladung oder mit unzureichender Ladung sind mit dem nötigen Ballast zu versehen (§ 109). Besteht der Ballast aus beweglichen Stoffen, wie Sand, Erde oder dergleichen, so ist er in zuverlässiger Weise gegen Überschießen zu sichern. Außerhalb der kleinen Küstenfahrt sind für solchen Ballast Längsschotte anzubringen, wenn die Schiffsbreite mehr als  $7\frac{1}{2}$  m beträgt. Das etwas aus dem Ballast sickernde Wasser muß zu den Pumpen gelangen können.

Wasserführende, von Bord zu Bord reichende Behälter (Tanks), die durch zwei Querschotte begrenzt werden und bis zu einem Deck hinaufreichen, erhalten ein Längsschott, die Speisewasserkasten auf Fischdampfern eine Schlagwasserplatte (§ 122). Es wird empfohlen, dieses Längsschott in seinem unteren Teile wasserdicht herzustellen (§ 109).

§ 2 handelt von der Anwesenheit eines Vertreters beim Laden und Löschen.

§ 3. Die Bilgen sind sorgfältig leenz zu halten.

Jedes Schiff muß mit zweckentsprechender Peilvorrichtung versehen sein.

Die hierzu erforderlichen Pumpen müssen in gebrauchsfähigem Zustand an Bord und ihre Saugstellen müssen jederzeit zugänglich sein<sup>1)</sup>.

Jedes Schiff ist mit der gesetzlich vorgeschriebenen Garnierung zu versehen, die über den Bilgen gut dicht sein muß. Dies ist besonders zu beachten, wenn Schiffe Ladung fahren, durch welche die Pumpen verstopft werden könnten, wie lose Saat, Getreide, Teer, Kohlen, Guano, Sand usw. In diesem Falle sind die Bilgen und Wasserläufe vorher besonders sorgfältig zu reinigen.

§ 4. Über die Anbringung von wasserdichten Schotten (S. 630 ff.).

Auf allen Schiffen, deren Kiel nach dem 1. Januar 1910 gelegt worden ist, ist in einer Entfernung von nicht weniger als 0,05 m Länge vom Vorsteven in der Tiefadelinie gemessen ein wasserdichtes Querschott, Kollisionsschott, anzubringen, das von den Bodenwrangen bis zum Hauptdeck reichen muß.

Im Kollisionsschott dürfen oberhalb des Doppelbodens keine Öffnungen vorhanden sein. Die Schiffe sind außerdem an jedem Ende des Maschinen- und Kesselraumes mit einem bis zum Haupt- oder Freiborddeck reichenden, wasserdichten Querschott zu versehen.

Schraubenschiffe erhalten ferner in angemessener Entfernung vom Hintersteven ein wasserdichtes Querschott, Stopfbüchenschott, das bis zum Haupt- oder Freiborddeck oder bis zu einer oberhalb der Tiefadelinie gelegenen wasserdichten Plattform reichen muß (siehe auch S. 631, Vorschr. d. Germ. Lloyd über wasserdichte Schotte).

§ 5. Für Passagierdampfer in langer Fahrt sowie für Passagierdampfer in der großen Küstenfahrt, welche länger als 90 m sind und deren Kiel am oder nach dem 1. Januar 1910 gelegt ist, gelten die aus S. 631 ersichtlichen sowie die oben erwähnten Vorschriften über wasserdichte Schotte.

§ 6. Für Bestimmung des Freibords aller Schiffe (Dampfer und Segelschiffe) außerhalb der kleinen Küstenfahrt, deren Kiel nach dem 1. Januar 1909 gelegt ist, gelten die Freibordvorschriften der See-Berufsgenossenschaft Ausgabe 1908 (vgl. S. 603). Für Schiffe, deren Kiel vor dem 1. Januar 1909 gelegt ist, gelten diejenigen der Ausgabe 1903, falls nicht der Reeder die Anwendung der ersteren wünscht.

Unter Zugrundelegung dieser Vorschriften ist für jedes der vorgenannten Schiffe vom Genossenschaftsvorstand nach Anhörung des Germanischen Lloyd eine Tiefadelinie festzusetzen und am Schiffe anzumarkieren.

<sup>1)</sup> Bei Segelschiffen von über 700 m<sup>3</sup> Bruttoreaumgehalt, welche nach 1897 in Fahrt gesetzt sind.

**Das Schiff darf nicht tiefer geladen werden, als die festgesetzte Marke gestattet, und auch nur dann bis zur Freibordmarke weggeladen werden, wenn es für die bevorstehende Reise hinreichende Stabilität besitzt.**

Alle unter die Vorschriften über wasserdichte Schotte (§ 5) fallenden Dampfer dürfen, solange sie in der Passagierfahrt beschäftigt sind, den nach diesen Schottvorschriften **zulässigen Tiefgang mittschiffs nicht überschreiten.**

§ 7. Deckslast darf nicht mehr genommen werden, als mit der Stabilität des Schiffes vereinbar ist. Die Höhe der Deckslast ist so zu bemessen, daß das Schiff auch während der Reise keine erhebliche Schlagseite aus ungenügender Stabilität erhält. Hierbei ist besondere Rücksicht auf die Gefahr der Gewichtszunahme infolge der Wasseraufsaugung durch die Deckslast (wie z. B. bei Holz, Holzmasse usw.) und im Winter noch auf die Gefahr der Gewichtszunahme infolge des Vereisens der Deckslast zu nehmen.

Auf Deck liegende Ladung und Reservespiere sind durch starke Befestigung vor dem Lostreiben zu bewahren.

Wenn das Deck über die ganze Breite des Schiffes mit Ladung angefüllt und die Oberfläche der Deckslast sehr uneben ist oder in dieser sich Lücken befinden, so ist durch aufgelegte und gut befestigte Laufplanken für den sicheren Verkehr der Mannschaft über Deck zu sorgen. Außerdem ist im Bereich der Deckslast eine mittschiffs laufende Streckleine zum Festhalten anzubringen. Wenn soviel Ladung auf Deck liegt, daß die feste Reling einen genügenden Schutz nicht mehr bietet, ist eine zweckentsprechende, provisorische Reling aus Spieren, Tauwerk oder dergleichen anzubringen.

§ 8 betrifft die Führung von Tagebüchern (Schiffs-, Maschinen-, Unfall-, Deviations-Tagebuch).

§ 9. Für die Besetzung von Schiffen mit Kapitänen, Steuerleuten und Maschinisten gelten die in Ausführung der Seemannsordnung erlassenen gesetzlichen Vorschriften. Unbeschadet dieser müssen alle Schiffe in langer und atlantischer Fahrt von mehr als 60 m Vermessungslänge oder 700 Reg.-T. Bruttoreaumgehalt mindestens eine Besatzung haben, welche neben dem Kapitän und zwei Steuerleuten eine solche Zahl von Decksmannschaften aufweist, daß zwei Wachen, bestehend aus wenigstens je einem Rudersmann, einem Ausguckmann und einem Hilfsmann für sonstige Zwecke gebildet werden können.

§ 10 u. 11 betreffen Besetzung des Steuers und des Ausgucks sowie Anmusterung von Seeleuten (Tauglichkeit siehe S. 941, Nr. 2).

§ 12. In bezug auf die Besetzung der Schiffe mit Schiffszuräten und die Verpflichtung der letzteren zur Führung eines Tagebuches sind die gesetzlichen Bestimmungen, betreffend Krankenfürsorge auf Kauffahrteischiffen, zu befolgen.

## II. Anker und Ketten.

§§ 13 u. 14, siehe S. 758ff.

## III. Boote und Rettungsgeräte.

§§ 15 bis 34 s. S. 785 bis 797 (Boote) und 844 (Rettungsgeräte).

## IV. Lichterführung und Signalwesen.

(§§ 35 bis 44.)

## V. Vorkehrungen an Deck und außenbords.

§ 45. Schiffsname siehe S. 945.

Jedes Schiff außerhalb der Wattfahrt muß eine Tiefgangsskala auf jeder Seite des Vorder- und Ruderstevens, und zwar auf der einen Seite in Dezimetern, auf der anderen Seite in englischen Fuß an den festen Teilen in gut sichtbaren und fest angebrachten Schriftzeichen führen.

Fischdampfer, Lotsendampfer und Lustfahrzeuge brauchen nur die Namen am Heck, Bergungs- und Schleppdampfer nur die Namen am Bug und Heck zu führen.

Der Rumpf der Fischdampfer über der Wasserlinie ist in dunkler Farbe zu halten.

§ 46 betrifft Vorsichtsmaßregeln bei Arbeiten außenbords.

§ 47. Laufplanken, Stege, Brücken, Treppen, welche zum Personenverkehr zwischen einem verankert oder vertäut liegenden Schiffe und dem Lande dienen, müssen breit und stark genug und wenigstens auf einer Seite mit Geländer oder Tau versehen sein. Mit Eintritt der Dunkelheit ist für ausreichende Beleuchtung der Landgänge zu sorgen.

§ 48. Jedes Schiff über 300 m<sup>3</sup> Bruttoreaumgehalt muß zum Schutze der Mannschaft mit Schanzkleid oder Reling von genügender Höhe und Dichtigkeit versehen sein. Außerhalb der Wattfahrt muß die Höhe des Schanzkleides oder der Reling mindestens 90 cm betragen.

Ist die Reling nicht mit einem Netzwerk versehen, so darf die lichte Entfernung der Längsstangen vom Deck und voneinander nicht mehr als 0,33 m betragen.

Ist ein festes Schanzkleid vorhanden, so sind darin Wasserpforten von genügender Zahl und Größe vorzusehen. Höhe der Reling bei Passagierdampfern innerhalb der Wattfahrt mindestens 0,90 m, in anderer Fahrt 1,10 m. Bei Reling ohne Netzwerk lichte Entfernung der Längsstangen nicht mehr als 0,23 m vom Deck und voneinander.

Die Reling der Fischdampfer muß die Gesamthöhe von 90 cm über Oberkante Stringerplatte aufweisen. Sie kann im mittleren Teil aus aufgesetzten Stützen mit durchgezogener Stange oder Streckleine hergestellt und darf zum Umklappen oder Losnehmen eingerichtet sein. Im vorderen Teil sind alle Fischdampfer mit einem festen Schanzkleid zu versehen. In diesem sind, für 0,8 L vom Ruderstevn gerechnet, Wasserpforten anzuordnen, deren Gesamtquerschnitt an jeder Seite mindestens 0,06 m<sup>2</sup> für den laufenden Meter betragen muß. Die Verschlussklappen der Pforten dürfen keine Feststellvorrichtung haben (§ 115).

§ 49. Auf See müssen bei schwerem Wetter zur Sicherung der Besatzung gegen überbrechende Seen oder Ausgleiten Strecktaue in geeigneter Weise gezogen werden.

§ 50. Treppen von mehr als 1 m Höhe müssen wenigstens auf einer Seite mit Geländer, Handleiste oder Tau versehen sein.

§ 51. Oberdecksluken, deren Sülle unter 80 cm hoch sind, müssen, wenn sie nicht zum Laden, Löschen oder sonstigen Schiffsarbeiten gebraucht werden, geschlossen oder durch Geländer, Ketten, Tauer oder in sonst geeigneter Weise geschützt sein.

§ 52. Zur Abdichtung und Sicherung der Abdeckung von Ladeluken auf dem Wetterdeck müssen außerhalb der Waffahrt starke doppelte Persenninge genommen werden.

Zur Befestigung der Persenninge müssen eiserne Schalkklatten verwendet werden, deren Dicke nicht unter 10 mm betragen soll. Die Schalkklampen dürfen nicht weiter als etwa 600 mm voneinander entfernt stehen und dürfen nicht oben weiter vom Sill abstehen als unten.

Die zum Anpressen der Schalkklatten dienenden Keile oder Schrauben müssen auf See bei schlechtem Wetter häufig nachgesehen werden.

Zur weiteren Sicherung der Lukenabdeckung sind bei querschiffs liegenden Lukendeckeln über den Persenningen starke Längsriegel aus Eisen oder Holz anzuordnen, die vorne und hinten am Luksill durch Schraubenbolzen oder ähnliche Vorrichtungen zu befestigen und bei großen Längen noch durch Querriegel niederzuhalten sind.

Es können auch andere Sicherungsvorkehrungen für die Lukenabdeckungen getroffen werden, wenn sie mit den vorstehend bezeichneten als gleichwertig erachtet werden können (z. B. Tauzurung). Eine Anzahl von Reservekeilen ist bereitzuhalten.

Die Luken und Öffnungen in dem Freiborddeck innerhalb solcher Aufbauten, deren Abschlußschotte Öffnungen mit Verschlüßvorrichtungen nach § 5 Klasse II oder III der Freibordvorschriften oder die Vermessungsöffnungen im Deck haben (siehe S. 569), müssen ordnungsmäßig abgedeckt, verschalt und gesichert werden.

Von dieser Bestimmung sind ausgenommen solche Schiffe, bei denen in kurzer Entfernung von dem der See zugänglichen Abschlußschott ein weiteres Schott oder ein Teilschott mit einem Planken- oder Plattenverschluß oder eine Nische angeordnet ist.

§ 53. Alle Lüfteröffnungen müssen, so lange die Gefahr vorliegt, daß dadurch Wasser in größerer Menge in das Schiff gelangen kann, rechtzeitig geschlossen werden.

§ 54. Querschiffs liegende, bis zu 50 mm starke Lukendeckel müssen an den Säulen und Balken eine Auflage von mindestens 40 mm haben. Bei Schiffen, die nach dem 1. Januar 1925 auf Stapel gelegt sind, müssen querschiffs liegende Lukendeckel von größerer Dicke eine Auflage von mindestens 65 mm, längschiffs liegende Lukendeckel eine solche von mindestens 75 mm haben. Sie sind zu erneuern, sobald die Kanten soweit abgenutzt sind, daß ein Hinabfallen der Lukendeckel in den Raum zu befürchten ist.

Die Lukendeckel sind möglichst in einer Länge und Breite herzustellen oder mit einer in die Augen fallenden Kennzeichnung zu versehen. Als Lukengriffe sind bei Neubauten, die nach dem 5. Januar 1927 auf Stapel gelegt sind, nur U-förmig gebogene, durch den Deckel gehende und sicher befestigte Rundeisengriffe oder solche gleichwertiger Konstruktion zu verwenden. Ringe oder durch Holzschrauben gehaltene Stege sind zu vermeiden.

Die Holzlängsbalken sind an den Enden mit einem eisernen Beschlag zu versehen. Die Spuren für die Längsbalken an den Säulen und Schiebebalken (Scherstöcke) müssen mindestens 50 mm tief und bei geteilten Längsbalken mit einem Steg versehen sein.

Beim Löschen und Laden müssen die Schiebebalken (Scherstöcke) entweder aus der Luke entfernt oder durch Bolzen bzw. starke Riegel gehörig befestigt werden. Zum Ein- und Aussetzen der Schiebebalken (Scherstöcke) sind geeignete Vorrichtungen, z. B. Hahnenporten, vorzusehen. Die Längsbalken müssen gleichfalls beim Löschen und Laden, wenn eine Verschiebung in der Längsrichtung möglich ist oder wenn sie nicht geteilt sind, durch Bolzen gesichert sein. Zum Ein- und Aussetzen sind gleichfalls geeignete Vorrichtungen vorzusehen. Schiebebalken (Scherstöcke) und Längsbalken sind in leicht verständlicher Weise zu kennzeichnen.

Die Lukendeckel dürfen nur zum Abdecken der Luken verwendet werden; ihr Gebrauch zu anderen Zwecken ist verboten.

§ 55. Schiffe, die nach Inkrafttreten dieser Vorschriften (1. Jan. 1910) auf Stapel gelegt sind, müssen mit eisernen, übereinander befindlichen, oben und unten befestigten Raumleitern versehen sein. Wenn an Stelle der Leitern eingelassene Stufen angebracht sind, so müssen diese stets in gebrauchsfähigem Zustand erhalten werden.

§ 56. Hinsichtlich der Logis-, Wasch- und Baderäume sowie der Aborte für die Schiffsmannschaft ist die vom Bundesrat erlassene Bekanntmachung (siehe S. 941) zu beachten.

§ 57. Außerhalb der Waffahrt müssen auf allen Schiffen auf der Kommandobrücke Einrichtungen sein, wo der Wachhabende jederzeit Einblick in die Seekarten nehmen kann, ohne die Brücke verlassen zu müssen.

§ 58. Jedes Schiff muß mit einem von der Kommandobrücke nach dem Maschinenraum gehenden Sprachrohr versehen sein. Bei einem Bruttoreumgehalt des Schiffes von mehr als 800 m<sup>3</sup> ist außerdem ein **Maschinentelegraph** erforderlich.

§ 59. Jedes mit einem Dampfsteuerapparat versehene Schiff ist mit einem dem Rudersmann gut sichtbaren, dem jetzigen Ruderkommando entsprechenden Ruderlage-Anzeiger zu versehen.

§ 60. Die Triebräder der Steuergeschirre, Dampfwinden und, soweit angängig, auch der Handwinden sowie der Bohr- und Werkzeugmaschinen sind mit Schutzblechen oder sonst geeigneten Schutzvorrichtungen zu versehen.

§ 61. An Bord eines jeden Schiffes muß an geeigneter, gut sichtbarer Stelle eine Zinktafel angebracht werden, welche die von der Deutschen Gesellschaft zur Rettung Schiffbrüchiger erlassene Anweisung über die Handhabung des Raketenapparates enthält. Für die nur in Häfen, Buchten und Watten verkehrenden kleinen Fahrzeuge ist die Zinktafel nur

dann erforderlich, wenn das Schiff in Gegenden verkehrt, wo Raketenapparate in Anwendung kommen können.

§ 62. Die Ausführung des gesamten Ladegeschrirs muß den in Übereinstimmung mit dem Vorstände der See-Berufsgenossenschaft aufgestellten Grundsätzen des Germ. Lloyd entsprechen. Diesem sind bei allen Neubauten sowie bei Umbauten der Hebezeuge auf bereits in Fahrt befindlichen Schiffen neben einem Takelriß eine Decksaufsicht und die Kräftepläne der Hebezeuge in doppelter Ausfertigung zur Prüfung einzureichen. Bei Schiffen, die vor dem 5. Januar 1927 auf Stapel gelegt sind, finden diese Grundsätze sinngemäße Anwendung, soweit sie nicht konstruktive Änderungen bedingen.

Die höchstzulässige Belastung muß bei allen Hebezeugen, Ketten und Gerätschaften gut sichtbar und dauerhaft vermerkt sein. Die zulässige Belastung darf in keinem Fall überschritten werden.

Führt beim Drehen der Krane die Plattform für die Kranführer dicht an offenen Luken oder tiefer liegenden Decks vorbei, so ist in Hüfthöhe ein sicheres Geländer um die Plattform herum anzubringen.

Es ist auch für eine sichere Absperrung Sorge zu tragen, wenn bei dem Drehen der Krane infolge ihrer nahen Aufstellung an Luksüllen, Schotten usw. die Gefahr entsteht, daß dort durchgehende Personen gequetscht werden können.

Oben an den Kranauslegern muß eine Vorrichtung vorhanden sein, durch welche ein Hineinhieven des Windenhakens über die Scheibe zwischen den Blockwangen verhindert wird.

Krane, Ladebäume und Ladegeschrir sind nach Bedarf, mindestens aber einmal jährlich, gründlich zu untersuchen; der Befund ist ins Schiffstagebuch einzutragen.

Belastungsproben dürfen nur unter Aufsicht und Verantwortung des Reeders bzw. der Schiffsleitung erfolgen. Unbeteiligte Personen sind fernzuhalten.

§ 63 enthält weitere Vorschriften beim Laden und Löschen.

§ 64. Gespleißtes Drahttauerwerk darf nur in Notfällen als Windenläufer zu Lösch- und Ladewecken Verwendung finden.

Windenläufer und Drahttauerwerk sind möglichst in demselben Bogen, wie sie durch die Leitblöcke laufen, um die Windentrommel und rechtwinklig zur Mitte der Trommel aufzuwickeln. Hierbei ist bei Neubauten, die nach dem 5. Januar 1927 auf Stapel gelegt sind, bzw. bei neuen Winden darauf zu achten, daß die Steuerung der Winden so erfolgen muß, wie in den Grundsätzen des Germ. Lloyd für die Ausführung des Ladegeschrirs festgelegt ist. Vorläuferketten dürfen nicht so lang genommen werden, daß Spleißung und Schäkel in das Laderad geraten.

Bei der Aufstellung der Winden ist hierauf Rücksicht zu nehmen. Ein Reservewindenläufer ist auf jedem Kauffahrtschiff außerhalb der kleinen Küstenfahrt mitzuführen.

Die Enden des Windenläufers müssen mit der Trommel sachgemäß verbunden sein. Die Länge des Windenläufers ist so zu bemessen, daß beim Gebrauch stets noch genügend Torns auf der Trommel verbleiben.

Das Einschlagen von Knoten in Windenketten und Windenläufer ist unzulässig.

§ 65. Während des Stilliegens der Schiffe sind die Ankerkettenstopper, die auf jedem Schiffe vorhanden sind und in Ordnung gehalten werden müssen, zur Sicherung der Anker zu benutzen wenn der Liegeplatz es nicht mit Rücksicht auf die Sicherheit des Schiffes verbietet, und der Anker zu Wasser gefiert ist.

## VI. Vorkehrungen an Masten und Takelung.

§ 66 bis 67; siehe S. 731.

## VII. Feuerlöschvorrichtungen.

§ 68 bis 72, siehe S. 812. § 68 schreibt Schlagpützen“ (Schöpfmeister) — einen für Schiffe bis zu 250 m<sup>3</sup> Bruttoreaumegehalt und zwei Mann Besatzung, zwei für größere Schiffe — § 72 Rauchhelme — siehe S. 846 — vor.

## VIII. Bordkinoanlagen.

§ 73 enthält Vorschriften über derartige Anlagen auf Schiffen.

## IX. Vorkehrungen unter Deck.

§ 74. Bei Arbeiten in engen, schlecht ventilierten Räumen, wie z. B. in der Hinterpiek beim Auftauen der festgefrorenen Schraubewelle, darf kein offenes Koks- oder Kohlenfeuer angewendet werden. Werden dazu mit Koks oder Kohlen gefüllte Öfen benutzt, so sind zweckmäßige Vorkehrungen für den Abzug der Verbrennungsgase zu treffen.

§ 75. betrifft Aufbewahrung gesundheitsschädlicher und feuergefährlicher Farben in gut schließenden Behältern und in zweckmäßig (nicht zu warm) gelegenen, möglichst durch Tageslicht erhellten Räumen.

§ 76 bis 78. betr. Lüftung von Laderäumen, die lange Zeit geschlossen gewesen waren und in denen sich giftige Gase angesammelt haben können.

§ 79. betr. Lüftung von Schiffsräumen, die zwecks Schädlingsbekämpfung mit hochgiftigen Stoffen behandelt worden sind.

§ 80. Petroleumtanks müssen fest und dicht hergestellt werden. Der Aufstellungs-ort ist so zu wählen, daß das Tageslicht oder das Licht der zur allgemeinen Beleuchtung dienenden Lampen zur Entnahme von Petroleum aus den Tanks ausreicht. Der Gebrauch von offenem Licht bei dieser Arbeit ist verboten.

Sind die Petroleumtanks unter Deck angebracht, so sind sie mit zwei Rohrleitungen nach dem freien Oberdeck zu versehen, von denen die eine zum Füllen, die andere zum Ein- und Austreten der Luft und Entweichen von etwa sich bildenden Gasen dient.

Das Entlüftungsrohr darf anstatt nach dem Oberdeck auch in das Maschinendecklicht geführt werden, vorausgesetzt, daß die Mündung des Entlüftungsrohres höher liegt als die Öffnung des Füllrohres am Oberdeck.

Wird ein Standrohr zum Anzeigen des im Tank befindlichen Petroleumvorrats angebracht, so muß dieses vom Tank abgeschlossen werden können und das Glasrohr mit einer geeigneten Schutzvorrichtung versehen sein.

§ 81. betr. Zustand von Schiffsöfen.

§ 82 betr. Bordfahrstuhlanlagen, für welche besondere Vorschriften erlassen worden sind.

### X. Vorkehrungen im Maschinen- und Kesselraum<sup>1)</sup>.

(Anlage VI zu § 83 der Vorschriften.)

§ 1. Die Dampfkessel unterliegen hinsichtlich ihres Baues, ihrer Aufstellung, Ausrüstung, Prüfung und Behandlung den reichs- und landesgesetzlichen Bestimmungen. Insbesondere darf die Belastung der Sicherheitsventile nicht ohne behördliche Erlaubnis vergrößert werden. Es sind Vorkehrungen zu treffen, daß die Sicherheitsventile nicht durch Unberufene verstellt oder höher belastet werden können.

§ 2. Die Kessel- und Maschinenräume eines jeden Schiffes müssen gut ventiliert sein.

§ 3. Bei Kohlenbunkern ist auf eine hinreichende Oberflächenventilation hinzuwirken. Wenn zugänglich, sind auf Neubauten in derselben Weise wie bei Kohlenladungen (vgl. §§ 100 u. 102) zwei Ventilatoren anzubringen. Ist dies nicht möglich, so sind Abzugsrohre, die mit ihrem unteren Ende in die Decke eingefügt sind und nicht in die Kohlen hineinragen, anzuordnen.

Reservebunker, d. h. solche Teile des Laderaumes, die vorübergehend als Bunker benutzt werden, sind ebenso zu behandeln.

Für Kohlen- und Eisbunker auf Fischdampfern sind Deckel mit einfachem Bajonettverschluss unzulässig (§ 121). Die Bunker müssen auf diesen Dampfern in der Mittschiffsebene ein Schlingerschott haben (§ 122).

§ 4. Die vom Deck nach den Maschinen- oder Kesselräumen führenden Treppen und Leitern müssen von hinreichender Breite und so bequem und sicher eingerichtet sein, daß die Mannschaft sich jederzeit rasch aus den genannten Räumen entfernen kann. Bei neu zu erbauenden Fischdampfern ist der Niedergang zum Maschinen- und Kesselraum an der Hinterseite des Schachtes anzuordnen und durch eine Leiter vom Heizraum nach der Oberlichtgrätig ein Notausgang zu schaffen.

Maschinenoberlicht- und Heizraumgrätig sind mit festen, in Scharnieren drehbaren Schutzdeckeln von hinreichender Stärke zu versehen (§ 119).

§ 5. Wenn Maschinen- und Kesselraum voneinander getrennt, oder wenn Kessel so aufgestellt sind, daß die Feuerungen von der Maschine abgewendet sind, müssen für Maschinen- und Kesselraum gesonderte Niedergangstreppe und Leitern vorhanden sein.

§ 6. An den Wänden der Maschinenräume und in den Tunneln sind Handleisten oder andere geeignete Vorkehrungen anzubringen, an welchen sich das Maschinenpersonal halten und vor dem Ausgleiten bewahren kann.

§ 7. Zum Trimmen von Kohlen aus einem Zwischendeckraum durch Bunkerlöcher ist oberhalb der letzteren eine Kette mit ihren Enden so an Deck zu befestigen, daß sie in einer Bucht bis  $\frac{1}{2}$  m über der Bunkerluke herunterhängt.

§§ 8 bis 18 betreffen die Dampfkessel und Maschinen.

§ 19. Die zum Aschehieven verwendeten Taue und Ketten müssen stets von guter Beschaffenheit und mit Karabinerhaken, Klapphaken oder spiralförmigen Haken versehen sein oder in anderer geeigneter Weise Sicherung gegen das Herunterfallen der Aschepützen aufweisen. Hanftaue sind zum Aschehieven nicht zu benutzen.

§ 20 betrifft Dampfkochapparate.

§ 21 betrifft Vorschriften über Heizölanlagen und Heizölaufbewahrung.

§ 22 betrifft die Reserveteile für die Maschine.

§ 23 betrifft Sondervorschriften für Motoranlagen.

Hierin ist für schiffbauliche Einrichtungen wichtig: Der Motorraum und der Raum, in welchem sich der Vorratskasten (für den Brennstoff) befindet, müssen genügend ventiliert sein. Der Vorratskasten soll möglichst außerhalb des Motorraums angebracht und darf nur vom Deck aus durch ein besonderes Füllrohr gefüllt werden können, während ein zweites geöffnetes Rohr die Luft und Gase ins Freie entweichen läßt. — Die Bilgen des Motorraumes und des Vorratsraumes müssen leicht zugänglich und möglichst undurchlässig (öldicht) hergestellt sein. Bordwände, Schotte und Decks bei Holzbooten sind in diesen Räumen feuersicher zu bekleden. — Der Vorwärts- und Rückwärtsgang des Schiffes muß vom Steuerstand aus geregelt werden können, wobei Handhebel zum Umsteuern stets nach der gewünschten Fahrtrichtung umzulegen sein müssen.

Im übrigen sind die Motorboote hinsichtlich der allgemeinen Bestimmungen sowie der Lichterführung und des Signalwesens wie Dampfer zu behandeln.

### XI. Inventar und Ersatzteile.

§§ 87 bis 96 siehe S. 845.

§§ 89 u. 90 siehe S. 731.

§ 91 siehe S. 731.

Die §§ 92 bis 96 handeln von der Sorge für den Zustand der Ruderketten nebst Zubehör und der Instrumente (Sextanten, Oktanten, Chronometer, Barometer, Kompass).

<sup>1)</sup> Auch für Segelschiffe mit Hilfsmaschine gültig.

## XII. Gefährliche Güter und Ballast.

## A. Getreide.

§ 97. Als Getreide im Sinne der nachstehenden Bestimmungen ist jede Art von Körnern, Saat, Kern- und Hülsenfrüchten zu verstehen.

Wird Getreide lose verladen, so ist darauf zu achten, daß es entweder gut bis unter Deck — nicht nur bis unter die Deckbalken — aufgefüllt oder, falls oben leere Räume verbleiben, nach Seemannsbrauch abgedeckt und beschwert wird.

Auf losem Getreide, über welchem Getreide in Säcken oder Stückgut verladen werden soll, sind geeignete Vorkehrungen zu treffen, um das Einsinken dieser Güter in das lose Getreide zu verhindern.

Ferner ist zu verhindern, daß das Getreide durch die Wegerung in die Bilgen und von da an die Saugstellen der Pumpen gelangt.

Bei Schiffen, welche außerhalb der Wattfahrt und der kleinen Küstenfahrt Getreide fahren, müssen außerdem nachstehende Vorschriften, falls nicht abweichende, vom Genossenschaftsvorstand als gleichwertig oder ausreichend anerkannte Einrichtungen angebracht sind, beobachtet werden, wobei als Schiffsraum jeder Laderaum, welcher durch feste Decks und Schotte von anderen Abteilungen des Schiffes getrennt ist, oder — wo solche Abteilungen nicht gemacht sind — der ganze Laderaum verstanden wird.

## Anordnung der Schotte.

In einem Schiffsraum, welcher mit losem Getreide voll beladen werden soll, ist der ganzen Länge nach ein Längsschott zu setzen, welches vom Oberdeck bis auf zwei Drittel der vom Oberdeck gemessenen Raumbreite des Schiffes hinab, bei loser Saat jedoch ganz hinabreicht.

In einem Schiffsraum, in welchem über losem Getreide mindestens drei Lagen Getreide in Säcken oder entsprechende Stückgüter liegen, ist der ganzen Länge nach ein Längsschott zu setzen, welches von unten auf bis zur unteren Lage der Säcke oder Stückgüter reicht.

Wenn ein Schiffsraum nicht bis unter Deck mit losem Getreide voll beladen werden kann, so ist, falls oben keine Abdeckung und Beschwerung der Ladung vorgenommen wird, der Raum durch Aufstellung sicher befestigter, von unten bis oben reichender Querschotte so zu verkleinern, daß er bis oben hin voll wird.

## Längsschotte können fehlen:

- a) in einem Schiffsraum, welcher höchstens zur Hälfte mit losem Getreide beladen und mit Getreide in Säcken oder Stückgut aufgefüllt wird;
- b) in einem mit losem Getreide beladenen Schiffsraum, über welchem sich ein zweiter, ebenfalls mit losem Getreide beladener Raum befindet, der mit Längsschott versehen sein muß, wenn die Luken dazwischen offen sind und sich an den Seiten im dazwischenliegenden Deck Öffnungen zum Auffüllen des ersten Schiffsraumes befinden;
- c) in Schiffen von weniger als  $6\frac{1}{2}$  m Breite in der kleinen Küstenfahrt;
- d) in Schiffen von weniger als  $6\frac{1}{2}$  m Breite außerhalb der Grenzen der kleinen Küstenfahrt, wenn die Luken derartige Abmessungen haben, daß sie als Füllschächte wirken.

## Abmessungen der Stützen, Streben und Planken für Schotte.

Längs- und Querschotte, welche für eine Getreideladung provisorisch eingebaut werden, müssen Stützen, Streben und Planken nach folgenden Bestimmungen erhalten:

## a) Stützen und Streben für Längsschotte.

Die Stützen für Längsschotte müssen an den Deckbalken oder den Lukenschiebebalken, an dem Zwischendeck und auf dem Boden gut gefestigt sein, und dürfen nicht mehr als 2,75 m Abstand voneinander haben. Wenn die Stützen aus doppelten, miteinander verbolzten Planken bestehen, so müssen diese nachstehende Abmessungen haben:

Tiefe des Raumes	Breite	Dicke
unter 5 m	15 cm	$\times 7\frac{1}{2}$ cm
5—7 „	20 „	$\times 7\frac{1}{2}$ „
über 7 „	20 „	$\times 10$ „

Werden einfache Stützen gewählt, so müssen diese entsprechend stärker sein.

Wenn die Tiefe des Raumes mehr als 3 m beträgt, so ist jede zweite Stütze des Längsschottes überdies noch durch Seitenstreben, auf  $\frac{1}{2}$  der Tiefe vom Deck gerechnet, abzustützen.

Wird bei teilweise loser Ladung das Längsschott von unten gesetzt, so sind die Seitenstreben möglichst in Höhe der Oberfläche der losen Ladung anzubringen.

Hölzerne Seitenstreben, die nicht mehr als 5,50 m auseinanderstehen, sind mindestens 15  $\times$  15 cm stark zu nehmen. An Stelle der hölzernen Streben können auch Drahtspannseile von mindestens 65 mm Umfang in Anwendung kommen.

Eiserne Stützen, die den Bauvorschriften des Germanischen Lloyd entsprechen, brauchen nicht durch Seitenstreben abgestützt zu werden.

Soweit Deckstützen an jedem zweiten Spant nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd vorhanden sind, finden vorstehende Bestimmungen keine Anwendung.

## b) Stützen und Streben für Querschotte.

Die Stützen der Querschotte müssen, aus einem Stück bestehend, im Unterraum vom Deck bis zur Wegerung und im Zwischendeck von Deck zu Deck reichen. Diese Stützen dürfen nicht mehr als 46 cm auseinanderstehen. Jede zweite Stütze ist durch eine Strebe abzustützen. Stützen und Streben müssen mindestens  $15 \times 10$  cm messen in Schiffsräumen, deren Tiefe 4,27 m und weniger beträgt und mindestens  $20 \times 10$  cm in Schiffsräumen, deren Tiefe mehr als 4,27 m beträgt.

## c) Schottplanken für Längs- und Querschotte.

Wird das Schott nur aus einfachen Planken gebildet, die zwischen doppelte Stützen eingeschoben werden, so müssen die Planken, falls die Entfernung voneinander 2,13 m und weniger beträgt, mindestens 50 mm, und wenn die Entfernung der Stützen voneinander mehr als 2,13 m bis 2,75 m beträgt, mindestens 65 mm dick sein.

Wird das Schott aus doppelten, zu beiden Seiten der Stützen angebrachten Planken gebildet, so muß die Dicke der Planken, falls die Stützen 2,13 m und weniger voneinander entfernt stehen, mindestens 33 mm und bei einer Stützenentfernung von mehr als 2,13 m bis 2,75 m mindestens 44 mm betragen.

Zwischen den Deckbalken ist das Längsschott durch Füllbretter bis zum Deck hinaufzuführen. Die Längsschotten müssen möglichst dicht schließend aufgestellt werden. Bündel zur Befestigung der Planken sind nur bei Anwendung von doppelten Bretterwänden statthaft, deren Planken in gleicher Höhe voneinander gegenüber angeordnet werden, und nur, wenn das Schott mit Persenningen oder dgl. bekleidet wird.

B. Tonerderückstände und Schüttladungen, die während der Reise breiartig werden können.

§ 98. Bei Verladung von Tonerderückständen sowie von allen Schüttladungen, welche während der Reise breiartig werden können, ist der Laderaum in ganzer Ausdehnung mit einem starken und vollständig abgedichteten, bis auf den Boden reichenden Längsschott zu versehen.

## C. Steinkohlen.

§ 99. Zur Verhütung des Übergehens von Steinkohlenladungen ist auf gutes Trimmen besonders zu achten. Es empfiehlt sich, die Kohlen so zu trimmen, daß sie wenigstens in der Mitte des Laderaumes bis unter Deck reichen. Außerdem müssen Dampfer über 800, Segelschiffe über 600 und hölzerne Schiffe über  $900 \text{ m}^3$  Bruttoreaumgehalt, wenn sie in langer oder atlantischer Fahrt Steinkohlen laden, wie folgt mit Längsschotten versehen sein:

I. Wenn die ganze Ladung aus geschütteten Steinkohlen besteht:

1. ein Längsschott mittschiffs dicht unter dem Hauptdeck müssen haben:

a) alle Schiffe ohne Zwischendeck,

b) alle Schiffe mit Zwischendeck, bei denen dieses an beiden Seiten in einer Breite von 1 m offen ist,

c) alle hölzernen Schiffe bis zu  $3000 \text{ m}^3$  Bruttoreaumgehalt mit festem Zwischendeck,

2. je ein Längsschott mittschiffs dicht unter dem Hauptdeck und Zwischendeck müssen haben:

a) alle eisernen und stählernen Schiffe mit festem Zwischendeck,

b) alle hölzernen Schiffe mit festem Zwischendeck über  $3000 \text{ m}^3$  Bruttoreaumgehalt.

II. Wenn die Ladung nur zum Teil aus geschütteten Steinkohlen besteht:

1. ein Längsschott mittschiffs dicht unter dem Hauptdeck oder unter dem Hauptdeck und Zwischendeck müssen haben:

alle Schiffe wie unter I., bei denen die Kohlen nicht durch daraufliegende andere Ladung ausreichend befestigt werden.

2. ein Längsschott mittschiffs dicht unter dem Zwischendeck müssen haben:

alle unter I, 1b, c und I, 2 aufgeführten Schiffe, bei welchen entweder nur im Unterraum Kohlen liegen und im Zwischendeck andere Ladung, oder bei welchen außer den Kohlen im Unterraum etwaige Kohlen im Zwischendeck durch daraufliegende andere Ladung ausreichend befestigt werden.

Das Längsschott muß in allen Fällen in die Ladung hineinreichen:

auf Dampfern	Segelschiffen	
bei einem Bruttoreaumgehalt von $\text{m}^3$		
bis 2100	bis 1500	1,0 m
über 2100 bis 3200	über 1500 bis 2300	1,1 „
„ 3200 „ 5000	„ 2300 „ 3500	1,2 „
„ 5000 „ 7000	„ 3500 „ 5000	1,3 „
„ 7000	„ 5000	1,4 „

Das Längsschott muß genügend stark und an den Deckstützen gut befestigt sein, um dem Druck der Ladung widerstehen zu können. Wo es angängig ist, sind bei Schiffen mit Zwischendeck die Zwischendecksplanken an den Seiten aufzunehmen.

Die Bestimmungen über das Setzen der Längsschotte sind bei Turmdeckschiffen und anderen Schiffen mit geringerer Stabilität im Winter auch in der Nordsee- und Biskaya-Fahrt zu befolgen, wenn die Ladung aus gesiebter anthrazitischer Nuß- oder Beanskohle besteht.

§ 100. Bei Steinkohlenladungen in Schiffen von über 1000 m<sup>3</sup> Bruttoreumgehalt muß zur Erzielung einer guten Oberflächenventilation an jedem Ende eines jeden Laderaums mindestens ein Ventilator angebracht werden. In der langen und atlantischen Fahrt muß der Querschnitt der sämtlichen für jeden Laderaum anzubringenden Ventilatoren mindestens  $\frac{1}{1000}$  des wagerechten Querschnitts (Länge  $\times$  obere mittlere Breite) des Laderaums betragen.

§ 101. Kohlen dürfen niemals luftdicht abgedeckt werden. Die Lagerung von Koks auf Kohlen ist zulässig, wenn zwischen dem zur Abdeckung der Kohlen benutzten Trennungsmittel noch genügend Spielraum zum Abzug etwa sich entwickelnder Gase durch die Koksladung hindurch verbleibt.

§ 102. Ventilationsrohre müssen genügend stark sein, um Seeschlag widerstehen zu können, mindestens 60 cm über der Reling und, falls sie in der Nähe der Back, der Hütte, des Brückenbaues usw. stehen, 60 cm über diesen Aufbauten hervorragen und gegen die Aufbauten abgestützt werden. Bei Schiffen, die nach dem 1. Januar 1910 auf Stapel gelegt sind, muß das vordere Ventilationsrohr jedes Laderaumes mit einem drehbaren Saugkopf, das hintere mit einem gewöhnlichen, drehbaren Druckkopf versehen sein. Ist der Wind mehr vorderlich, so sind beide Ventilatoren in den Wind zu drehen; ist der Wind mehr achterlich, so sind beide Ventilatoren aus dem Wind zu drehen, so daß der mit dem gewöhnlichen Druckkopf versehene Ventilator saugend wirkt. Ventilationsrohre können durch gleichwertige Vorrichtungen zur Erzielung einer guten Oberflächenventilation ersetzt werden.

§ 103. Ventilationslöcher in den Masten sind bei Kohlenladungen, zur Verhütung der Ventilation durch die Ladung hindurch, vor Einnahme der Kohlen sorgfältig zu verschließen.

§ 104. Auf Kohlenschiffen ist von den Laderäumen und allen benachbarten Gelassen, in denen sich brennbare Gase ansammeln können, insbesondere von dem Wellentunnel, sowie auch von den Köpfen der Ventilatoren, offenes Licht und Feuer fernzuhalten, mag das Schiff sich im Hafen oder auf der Reise befinden. Das Tabakrauchen ist daselbst zu verbieten. Zur Verhütung einer Explosion etwa angesamelter Gase dürfen die in Betracht kommenden Räume mit keinem anderen Licht als mit zuverlässigen Sicherheitslampen betreten werden. Diese Vorschrift findet keine Anwendung auf Kajüts- und Logisräume, wenn das Trennungsschott in geeigneter Weise abgedichtet ist, um ein Eindringen der Gase in die bewohnten Räume zu verhüten<sup>1)</sup>.

§ 105. Bei Kohlenladungen in langer und atlantischer Fahrt sind vor Antritt der Reise im Bereich jeder Ladeluke mindestens zwei Rohre, welche unten mit Löchern versehen sind und oben geschlossen werden können, da in die Ladung einzuführen, wo sich nach der Erfahrung des Schiffsführers der meiste Grus angesammelt hat. Die Rohre müssen, soweit möglich, bis fast auf den Boden des Schiffes reichen und oben etwas aus der Ladung herausragen. In jedem dieser Rohre sind mit einem bis zu 100° C eingeteilten Thermometer täglich — wenn es das Wetter gestattet — Temperaturmessungen vorzunehmen.

§ 106. Auf Schiffen, die regelmäßig außerhalb der kleinen Küstenfahrt Steinkohlenladungen befördern, sind sechs Reservelukendeckel bzw. Material zur Herstellung derselben mitzuführen.

§ 107. Aus Braunkohlen hergestellte Preßkohlen dürfen in heißem Zustand nicht zur Verladung gelangen.

#### D. Verladung sonstiger gefährlicher Stoffe.

§ 108. Hierfür gelten die Bestimmungen der landesgesetzlichen Verordnungen, betreffend „Die Beförderung gefährlicher Stoffe in Kauffahrteischiffen“<sup>2)</sup>. (Vgl. a. Anl. D in d. Vorschr. üb. Ausw.)

#### E. Ballast.

§ 109 schon unter I, § 1 erwähnt.

### XIII. Besondere Schiffsarten.

#### A. Fischereifahrzeuge. §§ 110 bis 126.

Für diese sind die wichtigsten Bestimmungen an den einschlägigen Stellen angeführt, vgl. §§ 1, 45, 48, 54 u. IX, §§ 2 u. 3); zu erwähnen bleibt noch § 116. In der Kimm der Fischdampfer sind Schlingerkiele von zweckmäßiger Höhe und Länge anzubringen und § 120 enthält Vorschriften über Azetylenbeleuchtung.

§ 127. Dampf- und Motorlogger brauchen die §§ 114, 115, 116, 118, 119, Abs. 2, 121 und 122 nicht innezuhalten. Die Mitführung einer Reservekompaßrose ist nicht erforderlich.

#### B. Kleine Motorboote in kurzen Fahrten auf Haffen, Bodden, Förhden und Watten.

§ 128, siehe auch X, § 23.

<sup>1)</sup> Anweisung über den Gebrauch der Sicherheitslampen gibt die im Auftrage des Reichsamts des Innern verfaßte Denkschrift: Steinkohlenladungen in Kauffahrteischiffen, gemeinfaßliche Darstellung ihrer Gefahren und der Mittel zu ihrer Verhütung. Ein Exemplar dieser Schrift muß an Bord eines jeden Kohlenladung führenden Fahrzeuges vorhanden sein.

<sup>2)</sup> Darin sind Bestimmungen getroffen, welche Stoffe überhaupt verschifft werden dürfen, welche davon in besonderen, verschlossenen und wasserdichten Räumen untergebracht, welche nur auf Deck verstaubt werden müssen und von welcher Art die Verpackung und Verladung der einzelnen Stoffe sein muß, Räume, in denen sich aus der Ladung brennbare Gase entwickeln können, müssen mit einer wirksamen Oberflächenlüftung versehen sein.

C. Tankschiffe.

§ 129. Tankschiffe, welche Petroleumdestillate mit einem Entflammungspunkt unter 65° C befördern, müssen nach den Vorschriften für die höchste Klasse des Germ. Lloyd oder gleichwertig gebaut sein.

D. Schulschiffe.

§ 130. betr. besondere Anforderungen durch welche die Geeignetheit für Ausbildung und Unterbringung von Zöglingen gewährleistet wird.

**XIV. Vorschriften für Versicherte.**

§§ 131 bis 149 betr. die Handhabung von Maschinen und Vorrichtungen durch die Versicherten.

**XV. Ausführungsbestimmungen.**

§§ 150 bis 160. § 150 vgl. Vorbemerkung auf S. 954.

Von den übrigen sind noch bemerkenswert:

§ 155. Die legitimierten Beauftragten der Seemannsämtler und die technischen Aufsichtbeamten sind jederzeit zum Betreten der Schiffe bzw. Betriebe und zu deren Besichtigung berechtigt. . . . Für die leichte Zugänglichkeit der zu besichtigenden Teile ist Sorge zu tragen.

§ 156. Jeder Reeder ist verpflichtet, sein Schiff zwecks Vornahme von Besichtigungen den dazu berufenen Organen der Genossenschaft bereitzustellen.

§ 157. Jeder Reeder ist verpflichtet, den in Ausführung der vorstehenden Vorschriften ergehenden Anordnungen des Genossenschaftsvorstandes unbedingt Folge zu leisten.

## II. Auswahl wichtiger Schiffbauliteratur<sup>1)</sup>.

- A. Bücher.  
 B. Jahrbücher und Vorträge<sup>2)</sup>.  
 C. Zeitschriften<sup>1)</sup>.

Abschnitt A und B geordnet nach:

- a) Gesamtdarstellungen und Allgemeines.  
 b) Einzeldarstellungen.
1. Berechnung, Entwurf und Theorie des Schiffes.
  2. Fortbewegung und Antrieb der Schiffe.
  3. Stabilität, Schottvorschriften, Stapellauf.
  4. Festigkeit.
  5. Vermessung, Freibord.
  6. Takelung und Ausrüstung.
  7. Kriegsschiffswesen.
  8. Bestimmungen und Vorschriften.
  9. Werftanlagen und Werftbetrieb.

### A. Bücher.

#### A. a) Gesamtdarstellungen und Allgemeines.

- |  |  |  |  |  |  |  |  |  |           |
|--|--|--|--|--|--|--|--|--|-----------|
| Alt, Otto: Beitrag zu einer Kritik der Rentabilität von Schiffen. Berlin 1908.   |  |  |  |  |  |  |  |  | R S       |
| Attwood, E. L.: Textbook of the Theoretical Naval Architecture, 5. Aufl. London 1909;  |  |  |  |  |  |  |  |  | C D P R   |
| 6. Aufl. London 1912.  |  |  |  |  |  |  |  |  | C R       |
| Bataille, L.: Navires frigorifiques. Paris 1918.   |  |  |  |  |  |  |  |  | A P       |
| Bauer, M. H.: Das Motorboot und seine Behandlung, 3. Aufl. Berlin 1910;  |  |  |  |  |  |  |  |  | A C       |
| 4. Aufl. 1914;   |  |  |  |  |  |  |  |  | P         |
| 5. Aufl. 1917;   |  |  |  |  |  |  |  |  | P R       |
| 6. Aufl. 1920.   |  |  |  |  |  |  |  |  | A C       |
| Bohnstedt: Praktischer Schiffbau. Hannover 1907.   |  |  |  |  |  |  |  |  | A C D P R |
| Brix, A.: Praktischer Schiffbau, Bootsbau. Hrsg. v. akadem. Verein „Hütte“, 4. Aufl. 1911;   |  |  |  |  |  |  |  |  | A C D     |
| 5. Aufl. 1919 und 6. Aufl. 1921.   |  |  |  |  |  |  |  |  | D P R     |
| Callou, L.: Cours de construction du navire Bd. I, 2. Paris 1902.  |  |  |  |  |  |  |  |  | P R       |
| Chatterton, E.: Sailing Ships. The Story of their Developments from the Earliest Times to the Present Day. London 1909.  |  |  |  |  |  |  |  |  | C D R Sw  |
| Commentz, Carl: Die Grundlagen der Rentabilität von Frachtschiffen und ihre Beeinflussung durch die moderne Technik. Dissertation: Berlin-Charlottenburg 1912. |  |  |  |  |  |  |  |  | A C D P R |

<sup>1)</sup> Dieses Verzeichnis gibt eine übersichtlich gegliederte „enge“ Auswahl wichtiger Literatur ohne Anspruch auf Vollständigkeit, die sich mit Rücksicht auf den Umfang verbietet. Deswegen fanden auch Einzelarbeiten aus Zeitschriften keine Aufnahme und Vorträge eine ganz beschränkte. Die Buchstaben rechts am Seitenrande weisen auf Bibliotheken hin, in welchen aufgeführte Bücher zu finden sind, und zwar bedeutet:

- A = Archiv für Schiffbau und Schifffahrt, Hamburg,  
 C = Bibliothek der Techn. Hochschule, Charlottenburg,  
 D = „ „ „ „ „ Danzig,  
 P = „ „ „ „ „ des Patentamts, Berlin,  
 R = „ „ „ „ „ des Reichwehrministeriums, Marineleitung, Berlin,  
 S = „ „ „ „ „ der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Berlin,  
 Sw = „ „ „ „ „ der deutschen Seewarte, Hamburg.

<sup>2)</sup> Es bedeuten am Seitenrande:

- SBTG = Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellschaft,  
 TINA = Transactions of the Institution of Naval Architects.

- Curr: Lake Shipyards Methods of Steel Ship Construction. Marine Rev. Cleveland 1907. C
- Curtis, W. H.: The Elements of Wood Ship Construction. D
- Dekker, P. M.: Dredging and Dredging Appliances. London 1928.
- Dick, C. and O. Kretschmer: Handbuch der Seemannschaft, 3. Aufl., T. 2. Berlin 1902; 2. Aufl. Berlin 1899; A C D P R S Sw
- Dittmer, R. and H. V. Buhl: Seefischereifahrzeuge und Boote ohne und mit Hilfsmaschinen. Hannover und Leipzig 1904. C D P R
- Dressel, Carl: Die Entwicklung des deutschen Schiffbaues unter besonderer Berücksichtigung des Frachtdampferbaues. Dissertation: Jena 1919. D P
- Edmond, M.: Constructions navales. Accessoires de coques. Paris 1914. C P R
- Erbach, R.: Rückblicke und Ausblicke im Segelschiffbau. Dissertation: Danzig 1924. D
- Foerster, Ernst: Die Bedeutung der flüssigen Feuerung für Konstruktion, Betrieb und Rentabilität eines transatlantischen Schnell dampfers. Dissertation: Berlin 1907. D Sw
- Frigeri, Enrico: Corso di costruzione navale. Mailand 1911. R
- Grotewold, Chr.: Die deutsche Hochseefischerei in der Nordsee. 1908. A
- Haarmann, Herman Justus: Die ökonomische Bedeutung der Technik und der Seeschifffahrt. Melle in Hannover 1908 (München: Staatswirtsch. Dissert. v. 28. I. 1907, ersch. vollst. als Techn. wirtschaftl. Monographien Bd. 2. 1908). C D P R
- Haeder, H.: Das Motorboot und seine maschinelle Einrichtung. Wiesbaden 1913 (Haeders Hilfsbücher für Maschinenbau). C P R
- Hardy, A. C.: Motorships. London 1925. C
- Herner, Heinrich: Schiffbau. Leipzig 1922. A C P R
- Holms, A. C.: Practical Shipbuilding. A Treatise on the Constructional Design and Building of Modern Steel Vessels Bd. 1 Text, Bd. 2 Atlas. London 1904; 2. Aufl. 1908; A  
1904; P  
1917. R
- Hughes: Handbook of Ship Calculation, Construction and Operation. London 1918.
- Kemp, Dixon: Manual of Yacht and Boatsailing- and Yacht-Architecture. London 1913. P R
- Knipping, Paul: Betriebsführung und Lohnkosten im deutschen Schiffbau, erläutert an einem Beispiel. Dissertation: Berlin 1914. A C D P R
- Kriloff, A.: Die Theorie des Schiffes. 1907. (Encyklop. d. math. Wissens.) A
- Laas, W.: Die großen Segelschiffe. Berlin 1908. C D R S
- Laeisz, Walter: Technik und Wirtschaftlichkeit im Schiffahrtsbetriebe. Dissertation: Jena 1910, Buchausgabe (Abhandlung des Staatswissenschaftl. Seminars in Jena Bd. 3). C D P R Sw
- Leitfaden für den Unterricht im Schiffbau. Hrsg. v. d. Inspektion d. Bildungswesens d. Marine, 1 u. 2. Teil: Theoretischer und praktischer Schiffbau. 3. Teil: Schiffskunde. Berlin 1902; 2. Aufl. Berlin 1908. Text und Atlas. A C D R Sw  
1. Aufl. 1902; P  
2. Aufl. 1908.
- Lohmann, R.: Bootskonstruktion, Bootsbau, Bootstypen. 3. Aufl. 1925. A
- Lovett, W. J.: Applied Naval Architecture. London 1920. A
- Mackrow, Clement: The Naval Architects and Shipbuilders Pocket Book of Formulae, Rules and Tables and Marine Engineers and Surveyors Handybook of Reference, 8. ed. rev. and enlarged. London 1902; D  
5. ed. 1892; A  
10. ed. 1910. R
- Mueller, Bruno: Küsten- und Fischerei-Motorfahrzeuge. Berlin 1922. A P
- Mueller, Ernst: Eisenschiffbau. Leipzig und Berlin 1910. A C D R
- Paulmann, M. und R. Blaum: Die Naßbagger und die Baggereihilfsgeräte. Berlin 1912; A C D R  
2. verm. Aufl. 1923. P
- Peabody, Cecil H.: Naval Architecture, 3. Aufl. Neuyork 1911. C D P R
- Praktischer Schiffbau, Bootsbau. Hrsg. v. „Hütte“. Berlin 1921. A P
- Reif, Eduard: Kühlmaschinen und Kühleinrichtungen für Kriegs- und Handelsschiffe. Wittenberg 1912. A C D P R
- Robinson: Naval Construction.
- Russo, G.: Manuale di architettura navale ad uso degli uffiziali di marine, dei costruttori e capitani mercantili e degli istituti nautici. Torino e Roma, P. I. Costruzione navale 1905. D P R
- Sachsenberg, Ewald: Kleinschiffbau. Berlin 1920. A C D P R
- Schiffbau, Der moderne. Hrsg. v. G. Neudeck, B. Schulz und R. Blochmann. T. I. Neudeck: Geschichtliche Entwicklung des

- Schiffes, theoretischer und praktischer Schiffbau 1912. T. II. Schulz: Kessel und Hauptmaschinen. Leipzig und Berlin 1910; I. Teil. A C P R Sw
- Schlick, O.: Handbuch für den Eisenschiffbau, 2. Aufl., m. Atlas. Leipzig 1901/1902; 1. Aufl. 1890; 3. Aufl. 1921; 1. und 2. Aufl. 1890 und 1901/1902; 1. Aufl. 1890; 2. Aufl. 1901/1902. A P R S Sw D
- Schultz, Clarence B.: Über die Vergrößerung der Handelsdampfer mit Rücksicht auf ihre Rentabilität. Dissertation: Berlin 1902. C D P R
- Seaton, A. G. und H. M. Rounthwaite: A Pocket-book of Marine Engineering, Rules and Tables, 10. Aufl. London 1909; 1 bis 6. Aufl. A C D P R
- Simpson, George: The Naval Constructor, 4. Aufl. Neuyork 1919. D
- Smith, R. Munro: The Design and Construction of Small Craft. London 1925. D
- Techow, A.: Das Bootsmaterial der Gegenwart. Berlin 1920. (Motorbootsfahrers Handbuch, 1.) A
- Teubert, Wilhelm: Der Flußschiffbau. Leipzig 1920. A C D P R
- Teubert, Oskar: Die Binnenschifffahrt Bd. 1. Leipzig 1912; Bd. 2. 1918. A C P R
- Teubert, Wilhelm: Vorteile und Grenzen der Verwendung von Schraubenschleppdampfern auf freien Strömen. Dissertation: T. H. Dresden, Buchausgabe Berlin 1917. A D P R
- Thearle, Samuel I. P.: The Modern Practice of Shipbuilding in Iron and Steel, 3. ed. rev. and enlarged, vol. I Text, vol. 2 Pl. London 1902; ed. 1886. D R
- Thele, W.: Das hamburgische Baggerwesen. (Vortrag.) 1913. A
- Thiess, Wilhelm: Handelsschiffbau. Hamburg 1920. A C D
- Voigt, Christoph: Schiffsästhetik. Berlin 1922. C D R
- Waap, C.: Schiffs- und Bootsbaukonstruktion. Kiel und Leipzig 1900. A R
- Walker, Sidney F.: Cold Storage, Heating and Ventilating on Board Ships. London 1911.
- Walton, T.: Steel Ships, Their Constructions and Maintenance. London 1908 und 1926; 3. Aufl. 1904; 1908. A D P R
- Walton, T.: Present Day Shipbuilding. London 1907. D P
- Welch, J. J.: A Textbook of Naval Architecture for the Use of Officers of the Royal Navy, rev. Aufl. London 1901 und 1907; 1907. D R P
- White, Herbert John: Oiltank Steamers. Their Working and Pumping Arrangements Thouroughly Explained. Glasgow 1917; 2. Aufl. 1919. A D
- White, W. H.: Handbuch für den Schiffbau. 1879. A
- Wilson-Fellowes, V. S.: Largest Ships of the World. London 1926.
- Wustrau, Harry: Vom Kanu zum kleinen Kreuzer. Entwurf, Bau, Ausrüstung. Berlin 1926; Ausg. 1917. A D P R
- Zur Verth, M.: Das Lazarettsschiff unter besonderer Berücksichtigung der Erfahrungen während des Krieges 1914/1918 in der deutschen Marine. Jena 1920.

### A. b) 1. Berechnung, Entwurf und Theorie des Schiffes.

- Bauer, M. H.: Hilfsmittel zur Konstruktion und Berechnung von Schiffslinien, 5. Aufl. Berlin 1903. (Motorschiff-Bibliothek Bd. 2.) (Berlin 1917; Ausg. 1903. A C P R D
- Biles, John Harvard: The Design and Construction of Ships. Bd. 1: Calculations and Strength. London 1908; Bd. 2: Stability, Resistance, Propulsion and Oscillations of Ships 1911; Ausg. 1923 Bd. 1 und 2. C D P R A
- Herner, H.: Entwurf und Einrichtung von Handelsschiffen. Hannover 1909; 3. Aufl. Leipzig 1923; Aufl. 1909. A D R C
- Herner, H.: Die Theorie des Schiffes. Hannover 1908; erweiterte Ausgabe Leipzig 1921; Ausg. 1908. A C D P R D P R
- Herner, H.: Das Veranschlagen von Schiffen. Hannover 1906. D P R
- Hughes, Charles H.: Handbook of Ship Calculations, Construction and Operation. 1918 und 1924; 1918. A
- Klein, Marcell: Grundlagen zu einer Dynamik der Unterwasserfahrt. Dissertation: T. H. Perlin 1913. C D P R S

- Lazarus, V. C.: Hilfstabellen zum raschen Entwurf von Schiffsrissen. Berlin 1922. C
- Nicol, George: Ship Constructions and Calculations. Glasgow 1900. C
- Pollard, J. et A. Dubebout: Architecture Navale. Théorie du navire. Paris 1890/1894. Bd. 1: Calcul des éléments géométriques des carènes droites et inclinées. Géométrie du navire. Bd. 2: Statique du navire, roulis en milieu calme, etc. Bd. 3: Dynamique du navire, mouvement de roulis sur houle etc. Bd. 4: Mouvement rectiligne, horizontal, oblique etc. C D P R
- Schaller, L.: Taschenbuch für Schiffbauer, Bootbauer, Schiffzimmerer und Segelmacher. Berlin 1928.

### A. b) 2. Fortbewegung und Antrieb der Schiffe.

- Achenbach, Albert: Die Schiffsschraube. Kiel 1906. C D P R
- Ackeret, J.: Das Rotorschiff und seine physikalischen Grundlagen, 2. Aufl. Göttingen 1925. C D P R Sw
- Asthoefer, W.: Gleitgeschwindigkeit und Widerstand von Schleppkähnen. Nach Versuchen auf dem Rheinstrom. Berlin 1911. A D P R
- Baker, G. S.: Ship Form Resistance and Screw Propulsion, 2. Aufl. London: Constable 1920; 1. Aufl. 1915. A C R
- Barnaby, S. W.: Marine Propellers.
- Doyère, Ch.: Contribution à l'étude de la résistance à la marche d'un navire. Paris: Challamel 1918. A R
- Doyères, v.: Frage des Schiffswiderstandes. 1927.
- Durand, W. F.: The Resistance and Propulsion of Ships, 1. Aufl. Newyork 1898; 3. Aufl. 1903; 1903; 1909. C D R
- Dyson, Charles W.: Screw Propellers and Estimation of Power for Propulsion of Ships Bd. I, 2 (Text und Atlas). Newyork und London 1913. Atl. Fol. 1924; 1913; 1924. D P R
- Fournier, E.: Vitesse des navires. Résistance de l'eau en navigation ordinaire et en navigation sous-marine. Paris et Nancy 1909. A C C D P R
- Fricker: Résistance des carènes. Paris 1907. C D R
- Fyfe, Charles F. A.: Steamship Coefficients, Speeds and Powers, a Pocketbook, cont. the Dimensions and Performances of nearly a Thousand Vessels all Reduced to 100 ft. Modells. London 1907. C D R
- Haack: Die Einsenkung der Schiffe und ihr Einfluß auf die Bewegungen und den Widerstand der Schiffe. Berlin 1901. (Deutsch-österreich. Verband für Binnenschifffahrt. Neue Folge Nr. 4.) C D P R
- Mattern, E. und Max Buchholz: Schlepp- und Schraubenversuche im Oder-Spree-Kanal und im Großschiffahrtsweg Berlin-Stettin. Neue Gesichtspunkte für den Schiffahrtsbetrieb auf Kanälen. Leipzig 1912. R
- Rota, G.: Note sur la résistance au mouvement d'un navire lorsque les dimensions dans le sens de la longueur, de la largeur ou de la profondeur sont modifiées dans un rapport constant. Paris.
- Rothe, Johannes: Der Widerstand und Antrieb von Schiffen. Berlin 1912. C P R Sw
- Sachsenberg, Ewald: Über den Widerstand von Schleppzügen. Dissertation: T. H. Berlin 1905. C D S
- Schaffran, K.: Die Versuchsmethoden der Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau. Berlin 1915. D P R S
- Schmidt, Wilh.: Zusammenfassende Darstellung von Schraubenversuchen. Berlin 1926. C P R
- Schütte, Joh.: Neuere Versuche über Schiffswiderstand in freiem Wasser. (IX. Internat. Schiffahrtskongreß. Düsseldorf 1902.) Berlin 1902. C D P R
- Seaton, A. E.: The Screw Propeller. London 1909. C D P R
- Taylor, D. W.: Resistance of Ships and Screw Propulsion. Newyork 1907; London 1893. C D P R
- Taylor, D. W.: The Speed and Power of Ships. Bd. 1 Text; Bd. 2 Tables and Plates. Newyork 1910. A D P R
- Thomas, J. B.: The Powering of Ships.

### A. b) 3. Stabilität, Schottvorschriften, Stapellauf.

- Bataille, L.: Problèmes de stabilité, de déplacement et d'assiette du navire. Paris 1911; 2. Aufl. Paris 1925. C P R
- Bertin, L. E.: Stabilité d'un paquebôt après un abondage en mer, dispositions propres à prévenir de chavirement. Paris 1900. D R

- Bruignac, A. D. de: Remarques sur la stabilité des bateaux à hélice dans le roulis et les girations. Paris 1904. R
- Claudel: Théorie du navire. P. 1. Equilibre et stabilité du navire en eau calme. Avec planches. Paris 1899/1900. D P
- Cowell: The Stability of Ships, in Practice. London 1914.
- Driel, A. van: Stabiiteit. Delft 1908. C P
- Guembel, L.: Das Stabilitätsproblem des Schiffbaues. Berlin 1897. C D R S Sw
- Hillhouse, Percy: Ship Stability and Trim. London 1919.
- Owen, H.: Aids to Stability; a Practical and Comprehensive Guide to the General Principles of Ship Stability, Designed to Meet the Present Requirements of the Mercantile Marine. A new Edition, Remodelled and Enlarged. Glasgow 1904. D
- Reed, E. J.: A Treatise on the Stability of Ships. London. C D P R Sw
- Rondeleux, M.: Stabilité du navire en eau calme et en mer agitée. Paris 1911. C R
- Schmidt, A.: Die Stabilität von Schiffen. Hilfsbuch für den Selbstunterricht mit einem Anhang: Die Displacementsberechnung von Schiffen behandelnd. Berlin 1892. C D R
- Steinkohlenladungen in Kauffahrteischiffen. Gemeinfaßliche Darstellung. 1910. A
- Waldmann, Ernst: Einfluß der Schiffsvermessung auf die Stabilität der Schiffe. Dissertation: T. H. Danzig 1911. A C D P R Sw
- Watts, Oswald: Ship Stability and Trim Made Easy. London 1926.

#### A. b) 4. Festigkeit.

- Boobhoff, J. G.: On the Stresses in a Ships Bottom Plating due to Water Pressure. 1902. R
- Dahlmann, W.: Festigkeit der Schiffe. Berlin 1925. A C D P R
- Holden-Thayer, Horace: A Pocket-book of Ship Materials and their Uses. London 1926.
- Horn, Fritz: Die dynamischen Wirkungen der Wellenbewegung auf die Längsbeanspruchung des Schiffskörpers. Dissertation: T. H. Berlin 1910. D P R
- Lorenz, P.: Die Anwendung der Gleichung der drei Momente im Schiffbau. Berlin 1925; C R  
Werft Reederei Hafen Jg. 5, H. 22. 1924; und Jg. 6, H. 1 bis 3. 1925. P
- Murray, A. S.: Strength of Ships. London 1916. R
- Pietzker, Felix: Festigkeit der Schiffe. Berlin 1911; 2. Aufl. 1914; A C R  
Aufl. 1911. D P Sw
- Schilling, W.: Statik der Bodenkonstruktion der Schiffe. Berlin 1925. A C D P R
- Schlick, O.: Die Untersuchung der Vibrationserscheinungen von Dampfern. Leipzig 1903. A C D P R Sw

#### A. b) 5. Vermessung und Freibord.

- Driel, A. van: Tonnage Measurement. Den Haag 1925. R
- Herner, H.: Hafengebühren und Schiffsvermessung. Ein kritischer Beitrag zur Würdigung ihrer technisch wirtschaftlichen und statistischen Bedeutung. Jena 1912. (Probleme der Weltwirtschaft Bd. 11.) C D P R S Sw
- Laas, W.: Änderung der Schiffsvermessung. Hamburg 1907. D P R
- Laas, W.: Die Nettovermessung der Segelschiffe. Berlin 1908, Denkschrift. C R
- Matthei, Wilh. O.: Kritische Beleuchtung der Jachtmeßverfahren. Dissertation: Berlin 1907. C D
- Owen, H.: Tonnage and Freeboard of Merchant Ships. Glasgow 1906. P Sw
- Schmidt, Reinhold: Schiffbautechn.-kritischer Beitrag zur Vermessungsfrage. Dissertation: T. H. Berlin 1911. C D P R
- Thiess, Wilhelm: 1. Vermessung der Seeschiffe, 2. Eichung der Binnenschiffe. Hamburg 1925. A
- Waldmann, Ernst: Einfluß der Schiffsvermessung auf die Stabilität der Schiffe. Dissertation: T. H. Danzig 1911. A C D P R Sw

#### A. b) 6. Takelung und Ausrüstung.

- Busley, C.: Die gesundheitlichen Einrichtungen der modernen Dampfschiffe. Berlin 1897. C D P R
- Crosecck, H.: Beiträge zur Theorie des Segelns. Berlin 1925.
- Curry, M.: Die Aerodynamik des Segelns und die Kunst des Regattasegelns. 1925. A
- Kipping, R.: Sails and Sailmaking. London 1926.
- Mendl, Wladimir: Die Rettungsboote und ihr Zubehör unter besonderer Berücksichtigung der großen Passagierdampfer. Dissertation: T. H. Berlin und Buchausgabe 1914. C D P R

- Middendorf, F. L.: Bemastung und Takelung der Schiffe. Berlin 1903. A C D P R Sw  
 Nielly, René: Ancres, chaînes et aussières. Condition d'emploi. Efforts statiques et dynamiques. Paris 1913. A D P R  
 Sadler, Samuel, B.: Sailmaking. London 1926.  
 Schoeneich, Hugo: Die Beanspruchungen des Rudergeschirrs auf Seeschiffen. Dissertation: T. H. Berlin 1910; C D P  
 Kiel 1909. R  
 Tillmann, Max: Anker und Ankerketten im Seeschiffbetrieb (Arbeitsvorgänge und Größenbestimmung). Dissertation: T. H. Berlin, Düsseldorf 1912. C D P R

### A. b) 7. Kriegsschiffwesen.

- Attwood, Edward L.: The Modern Warship. Cambridge 1913. P R  
 Attwood, Edward L.: Warships, 4. Aufl. London 1910; 6. Aufl. 1917. A C P  
 Aufl. 1904 und 1912; R  
 Aufl. 1912. D P R  
 Biles, J. H.: The Modern Battleship. Glasgow 1911. D P R  
 Dermaid, Mac, Neil. J.: Shipyard Practice as Applied to Warship Construction. London 1918. A  
 Equevilly, R. d': Untersee- und Tauchboote. Deutsch von Wiencke. Kiel 1905. C D P R  
 Forest, Fernand: Sousmarines et submersibles à la portée de tout le monde. Paris 1910. P R  
 Hüllmann: Über die Entwicklung des Kampfschiffes. Berlin 1918. P R  
 Jane, Fred. T.: All the Worlds Fighting Ships (Naval encyclopedia and Year Book). London 1904, 1912 bis 1917, 1906, 1908; A C D  
 1906, 1908, 1911, 1920/1921, 1923/1924; P  
 1904, 1908, 1911, 1920 bis 1924; R  
 1898 bis 1925.  
 Klein, Marcell: Grundlagen zu einer Dynamik der Unterwasserfahrt. Dissertation: T. H. Berlin 1913. C D P R S  
 Lake, Simon: The Submarine in War and Peace, its Developments and its Possibilities. London and Philadelphia 1918. A P  
 Laubeuf, M. et Henri Stroh: Sous-marines, torpilles et mines. Paris 1923. C D  
 Laurens: Le Blocus et la Guerre sous-marine (1914—1918). Paris 1924. Collection A. Colin.  
 Probst, Martin: Ein neues Verfahren zur Berechnung des Gefechtwertes von Kriegsschiffen. Dissertation: T. H. Berlin 1913. C D P R  
 Rabeau et Laurens: Les submersibles. Paris 1925. Collection A. Colin.  
 Talbot, Frederik A.: Submarines. Their Mechanism and Operation. London 1915. P R  
 Taschenbuch der (2.: deutschen und der fremden) Kriegsflotten. (II.: Als Anh.: Die Luftkriegsschiffe.) Mit teilweiser Benutzung amtli. Materials. Hrsg. v. B. Weyer. Jg. 1 bis 8. 1900 bis 1908 und 1925/1926; A  
 Jg. 2 bis 4. 1901 bis 1903; Jg. 6 bis 23. 1905 bis 1926; C D P  
 Jg. 1925/1926; R  
 Jg. 1 bis 23. 1900 bis 1926; Sw  
 Jg. 1 bis 22. 1900 bis 1924.  
 Jg. 1928.  
 Techel, H.: Der Bau von Unterseebooten auf der Germaniawerft. Berlin. Zetterström: Lärbok om Undervattensbatar. Stockholm 1926. C D P R

### A. b) 8. Bestimmungen und Vorschriften.

- British Corporation Rules for Class and Construction. Glasgow 1920 und 1924. A  
 British Corporation for the Survey and Registry of Shipping (Rules for Classification and Construction). Glasgow 1924. A  
 Bureau Véritas: Vorschriften für den Bau und die Klassifikation von Schiffen, die für die Binnenschiffahrt bestimmt sind. Paris 1924. A C S  
 Bureau Véritas: Règlement pour la construction et la classification des navires destinés à la navigation intérieure (sur les lacs, fleuves, rivières, canaux). Paris 1926. A C S  
 Bureau Véritas: Vorschriften für den Bau und die Klassifikation von Schiffen aus Stahl. 1926. A C R S  
 Convention for the Safety of Live at Sea. (Internationaler Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens auf See.) London 1914; Berlin 1914. C R  
 General Rules and Regulations, prescribed by the Board of Supervising Inspections. Great Lakes. Washington 1924. Department of Commerce, Steamboat Inspection Service.

- General Rules and Regulations, prescribed by the Board of Supervising Inspectors. Ocean and Coastwise. Washington 1924. Department of Commerce, Steamboat Inspection Service.
- Germanischer Lloyd: Vorschriften für Klassifikation, Bau und Ausrüstung von flüßeisernen Seeschiffen. Berlin 1927. A S
- Germanischer Lloyd: Vorschriften für Klassifikation, Bau und Ausrüstung von flüßeisernen Wachtschiffen. Berlin 1922. A C
- Germanischer Lloyd: Vorschriften für Klassifikation, Bau und Ausrüstung von flüßeisernen Binnenschiffen. Berlin 1926. A C
- Germanischer Lloyd: Vorschriften für Klassifikation, Bau und Ausrüstung von hölzernen Seeschiffen. Rostock 1920. A C S
- Germanischer Lloyd: Materialvorschriften. Rostock 1925 und 1927. A P R
- Germanischer Lloyd: Vorschriften für maschinelle Einrichtungen. Berlin 1916 und 1927. D R
- Germanischer Lloyd: Vorschriften für Verbrennungsmotoranlagen. Rostock 1922 und 1927. A
- Germanischer Lloyd: Vorschriften für elektrische Anlagen. Rostock 1916 und 1927. A
- Germanischer Lloyd: Vorschriften für Klassifikation und Bau von hölzernen Segeljachten. Rostock 1916. A
- Germanischer Lloyd: Sondervorschriften für die hölzernen Natl. 35-, 45-, 60-, 75-, 125-, 175- und 250 m<sup>2</sup>-Kreuzer-Jachten. Rostock 1925. A D
- Germanischer Lloyd: Grundsätze für die Prüfung von Gußeisen-, Feuer- und Ankerrohren, Kondensatorrohren, Schrauben und Schraubenschrauben, Schaufeln für Dampfturbinen, Ladebäumen, Hilfsmaschinen und Apparaten. Rostock 1925. 1927 erweiterte Aufl. A
- Laws Governing the Steamboat Inspection Service, Department of Commerce, Steamboat Inspection Service. Washington 1921.
- Lloyds Register: Rules and Regulations for the Construction and Classification of Steel Vessels. London 1926. A C D R S
- Lloyds Register of Shipping: Rules and Regulations for the Construction and Classification of Wood Vessels. London 1920. A
- Instructions as to the Survey of Passenger Steamships. A P R
- Norske Veritas: Regler og Tabeller for bygning og klassifikation av staalskibe. Oslo 1926. A
- Norske Veritas: Regler og tabeller for bygning og klassifikation av traeskibe og kompositskibe. Oslo 1919. A
- Registro Italiano per la visita e la classificazione dei bastimenti a scafo di acciaio destinati a navigazione marittima. Genova 1926. A S
- Seewasserstraßenordnung. Amtliche Ausgabe. Polizeiverordnung zur Regelung des Verkehrs auf den deutschen Seewasserstraßen. Herausgegeben v. Reichsverkehrsministerium. Berlin 1928.
- Unfallverhütungsvorschriften der Elbschiffahrts-Berufsgenossenschaft zu Magdeburg, für Ewerführerei. 1914. Frachtschiffahrt mit Leichtern und Schuten ohne Kraftbetrieb im Hamburger, Altonaer und Hamburger Flußgebiet.
- Unfallverhütungsvorschriften der Elbschiffahrts-Berufsgenossenschaft für unterelbische Frachtschiffahrt mit Segelschiffen, Leichtern und Deckschuten. Magdeburg 1914.
- Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft für Dampf- und Motorschiffe. Hamburg 1925.
- Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft für die in der kleinen Küstenfahrt und Wattfahrt verkehrenden Segelschiffe. Hamburg 1925.
- Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft für die außerhalb der kleinen Küstenfahrt verkehrenden Segelschiffe. Hamburg 1925.
- Vermessungsvorschriften des Deutschen Motoryacht-Verbandes. Berlin 1926.
- Vermessungsbestimmungen des Deutschen Segler-Verbandes. Berlin 1926.

### A. b) 9. Werftanlagen und Werftbetriebe.

- Andrée, W. L.: Die Statik der Schwerlastkrane, Werft- und Schwimmkrane und Schwimmpontons. Berlin 1919. A C D P

### B. Jahrbücher.

- Handb. dt. Handelsmar. Berlin 1909/1910, 1912, 1914; A S w  
1907 bis 1911; C  
1877 bis 1914. R
- Jahrb. Schiffbaut. Ges. Berlin 1900 bis 1926; A C D P S S w  
1900 bis 1910, 1921 bis 1923. R
- Jahrb. dt. Schiffbaues v. Georg Lehfelds. Berlin 1922. A C P

- Motorship-Yearbook. 1924/1925, 1926. New York. The Manual of Motor-seashipping. A  
 Motorship-Referencebook. London 1926. A C D  
 Nauticus-Jahrb. f. See-Interessen u. Weltwirtschaft. Hrsg. v. Nauticus: 1904/1905, 1907 bis 1914 (16. Jg.), 1923 (17. Jg.), 1926 (18. Jg.); A C S  
 Jg. 1 bis 18. 1899 bis 1926; D Sw  
 Jg. 1 bis 16. 1899 bis 1922; Jg. 18. 1926; P  
 1904/1905, 1907 bis 1914; R  
 1899 bis 1914, 1923, 1926.  
 Proceedings of the International Engineering Congress, Division of Marine and Naval Engineering and Naval Architecture. ed. by George W. Melville Bd. I, 2. Chicago 1893. C P S  
 Trans. Inst. Engineers a. Shipbuilders in Scotland. Glasgow; C P S  
 Jg. 51 bis 65. 1907 bis 1922; C P  
 1857/1858, 1902/1903. D S  
 Trans. Inst. Nav. Arch. London. Bd. 42 bis 66. 1900 bis 1924; A C S  
 Bd. 42 bis 67. 1900 bis 1925; C D P  
 Bd. 1 bis 76. 1860 bis 1925; R  
 Bd. 42 bis 67. 1900 bis 1925; P  
 Bd. 1 bis 55. 1860 bis 1913. R  
 Trans. North East Coast Inst. of Engineers a. Shipbuilders. Newcastle: 1884/1885, 1909/1910, 1924/1925; A P S  
 1884/1885, 1896/1897, 1921/1922/1923. P S  
 Trans. Soc. Nav. Arch. a. Mar. Eng. New York 1924/1925. A C S  
 Jg. 13 bis 22. 1905 bis 1914, Jg. 28/29. 1920/1921, Jg. 32. 1924; C D P  
 Jg. 1 bis 33. 1893 bis 1925; R  
 1899 bis 1909, 1911; P  
 Jg. 1 bis 23 und 32. 1893 bis 1915 und 1924. R

### C. Zeitschriften.

- Brassey's Naval Annual. Portsmouth 1886 bis 1915, 1921/1922; A D  
 1886 bis 1916, 1920 bis 1922, 1924 bis 1926. S  
 Engg. London 1887 bis 1914, 1917 bis 1919, 1921, 1923 bis 1925; A D P  
 1867, 1915/1916, 1920 bis 1926; D  
 1866 bis 1909, 1910 bis 1926; P  
 Fairplay. London 1918, 1919, 1923/1924; A D  
 1901 bis 1914. D  
 Hansa, Deutsche Nautische Zeitschrift. Hamburg 1894 bis 1896, 1908 bis 1911, 1915/1916, 1918, 1923 bis 1925; A D S Sw  
 1894, 1919 bis 1926; D  
 1877 bis 1882, 1891 bis 1923. P  
 Marine-Rundschau. Berlin 1890 bis 1909. A S Sw  
 Mitt. Arch. Schiffbau u. Schifffahrt. Hamburg 1916/1917, 1919/1920; A P S  
 1916/1917, 1918, 1919/1920. D  
 Schiffbau. Berlin 1899/1900, 1901/1902 bis 1925; A P S Sw  
 1899, 1918/1919, 1925/1926. D  
 Shipbuilder, The Annual Number. Newcastle and London 1920, Teil II; A S  
 1920; C  
 1913. C  
 Shipbuildg. Shippg. Rec. London 1917, 1918, 1919, 1922 bis 1926; A P  
 1917 bis 1919, 1912 bis 1916, 1921; D  
 1925. P  
 Eng. London 1917 bis 1919, 1921, 1923 bis 1926; A S  
 1856, 1921 bis 1926; D  
 1856, 1917 bis 1919, 1921, 1923 bis 1925. P  
 Mar. Eng. London 1888/1889, 1891/1892, 1895/1896, 1900/1901, 1923 bis 1926; A  
 1879 bis 1912/1913, 1924; D  
 1877 bis 1920/1921, 1921. P  
 Werft Reederei Hafen. Berlin 1920 bis 1926, 1. bis 7. Jg. A P S Sw

### Hauptvorträge der Jahrbücher.

#### B. b) 1. Berechnung, Entwurf und Theorie des Schiffes.

- Abell, W. S.: Problems of the future in the Design and Construction of Merchant Ships. TINA 1918  
 Anderson, John: The most Suitable Sizes and Speeds for General Cargo Steamers. TINA 1918  
 Anderson, John: Further Notes on the Dimensions of Cargo steamers. TINA 1920  
 Anderson, John and Robert Steel: Passenger Ship Design from an Independent Point of View. TINA 1924  
 Arenhold, L.: Die allmähliche Entwicklung des Segelschiffes von der Römerzeit bis zur Zeit des Dampfers. SBTG 1906

- Ballard, M.: Notes on a new Design of Merchant Vessel. TINA 1911  
 Bauer, M. H.: Schnellaufende Motorboote. SBTG 1908  
 Bauer, M. H.: Harmonie der Schiffsrformen. SBTG 1914  
 Biles, John H.: Ship-Design. TINA 1924  
 Calder, J. Douglas: Notes on the Design of Coasters. TINA 1927  
 Carter, George: Standard Cargo Ships. TINA 1918  
 Cleghorn, W. G.: The Influence of Trading Condition on the Design of Intermediate Passenger Vessels. TINA 1925  
 Foerster, E.: Wirtschaftliche Konstruktionsfragen im künftigen Schiffbau. SBTG 1920  
 Hammar, H. G.: Die einheitliche Behandlung der Schiffberechnung zur Vereinfachung der Konstruktion. SBTG 1908  
 Henderson, A. C. F.: Remarks on some of the Present-Day Problems in the Design of Ships. TINA 1923  
 Hill, Norman: The Functions of the Merchant Ships. TINA 1920  
 Hök, W.: Über Trunkdeckdampfer. SBTG 1914  
 Knorr, P.: Fischdampfer und Hochseefischerei. SBTG 1915  
 Laas, W.: Entwicklung und Zukunft der großen Segelschiffe. SBTG 1907  
 Laas, W.: 60 Jahre Bauvorschriften des Germanischen Lloyd. SBTG 1927  
 Lovett, W. J.: Proportions and Block Coefficients of Merchant Steamers. TINA 1922  
 Luke, J. W.: On Some Points of Interest in Connection with the Design, Building and Launching of the „Lusitania“. TINA 1907  
 Nicolson, David: Design and Construction of High-speed Motorboats. TINA 1927  
 Oertz, Max: Über Segeljachten und ihre moderne Ausführung. SBTG 1901  
 Peskett, L.: Shipbuilding Contracts. TINA 1914  
 Peskett, L.: The Design of Steamships from the Owners Point of View. TINA 1914  
 Pohlig, J.: Das Entladen von Schiffen mit Berücksichtigung ihrer zweckmäßigsten Bauart. SBTG 1904  
 Regenbogen, C.: Die wirtschaftliche Bedeutung der Normung im Schiffbau. SBTG 1921  
 Renner, Wilh.: Schiffbau und Schifffahrt auf den großen Seen in Nordamerika. SBTG 1909  
 Schaffran, K.: Systematische Versuche mit Frachtdampfermodellen. SBTG 1921  
 Thearle, S. J. P.: The Evolution of the Modern Cargo Steamer. TINA 1907  
 Weber, M.: Die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik. SBTG 1919  
 Weiss, Otto: Die Ausrüstung und Verwendung von Kabeldampfern. SBTG 1907  
 Weitbrecht, H. M.: Das wirtschaftlichste Schiff. SBTG 1923  
 Wrobbel, G.: Deutscher Flußschiffbau unter Berücksichtigung heutiger Wirtschaftlichkeitsfragen. SBTG 1923

## B. b) 2. Fortbewegung von Schiffen.

### Widerstand.

- Ahlhorn, Fr.: Hydrodynamische Experimentaluntersuchungen. SBTG 1904  
 Ahlhorn, Fr.: Die Widerstandserscheinungen an schiffsförmigen Modellen. SBTG 1905  
 Ahlhorn, Fr.: Die Widerstandsvorgänge im Wasser an Platten und Schiffskörpern. Die Entstehung der Wellen. SBTG 1908  
 Asthöwer, Walter: Gleitgeschwindigkeit und Widerstand von Schleppkähen. Nach Versuchen auf dem Rheinstrom. SBTG 1912  
 Baker: Model Experiments on the Resistance of Mercantile Ship Forms. TINA 1914  
 Baker, G. S.: The National Experimental Tank and its Equipment. TINA 1911  
 Baker, G. S.: Skin friction Resistance of Ships and our Useful Knowledge of the Subject. TINA 1916  
 Baker, G. S. and J. L. Kent: Effect of Form and Size on the Resistance of Ships. TINA 1919  
 Biles, H. J. R.: Notes on the Effect of Wind on Power and Speed. TINA 1927  
 Chace, Mason S.: Results of Experimental Tank Tests on Models of Submarines. TINA 1911  
 D'Eyncourt, E. T. and B. Sc. Graham: Some Recent Developments towards a Simplification of Merchant Ship Construction. TINA 1919  
 Engels, H. und Fr. Gebers: Über Schleppversuche mit Kanalkahnmodellen in unbegrenztem Wasser und in drei verschiedenen Kanalprofilen, ausgeführt in der Uebigauer Versuchsanstalt. SBTG 1907  
 Engels, H. und Fr. Gebers: Weitere Schleppversuche mit Kahnmodellen in Kanalprofilen, ausgeführt in der Uebigauer Versuchsanstalt. SBTG 1908  
 Föttinger, H.: Effektive Maschinenleistung und effektives Drehmoment und deren experimentelle Bestimmung. SBTG 1903  
 Föttinger, H.: Fortschritte der Strömungslehre im Maschinenbau und Schiffbau. SBTG 1924  
 Gebers, F.: Die Entwicklung einer neuen Schleppdampferart für Schifffahrtskanäle durch Modellversuche in der Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau. SBTG 1911  
 Glazebrook, R. T.: Report on the Progress of the National Experimental Tank. TINA 1910  
 Gumbel, L.: Das Problem des Oberflächenwiderstandes beliebiger Flüssigkeiten. SBTG 1913  
 Havelock, T. H.: Turbulent Fluid Motion and Skin Friction. TINA 1920  
 Haver, A. H. and E. V. Telfer: The Propulsive Performance of the Corrugated Ship. TINA 1925  
 Hovgaard, William: An Analysis of the Resistance of Ships. TINA 1908  
 Isakson, A.: Neuere Forschungen über Schiffswiderstand und Schiffsbetrieb. SBTG 1901  
 Johns, A. W.: Approximate Formulae for Determining the Resistance of Ships. TINA 1907  
 Kempf, Günther: Neuere Erfahrungen im Schiffbau-Versuchswesen. SBTG 1926

- Kent, J. L.: Further Model Experiments on the Resistance of Mercantile Ship-forms: the Influence of Length and Prismatic Coefficient on the Resistance of Ships. TINA 1916
- Kent, J. L.: Model Experiments on the Effect of Beam on the Resistance of Mercantile Ship Forms. SBTG 1919
- Kent, J. L.: Experiments on Mercantile Ship Models in Waves. TINA 1922
- Kent, J. L.: The Effect of Wind and Waves on the Propulsion of Ships. TINA 1924
- Kent, J. L.: Propulsion of Ships under Different Weather Conditions. TINA 1927
- Lees, Charles H.: The Laws of Skin Friction of a Fluid in a Stream Line and in Turbulent Motion along a Solid of Great Length. TINA 1916
- Luke, W. J.: Further Experiments on Woke and Thrust Deduction. TINA 1914
- Marriner, W. W.: Deductions from Recent and Former Experiments on the Influence of the Depth of Water on Speed. TINA 1905
- Perring, W. G. A.: Form Effects and Form Resistance of Ships. TINA 1925
- Popper, S.: Some Results of Model Experiments in Deep and in Shallow Water. TINA 1905
- Rota, G.: Experiments with Models of Constant Length and Form of Cross Sections, but with Varying Breadths and Draughts. TINA 1905
- Russo, Colonel G.: An experimental Tank Producing Wave Motion. TINA 1916
- Shigemitsu, A.: Skin Friction Resistance and Law of Comparison. TINA 1924
- Schümann, H.: Die Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau zu Berlin. SBTG 1903
- Schütte, Joh.: Untersuchungen über Hinterschiffsformen, speziell über Wellenaustritte, ausgeführt in der Schleppversuchsstation des Norddeutschen Lloyd an Modellen des Doppelschrauben-Schneldampfers „Kaiser Wilhelm der Große“. SBTG 1901
- Seiple: Some Experiments on Full Cargo Ship Models. TINA 1919
- Skin Friction Committee's Report. TINA 1925
- Stanton, T. E.: On the Resistance of Thin Plates and Models in a Current of Water. TINA 1909
- Telfer, E. V.: Ship Resistance Similarity. TINA 1927
- Tutin, John: The Analysis of Ship Resistance. TINA 1924
- Weitbrecht, H. M.: Über Schiffswiderstand auf beschränkter Wassertiefe. SBTG 1921
- Wellenkamp, H.: A new Method of Research Work on Fluid Resistance and Ship Propulsion. TINA 1908
- Wellenkamp, H.: Eine neue Modell-Schleppmethode. SBTG 1908
- Wigley, W. C. S.: Ship Wave Resistance. A Comparison of Mathematical Theory with Experimental Results. TINA 1927
- Yarrow, Harold E.: Experiments on the Effect of Water on Speed, having Special Reference to Destroyers Recently Built. TINA 1905
- ### Steuern.
- Baker, G. S.: Steering of Ships in Shallow Water and Canals. TINA 1924
- Denny, M. E.: The Design of Balanced Rudders of the Spade Type. SBTG 1921
- Walter, M.: Einfluß der Drehrichtung der Schrauben bei Doppelschraubendampfern auf die Manövrierfähigkeit bei stillliegendem Schiff. SBTG 1912
- Schwarz, Tjard: Über Rudermomentsmessungen und Drehkreisbestimmungen von Schiffen. SBTG 1908
- Schwarz, Tjard: Die Kursbeständigkeit des Schiffes und ihre Bedeutung für die Schifffahrt. SBTG 1926
- ### Propeller.
- Abell, T. B.: Model Screw Propeller-Results: A Comparison. TINA 1910
- Ahlborn, Fr.: Die Wirkung der Schiffsschraube auf das Wasser. SBTG 1905
- Baker, G. S. and W. C. S. Wigley: Model Screw Propeller Experiments with Mercantile Ship Forms. TINA 1923
- Barnaby, Sidney W.: Some Further Notes on Cavitation. TINA 1911
- Bauer, G.: Untersuchungen zur Verfeinerung der Methoden der Modellschleppversuche mit Schiffsschrauben. SBTG 1922
- Bauer, C.: Messungen und Untersuchungen an Schiffsschrauben. SBTG 1923
- Carter, C. M.: Propeller Dimensions Formulae based on Mr. R. C. Froude's Model Screw Experiments. TINA 1926
- Föttinger, H.: Neue Grundlagen für die theoretische und experimentelle Behandlung des Propellersystems. SBTG 1917
- Froude, R. E.: Results of Further Model Screw Propeller Experiments. TINA 1908
- Froude, R. E.: The Acceleration in Front of a Propeller. TINA 1911
- Gebers, Fr.: Neue Propellerversuche. SBTG 1910
- Gammel: Ein Beitrag zur Theorie des Propellers. SBTG 1916
- Henderson, J. B.: Some Considerations regarding the Phenomena of Propulsion. TINA 1910
- Holt, C. Frodsham: The Efficiency of Propulsion of Full-sized Ships. TINA 1920
- Horn, F.: Versuche mit Tragflügel-Schiffsschrauben. SBTG 1926
- Johns, A. W.: A Comparison between the Results of Propeller Experiments in Air and Water. TINA 1915
- King-Salter, J. J.: Some Experiments on the Influence of Running Balance of Propellers on the Vibration of Ships. TINA 1917
- Lanchester, F. W.: A Contribution to the Theory of Propulsion and the Screw Propeller. TINA 1915
- Lorenz, H.: Theorie und Berechnung der Schiffspropeller. SBTG 1906

- Luke, W. J.: Experimental Investigations on Wake and Thrust Deduction Values. TINA 1910  
 Luke, W. J.: Further Experiments upon Wake and Thrust Deduction. TINA 1917  
 Parsons, C. A. and Cook Stanley: Investigations into the Causes of Corrosion or Erosion of Propellers. TINA 1919  
 Pröll, A.: Beiträge zur Theorie der Schiffsschraube. SBTG 1910  
 Pröll, A.: Kritische Betrachtungen zu den Theorien des Schraubenpropellers. SBTG 1923  
 Rota, G.: The Propulsion of Ships by Means of Contrary Turning Screws on a Commun Axis. TINA 1909  
 Schaffran, K.: Über das Arbeiten schwerbelasteter Schlepddampfer. SBTG 1917  
 Schaffran, K.: Modellversuche mit Schaufelrädern. SBTG 1918  
 Taylor, D. W.: Wake Propeller Coefficients. TINA 1925  
 Tobin, T. C.: Note on Maximum Propulsive Efficiency of Screw Propellers. TINA 1915  
 Turner, A.: An Investigation into the Stresses in a Screw-Propeller Blade. TINA 1911  
 Wagner, R.: Versuche mit Schiffsschrauben und deren praktische Ergebnisse. SBTG 1906  
 Wagner, R.: Praktische Ergebnisse mit Gegenpropellern. SBTG 1912  
 Wigley, W. C. S.: Ship Wave-Resistance — a Comparison of Mathematical Theory with Experimental Results. TINA 1926  
 Wittmaack: Zur Berechnung des Wirkungsgrades und Schubes der alleinfahrenden Schiffsschraube. SBTG 1919  
 Young, J. Denholm: On the Co-ordination of Propeller Results. TINA 1916

### B. b) 3. Stabilität, Schottvorschriften, Stapellauf.

- Anderson, John: The Influence of Form upon the Stability and Propulsion of Passenger Ships. TINA 1923  
 Baker, G. S. and Miß E. M. Keary: The Effect of Longitudinal Motion of a Ship on its Statical Transverse Stability. TINA 1918  
 Barnaby, Nathaniel: On the Stowage of Merchant Ships. TINA 1867  
 Barnaby, Nathaniel: On the Relative Influence of Breadth of Beam and Height of Freeboard in Lengthening out the Curves of Stability. TINA 1871  
 Barnes, Frederik K.: On an New Method of Calculating the Statical and Dynamical Stabilities of a Ship. TINA 1861  
 Barnes, Frederik K.: On Water-tight Compartments in Iron Ships, as affording Security against Foundering. TINA 1867  
 Bauer, G.: Beitrag zur Berechnung von Schlingerdämpfungseinrichtungen. SBTG 1918  
 Bauer, M. H.: Graphische Methoden zur Bestimmung von statischen Gleichgewichtslagen des Schiffes in glattem Wasser. SBTG 1901  
 Benjamin, L.: Das Kentern der Schiffe beim Zuwasserlassen. SBTG 1908  
 Berry, W. J.: Launching Arrangements of H. M. Ships „Nelson“ and „Rodney“. TINA 1926  
 Biles, John: Stability of Large Ships. TINA 1922  
 Brimblecombe, P. Y.: The Stability of Ships in Damaged Conditions. TINA 1914  
 Biles, Harvard J.: On Curves of Stability of some Mail Steamers. TINA 1882  
 Biles, Harvard J.: Model Experiments with Anti-Rolling Tanks. TINA 1925  
 Bork, H.: Die Anwendung der Schraubenstrahltheorie auf Wasserpropeller. SBTG 1925  
 Cannon: Experimental Determination of the Effect of Internal Loose Water upon the Rolling of a Ship amongst a Regular Series of Waves. TINA 1914  
 Cluett, A. W. A.: The Method used in H. M. Ships for Readily Correcting Heel and Trim. TINA 1926  
 Commentz, C.: Bedeutung und Messung der Stabilität von Seeschiffen. SBTG 1914  
 Commentz, C.: Bemerkungen zur Kritik von Stabilitätsrechnungsergebnissen. SBTG 1920  
 Daynard, V.: On a new Method for Calculating and some new Curves for Measuring the Stability of Ships at all Angles of Inclination. TINA 1884  
 Denny, W.: On Launching Velocities. TINA 1882  
 Denny, W.: On Cross Curves of Stability, their Uses and a Method of Constructing them, obviating the Necessity for the Usual Correction for the Differences of the Wedges of Immersion and Emersion. TINA 1884  
 Denny, Archibald: Subdivision of Merchant Vessels: Report of the Bulkhead Committee 1912—1915. TINA 1915  
 Denny, Archibald: Notes on the Curves and formulae for Regulating the Water-tight Subdivision of Passenger-Ships. TINA 1923  
 Elgar, Francis: The Use of Stability Calculations in Regulating the Loading of Steamers. TINA 1884  
 Finlay, K. G.: The Spacing of Transverse Bulkheads. TINA 1921  
 Frahm, H.: Neuartige Schlingertanks zur Abdämpfung von Schiffsrollbewegungen und ihre erfolgreiche Anwendung in der Praxis. SBTG 1911  
 Frahm, H.: Results of Trials of the Anti-Rolling Tanks at Sea. TINA 1911  
 Froude, William: On the Rolling of Ships. TINA 1861  
 Froude, William: On Isochrism of Oscillation in Ships. TINA 1863  
 Froude, William: Remarks on the Differential Wave in a Stratified Fluid. TINA 1863  
 Froude, William: Remarks on Mr. Scott Russels Paper on Rolling. TINA 1863  
 Froude, William: On the Practical Limits of the Rolling of a Ship in a Sea-Way. TINA 1865  
 Froude, William: Consideration respecting the Effective Wave Form in the Rolling of Ships at Sea. TINA 1873  
 Graham, Thomas: Description of an Apparatus for Interpreting Stability for the Use of Shipmasters. TINA 1917

Gray, J. Mac Farlane: On Polar Diagrams of Stability.	TINA 1875
Heck, H.: A Mechanical Method of Measuring a Vessels Stability.	TINA 1885
Hendersohn, A. C. F.: Subdivision of large Passenger Steamers.	TINA 1923
Holt, C. F.: Stability and Seaworthiness.	TINA 1925
Horn, F.: Zur Theorie des Frahmischen Schlingerdämpfungstanks.	SBTG 1911
Hovgard, W.: Buoyancy and Stability of Submarines.	TINA 1917
Jackson, P. R.: The Stability of Ships by Means of Gyroscopes.	TINA 1920
Jenkins, P.: On some Points of Interest in Connection with the Construction of Metacentric Diagrams and the Initial Stability of Vessels.	TINA 1884
John, W.: On the Stability of Ships.	TINA 1877
Johns, A. W.: The Effect of Motion ahead on the Rolling of Ships.	TINA 1905
Johns, A. W.: The Accelerated Motion of Bodies in Water, with Special Application to the Rolling of Ships.	TINA 1909
Kemp, Dixon: On the Stability of Yachts.	TINA 1880
Kempf, G.: Einige neue Geräte zur mechanischen Ermittlung der Schiffsformen in ihrer Quer- und Längsstabilität für Büro- und Bordgebrauch.	SBTG 1923
King-Salter, J. J.: Some Experiments on Tallows used for Launching Ships.	TINA 1921
Lovett, W. J.: On a Method of obtaining for Ship Design the Spacing of Bulkheads according to the Rules of the International Convention.	TINA 1917
Nicholson, John: Method of Arranging the Coal Bunkers of a Steamer, so as to reduce the Ballast to a Minimum.	TINA 1885
Pagel, C.: Die Schottvorschriften des internationalen Vertrages zum Schutz des menschlichen Lebens auf See.	SBTG 1916
Payne, M. P.: Results of some Rolling Experiments on Ships Models.	TINA 1924
Pillhouse, P. A. and W. H. Riddlesworth: On Launching.	TINA 1917
Pollock, Walter: A Suggested Method of Increasing the Efficiency of the Screw-Propeller.	TINA 1925
Rankine, M.: On the Rolling of Ships.	TINA 1872
Rankine, M.: On Mr. Froudes Theory of the Rolling of Ships.	TINA 1862
Rankine, M.: On Isochronous-Rolling Ships.	TINA 1864
Rankine, M.: On the Uneasy Rolling of Ships.	TINA 1864
Read, Samuel: On an improved Method of Calculating the Hydrostatic Stability of Ships.	TINA 1861
Rota, G.: Further Experiments on Contrary-turning Coaxial Screw Propellers.	TINA 1922
Rudloff: Die Sicherheit havariierter Schiffe gegen das Kentern.	SBTG 1920
Russel, J. Scott: On the Rolling of Ships as Influenced by their Forms and by the Disposition of their Weights.	TINA 1863
Samuda, D'Aguiar: On Launching Large Ships.	TINA 1877
Suyeshiro, K.: Yawing of Ships caused by Oscillation amongst Waves.	TINA 1920
Schlick, Otto: Der Schiffskreisel.	SBTG 1908
Schlick, Otto: Nachtrag zu dem Vortrag: Der Schiffskreisel.	SBTG 1908
Schütte, J.: Einfluß der Schlingerkiele auf den Widerstand und die Rollbewegung der Schiffe in ruhigem Wasser.	SBTG 1903
Seone, Pablo: A Diagram of Stability.	TINA 1885
Shepherd, J. W.: On the Launching of Ships, with a few Remarks on the Construction of Ships and Ways.	TINA 1877
Smith, John: On Launching Calculations, with Special Reference to the Effect of Chamber.	TINA 1908
Spanner, E. F.: Notes on Cross Curves and G. Z. Curves of Stability.	TINA 1915
Spence, J. C.: The Graphic Calculation of the Data Depending on the Form of Ships required for determining their Stability.	TINA 1884
Telfer, E. V.: Graphical Trim Calculation and a Trim Nemogram.	TINA 1923
Turvis, F. O.: The Stowage of Steam Ships.	TINA 1885
Vedeler, G.: Notes on the Rolling of Ships.	TINA 1925
Wall, A. T.: Safe Stability and the Economical Use of Water Ballast in Ships.	TINA 1914
Watts, P.: On a Method of Reducing the Rolling of Ships at Sea.	TINA 1883
Watts, P.: The Use of Water Chambers for reducing the Rolling of Ships Sea.	TINA 1885
Webster, George: Subdivision of Passenger Vessels.	TINA 1920
Welch, J. J.: The Watertight Subdivision of Ships.	TINA 1915
White, William Henry and William John: On the Calculation of the Stability of Ships and some Matters of Interest connected herewith.	TINA 1871
White, W. H.: On the Stability of certain Merchant Ships.	TINA 1881
White, W. H.: On the Rolling of Sailing Ships.	TINA 1881
Wittmaack, H.: Zur Sicherheit der lecken Handelsschiffe.	SBTG 1917
Wolley, Joseph: On the Rolling of Ships.	TINA 1862
Woollard, L.: The Effect of Water Chambers on the Rolling of Ships.	TINA 1914
Wrobbel, G.: Stabilitätstheorie und ihre praktische Bedeutung.	SBTG 1920

#### B. b) 4. Festigkeit.

Abell, T. B.: A Study of the Framing of a Ship.	TINA 1921
Abell, T. B.: The Behaviour of Stiffened Thin Plating under Water Pressure.	TINA 1923
Alexander, F. H.: The Influence of the Proportions and Form of Ships upon their Longitudinal Bending Moments among Waves.	TINA 1905

- Alexander, F. H.: The Influence of Longitudinal Distribution of Weight upon the Bending Moments of Ships among Waves. TINA 1911
- Baumann, R.: Über Spannung und Formänderung bei Nietten, namentlich im Hinblick auf das Entstehen von Nietlochrissen. SBTG 1915
- Berling, G.: Vergleichsmessungen der Schiffsschwingungen auf den Kreuzern „Hansa“ und „Vineta“ der Marine. SBTG 1901
- Biles, J. H.: The Strength of Ships with Special Reference to Experiments and Calculations made upon H. M. S. „Wolf“. TINA 1905
- Bruhn, J.: Some Experiments on Structural Arrangements in Ships. TINA 1905
- Bruhn, J.: The Influence of Form and Bulkheads on the Strength of Ships. TINA 1909
- Champness, E. L.: Longitudinal Strength of Cargo Vessels and its Variation with Fullness of Form. TINA 1922
- Coker, E. G.: The Determination by Photo-elastic Methods of the Distribution of Stress in Plates of Variable Section with some Applications to Ships-Plating. TINA 1911
- Dalby, W. E.: Strength and Inner Constructure of Mild Steel. TINA 1917
- Foster - King, J.: Structural Development in British Merchant Ships. TINA 1907
- Foster - King, J.: Strength of Watertight Bulkheads. TINA 1915
- Guillet, L.: Some Points of Interest in Connection with the Testing of Materials for Shipbuilding. TINA 1922
- Gütschow, W.: Beiträge zur Berechnung von Ladewinden. SBTG 1922
- Henderson, J. B.: The Vibration of Ships and the Use of a Dynamical Model for Determining the Elasticity of Ships. TINA 1909
- Heyn, E.: Einspannungen, Reckspannung und die dadurch bedingten Krankheitserscheinungen in Konstruktionsteilen. SBTG 1913
- Hoffmann, G. H.: Analysis of Sir John Bile's Experiments on H. M. S. „Wolf“ in the Light of Pietzker's Theory. TINA 1925
- Holt, F. C.: On the Strength and Spacing of Transverse Frames. TINA 1915
- Hovgard, W.: The Theory of Bending. TINA 1923
- Inglis, C. E.: Stresses in Rectangular Plates Clamped at their Edges and Loaded with a Uniformly Distributed Pressure. TINA 1925
- Isherwood, J. W.: A new System of Ship Construction. TINA 1908
- John, William: On the Strength of Iron Ships. TINA 1874
- John, William: On Transverse and other Strains of Ships. TINA 1877
- Kimball, A. L. and E. G. Coker: The Effects of Holes, Cracks, and other Discontinuities in Ships Planting. TINA 1920
- Laas, Walter: Messung der Meereswellen und ihre Bedeutung für den Schiffbau. SBTG 1906
- Lienau, O.: Materialspannungen in den Längsverbindungen stählerner Frachtdampfer. SBTG 1913
- Lienau, O.: Dehnungsversuche im Festigkeitsinstitut der Hochschule in Danzig. SBTG 1927
- Meldahl, K. G.: Der Einfluß der Stegdicke auf die Tragfähigkeit eines E-Balkens. SBTG 1903
- Meldahl, K. G.: Materialspannungen in ausgeschnittenen und verdoppelten Platten. SBTG 1904
- Mallock, A.: A Method of Preventing Vibration in Certain Classes of Steamships. SBTG 1905
- Marbec, L. A.: Notes on the Collapsing of Curved Beams and Curved Elastic Strips. TINA 1911
- Martin, F. G., G. W. Barr and A. T. Wall: High Elastic Limit Mild Steel and its General Applications. TINA 1924
- Montgomerie, J.: Considerations Affecting Local Strength Calculations. TINA 1911
- Montgomerie, J.: The Scantlings of Light Superstructures. TINA 1915
- Montgomerie, J.: Stress Determination in a Flat Plate. TINA 1917
- Montgomerie, J.: Further Experiments on Stress Determination in Flat Steel-plates. TINA 1919
- Montgomerie, J.: Further Experiments of Large-Size Riveted Joints. TINA 1923
- Nicholis, W. H.: Vibration of Ships. TINA 1924
- Rankine, M. W. J.: On the Comparative Strainings Action of Different Kinds of Vertical Oscillations upon a Ship. TINA 1863
- Rheder, M.: Über die Tragfähigkeit und zweckmäßige Ausgestaltung von Schiffbauversteifungsprofilen. SBTG 1919
- Richardson, J. W.: On the Strains and Strengths of Ships. TINA 1875
- Robb, A. M.: An Investigation of the Steering Force and Bending Moment Acting on the Structure of a Ship including Dynamic Effects. TINA 1918
- Robb, A. M.: Notes on Deflections of Bulkheads and of Ships. TINA 1912
- Rowell, Herbert: Oil-tight Work in Ships of Light Construction. TINA 1906
- Rundell, W. W.: Freeboard and Displacement in Relation to Strains in Ships among Waves. TINA 1851
- Schlick, O.: Our Present Knowledge of the Vibration Phenomena of Steamers. TINA 1911
- Schlick, O.: Unsere gegenwärtige Kenntnis der Vibrationserscheinungen bei Dampfschiffen. SBTG 1912
- Schlick, O.: On the Vibration of Steam Vessels. SBTG 1884
- Schnadel, G.: Die Spannungsverteilung in den Flanschen dünnwandiger Kasten-träger. SBTG 1925
- Schwarz, F.: Die Lukenverschlüsse und Sicherheit der Schiffe. SBTG 1927
- Smith, W. E.: Hogging and Sagging Strains in a Seaway as influenced by wave Structure. TINA 1863
- Thearle, S. J. P.: Notes on some Cases of Fatigue in the Steel Material of Steamers. TINA 1914
- Thomson, W.: Effect of Variations in Loading on Longitudinal Structural Stresses in Ships. TINA 1923

- Tobin, T. C.: A Method of Determining the Natural Periods of Vibration of Ships. SBTG 1922  
 Vedeler, George: The Torsion of Ships. TINA 1924  
 Writing, W. R. G.: The Strength of Submarine Vessels. TINA 1921  
 Wrobbel, G.: Das Raumfestigkeitsproblem im Schiffbau. SBTG 1926

### B. b) 5. Vermessung, Freibord.

- Albrecht: Der Maschinenraumabzug in der britischen Schiffvermessung. SBTG 1910  
 Albrecht, J.: Die Frage der offenen Räume und die Möglichkeit einer Neugestaltung der Schiffvermessung. SBTG 1921  
 Blockside, E. W.: Tonnage Legislation and its Application to the Measurement of Ships. SBTG 1925  
 Foster-King, J.: Notes on the Freeboard Rules. TINA 1916  
 Herner, H.: Hafengebühren und Schiffvermessung. Ein kritischer Beitrag zur Würdigung ihrer technischen, wirtschaftlichen und statistischen Bedeutung. Jena. 1912  
 Owen, H.: Tonnage and Freeboard of Merchant Ships. Glasgow. 1906  
 Rosenstiel, Rudolf: Die Entwicklung der Tiedelladeflinien an Handelsdampfern. SBTG 1901  
 Schmidt, A.: Die Feststellung einer Tiedelladeflinie. SBTG 1904  
 Schmidt, Reinhold: Ein schiffbautechnisch-kritischer Beitrag zur Vermessungsfrage. Dissertation: T. H. Berlin. 1911  
 Wall, A. T.: The Tonnage of Modern Steamships. TINA 1919  
 Watts, Philipp: The Load Line of Merchant Ships: Work of the Load Line Committee (1915). TINA 1916

### B. b) 6. Takelung und Ausrüstung.

- Anschütz-Kaempfe: Der Kreisel als Richtungsweiser auf der Erde mit moderner Berücksichtigung einer Verwendbarkeit auf Schiffen. SBTG 1909  
 Arco, Graf v.: Fortschritte in der drahtlosen Telegraphie. SBTG 1908  
 Blockside, E. W.: Life Saving Appliances on Cargo and Passenger-Vessels. TINA 1921  
 Bredow, H.: Telefonen an Bord des „Imperator“. SBTG 1912  
 Dobbie, J. G.: The Modern Developments of the Mariner's Compass. TINA 1908  
 Hahnemann: Die Unterwasserschalltechnik. SBTG 1920  
 Holzapfel, A. C.: Der Anstrich von Schiffsböden. SBTG 1904  
 Krause, Max: Über Borsigketten und Kenterschäkel. SBTG 1909  
 Millet, J. B.: Submarine Signalling by Means of Sound. TINA 1905  
 Millet, J. B.: Further Results of Submarine Signalling by Means of Sound. TINA 1907  
 Moll, Fr.: Die Entwicklung des Schiffsankers und der Grundlagen der Konstruktion moderner Anker. SBTG 1918  
 Morison, D. B.: The Heating of Modern Ocean Liners. TINA 1908  
 Raag, M.: Studien über submarine und Rostschutzfarben. SBTG 1905  
 Reid, John: The Influence of Discharging Appliances on the Design of Large Ore-Carriers. TINA 1915  
 Schönian: Die modernen technischen Einrichtungen in Schiffsküchen. SBTG 1928  
 Sturdee, F. C. D.: Strategical and Tactical Considerations Governing Warship Designs. TINA 1924  
 Welin, A.: Die Quadrantdavits. SBTG 1904  
 Welin, A.: Technische und sonstige Gesichtspunkte für die Aufstellung der Rettungsboote auf modernen Dampfern. SBTG 1909  
 Winter: Das moderne Feuerlöschwesen an Bord von Schiffen unter Benutzung chemischer und gasförmiger Löschmittel. SBTG 1926  
 Zopke, H.: Das Telephon im Seewesen. SBTG 1904

### B. b) 7. Kriegsschiffswesen.

- Bechler, W. H.: Kohlenübernahme auf See. SBTG 1902  
 Berlin, G.: Die Entwicklung der Unterseeboote und ihrer Hauptmaschinenanlagen. SBTG 1913  
 Biles, J. H.: The modern Battleship. Glasgow. 1911  
 Brinkmann, G.: Die Entwicklung der Geschützaufstellung an Bord der Linienschiffe und die dadurch bedingte Einwirkung auf deren Form und Bauart. SBTG 1902  
 D'Eyncourt, E. T.: The Tendency of War-ship Design as Effected by the War. TINA 1922  
 D'Eyncourt, E. T.: Naval Construction during the War. TINA 1919  
 D'Eyncourt, E. T.: Notes on some Features of German Warship Construction. TINA 1921  
 Fea, L.: Some of the Consequences of the Washington Conference with Regard to Naval Construction. TINA 1922  
 Johns, A. W.: German Submarines, TINA 1920  
 Leue, G.: Apparat zum Bekohlen von Kriegsschiffen in Fahrt. SBTG 1906  
 Michelsen, Kapt. z. S.: Die Entwicklung der Torpedowaffe. SBTG 1913  
 Narbeth, J. H.: Three Steps in Naval Construction: „King Edward VII“, „Lord Nelson“, „Dreadnought“. TINA 1922  
 Orveus, T. G.: Some Questions relating to Battleship Design. TINA 1914  
 Rudloff, J.: Schiffskanone und Schiffspanzer. SBTG 1914  
 Schwarz, T.: Die Bekohlung der Kriegsschiffe. SBTG 1906

- Thorbecke, K.: Der Aufbau schwerer Geschütztürme an Bord von Schiffen. SBTG 1911  
 Watts, Ph.: Ships of the British Navy on the 4. August 1914 and some Matters of Interest in Connection with their Production. TINA 1919  
 Weidert, D.: Entwicklung und Konstruktion der Unterseeboots-Sehrohre. SBTG 1914

### B. b) 8. Werftanlagen und Werftbetriebe.

- Chace, T.: Die Werftanlagen der Newport News Shipbuilding and Drydock Co. in Newport News, Virginien. SBTG 1901  
 Gümbel, L.: Fabrikorganisation mit spezieller Berücksichtigung der Anforderungen der Werftbetriebe. SBTG 1910  
 Immich, W.: Die praktische Durchführung der Normung im Werftbetriebe. SBTG 1925  
 Loof, W.: Neuzeitliche deutsche Werftmaschinen und Bearbeitungsanlagen für den Kriegs- und Handelsschiffbau. SBTG 1919  
 Lottmann: Erfahrungen bei der Anwendung elektrischer Lichtbogenschweißung im Schiffbau. SBTG 1927  
 Michenfelder, C.: Transporttechnische Gesichtspunkte bei Hellingen. SBTG 1908  
 Müller, A. C. Th.: Die Entwicklung der Schichauschen Werke zu Elbing, Danzig und Pillau. SBTG 1906  
 Murrey, Alexander: The Introduction of Cranes in Shipyards. TINA 1906  
 Piaggio, C.: Cranes for Shipbuilding Berths. TINA 1907  
 Rusett, E. W. de: On the Use of Hydraulic Riveting in the Construction on the „Mauretania“. TINA 1907  
 Sachsenberg, G.: Das Material und die Werkzeuge für den Schiffbau auf der Düsseldorfer Ausstellung. SBTG 1903  
 Sadler, Herbert C.: Some Points in Connection with Shipbuilding on the Great Lakes. TINA 1909  
 Schwarz, T.: Moderne Werftanlagen und ihre voraussichtliche Entwicklung. SBTG 1901  
 Schwarz, T.: Der fabrikmäßige Bau von Schiffen. SBTG 1923  
 Smith, E.: The Crane Equipment of Shipbuilding Berths. TINA 1926  
 Stockhusen, C.: Moderne Werftanlagen. SBTG 1903  
 Strelow, W.: Die Lichtbogenschweißung und ihre praktische Verwendung im Schiffbau. SBTG 1924  
 Twadell, J. L.: The Overhead Wire Cableway Applied to Shipbuilding. TINA 1906  
 Wiss, E.: Das autogene Schweißen und autogene Schneiden mit Wasserstoff und Sauerstoff. SBTG 1908

# Sachverzeichnis.

- Abdank-Abakanowicz, Integrph von — 125.  
Abladung und Zuladung von Gewichten 132.  
Ablauf 388.  
Ablaufbahn, Lage und Form 389.  
Aborte 680, 686, 947.  
Abteilungsfaktor 632, 638.  
Ab- und Zuladung von Gewichten 367.  
Abzüge f. Einbauten in Tanks 663.  
— von Freibord 617.  
Adjustiertank 887.  
Admiralitätsanker 759.  
Admiralitätsformel 32.  
Admiralitätskonstante 162.  
Admiralty Knots 7.  
Aerodynamik des Segels 260.  
Afrikafahrt, Schiffe für die — 57.  
Ahmings 34, 956.  
Akkumulatorenbatterie 888, 926.  
Akkumulatortendeck auf U-Booten 888.  
Akkumulatorenräume der U-Boote 888.  
Alphabet, griechisches 39.  
Anfangsstabilität, Annäherungsformel 348.  
— der U-Boote 896.  
— dynamische 308.  
— statische 295.  
Anker 758—763.  
— Prüfung der — 763.  
Ankereinrichtung der U-Boote 889.  
Ankerketten 767—769.  
Ankerkette, Kentserschäkel für 764.  
— Prüfung der — 765.  
Anker, Ketten, Trossen, Einrichtung für — 781.  
Ankerklüsen 781.  
Ankerkrane 777—780.  
Ankerwinden 772.  
Annäherungsformeln u. andere Hilfsmittel 88, 137.  
— Normands 127.  
— Bauers 137.  
Anrichteräume(Pantries) auf Kriegsschiffen 685.  
Anstellwinkel 247.  
Antennen 839.  
Antriebsmittel 198.  
Antriebanlagen, Raumbedarf 233.  
Anweisung für Jachtvermesser 598.  
— für Motorbootsvermesser 599.  
Apotheke, Arzt auf Auswandererschiffen 951.  
— auf Kriegsschiffen 688.  
Archimedisches Prinzip 1.  
Arrestzellen auf Kriegsschiffen 689.  
Artillerie, Verwendungszweck der 850.  
Artillerieleitstand 862.  
Ascheauswerfer, — ejektor 754.  
Ascheförderung, Einrichtung für — 754, 755, 757.  
— durch Vakuum 755.  
Aschheißvorrichtung 754.  
Aschheißwinde 754.  
Atlantische Fahrt, s. Fahrtgrenzen 955.  
Atwoodsche Formel 297.  
Aufbauten, Bewertung der — bei Freibord 608.  
— — bei Stabilitätsrechnung 462.  
Aufrichtungsvermögen 299.  
Aufschleppen 407.  
Aufsichtsbeamte, technische 945.  
Aufstellung der Geschütze 856—857.  
— der Magnetkompassse 830.  
Auftauchen 890.  
— Stabilität beim — 903.  
Auftrieb 1.  
Ausgucke 732.  
Ausnutzung und Messung des Schiffsraumes 506.  
Ausrüstung bei Kriegsschiffen 680, 683.  
— mit Ankern, Ankerketten und Trossen 758 bis 763.  
— mit Booten 785.  
— sonstige bei Handelsschiffen 845.  
— von Motorbooten 845.  
Aussschwingungskurve 429.  
Aussetzvorrichtungen f. Boote 788.  
Auswandererschiffe, Bedienung auf 951.  
Auswanderer, Beköstigung der 951.  
Auswandererschiffe, Besichtigung der 953.  
— Deckshöhen in 949.  
Auswanderer, Einschiffung der 953.  
Auswandererschiffe, Luftraum für — 949.  
— Koch auf 951.  
— Zugänge der Räume 949.  
Außenhaut 4, 73.  
Australfahrt, Schiffe f. d. — 56.  
Außenkörper, Abmessungen dss. 907.  
Außenkörperspannen auf U-Booten 885.  
Außenkörper von U-Booten 885.  
Außenform des Schiffskörpers 907.  
Außenschotte 885.  
Auswanderungswesen, Gesetz über das — 948.  
Awningdeck-Schiffce 604.  
Axiometer 805.  
Back, versenkte 610.  
Backöfen 686.  
Backofenraum 571.  
Bactische und -bänke 679, 686.  
Bade- und Klosettwaterleitungen 812.  
Badeeinrichtungen 680, 687, 947.  
Balkenbucht 6, 41.  
Balken, Gewichte von Decks- 72.  
Balance- (Schwebe-) Ruder 244, 808.  
Ballast 51, 663.  
Ballastbehälter 885, 909.  
— Flutung der — 911.  
Ballasteinrichtung (Wasser) 809.  
Ballast, gefährliche Güter und — 960.  
— Schutz gegen Überschießen von — 955.  
Barbetten, Abmessungen 855.  
Bark 20.  
Baugruppen für den Schiffskörper 71.  
Baukurs des Schiffes, magnetischer — 830.  
Bäume für Gaffelsegel, Durchmesser der — 716.  
Baum- und Gaffelsegel 719.  
Baustoffe, Beschaffenheit und Prüfung der — 1.  
Bauteile, wesentlichste — auf U-Booten 885.  
Beaufortsche Skalen für Wind und Seegang 420.  
Befehlsübermittlung, Einrichtungen z. — 827.  
Beförderung von Truppen 666.

- Beiboote 795.  
 Beiklappbare Tiefenruder 919.  
 Beispiele von Takelungen 711.  
 Bekohlungseinrichtungen 754.  
 Beleuchtung 677, 705.  
 — d. Räume a. Auswandererschiffen 949.  
 Bemastung, Anforderung a. d. — 731.  
 — Ausführung u. Abmessungen d. — 716.  
 — Ersatzstücke für die — 731.  
 — Gewichte von Einzelheiten der — 726.  
 — Maße für die Teile der — 711, 712.  
 — und Takelung 726.  
 Benennung der Bauteile 4.  
 — der Schiffsarten 7.  
 Benetzte Oberfläche 4, 30, 128, 138.  
 Beobachtungsmittel 732.  
 Berechnung eines Kriegsschiffes 54.  
 — mittels Annäherungsformeln 127.  
 — der Inhalte und Schwerpunkte der Schiffe 83.  
 — a. zeichn. Wege 109.  
 — der Frachtdampfer 55.  
 — der Kriegsschiffe 54.  
 — mittels Meßgeräte 116.  
 Berechnungslänge 26, 33.  
 Berechnungstiefe 84.  
 Bereitschaftsmunition 859.  
 Besahnstengen, Durchmesser der 718.  
 Besatzung, Gewicht und Raumbedarf der — 664, 680.  
 — Ladung u. — 651.  
 — Unterbringung der — auf Kriegsschiffen 683—693.  
 Bewegliche Ladung, Schutz gegen Überschießen von — 960.  
 Bezeichnungen, sonstige 33.  
 — schiffbautechnische 26.  
 Bezouts-Regel 92.  
 Biegemomentenkurve 502.  
 Biegeschwingungen der Schiffe 546.  
 Biegefestigkeit 474.  
 Biegemomente für verschiedene Belastungen 471.  
 — im Seegang 507.  
 — in glattem Wasser 502.  
 — von Flußschiffen 502.  
 Bilgeleitung 809.  
 Binnenkreuzer (Motorboote) 599.  
 Binnenschiffe, Eichung der 597.  
 Binominalkoeffizienten 38.  
 Binomialkoeffizienten II 36.  
 Binomischer Satz 39.  
 Blechträger, der genietete 493.  
 Blitzableiter 731, 840.  
 Board of Trade, Freibordtafeln d. — 603.  
 Bodenstücke, Gewichte von —n 72.  
 Bodenwrangen 5, 72.  
 Bogenlängen 36.  
 Boote, Ausrüstung der — 785, 957.  
 — Aussetzvorrichtung für — 788, 797.  
 — auf Auswandererschiffen 952.  
 — für Handelsschiffe 785.  
 — für Kriegsschiffe 794.  
 Bootsdavits 787.  
 Bootsmannsstuhl 731.  
 Boote und Rettungsgeräte, Unfallverhütungs-vorschriften über — 956.  
 Bootstalten 787.  
 Boote und zugehörige Einrichtungen 785—800.  
 Bordas-Regel 92.  
 Bramstengen 719.  
 Breiartige Ladung, Vorschriften über — 960.  
 Breite der Schiffe 26, 34, 37.  
 — Einfluß d. — a. d. Stabilität 321.  
 — für den Freibord 605.  
 Breite für die Schottabstände 638.  
 Breitenträgheitsmoment 101.  
 Breitenmetazentrum 102, 130, 293.  
 — Diagramm für — 348.  
 Brennstoff 663, 693.  
 — -behälter der U-Boote 663, 693.  
 — -behälter der U-Boote 885.  
 — -verbräuche 226.  
 — -vorrat, Unterbringung d. —s 663, 693.  
 — -übernahme und Ascheentfernung 756, 757.  
 — -vorrat bei U-Booten 939.  
 Brigg 18.  
 Bruchfestigkeit 465.  
 Bruttoraumgehalt, Abzüge vom 565.  
 Bugspriete, Durchmesser der — 715.  
 Bunker, Abmessungen der — 663, 693.  
 — -schieber 664.  
 Chapmansche Parabel 83.  
 Chronometer 959.  
 Clapeyronsche Gleichung 533.  
 Columbusdavit s. S. 793.  
 Coradis Planimeter 117.  
 — Integraph 125.  
 C<sub>01</sub>-Werte 163, 923, 924.  
 Dampfboote 796.  
 Dampferwege II 54—55.  
 Dampfheizung 676, 707.  
 Dampflogger, Vorschriften über — 963.  
 Dampfpumpen 809.  
 Dampfwinden 751.  
 Davits 788.  
 Deadweight 653.  
 Decks 6.  
 Decksbalken 6, 72.  
 — -bucht 6, 41.  
 Decksbolzen 72.  
 Decksflächen, Gewicht von — 72.  
 Deckslinie 631.  
 Deckssprung 6, 39.  
 —, normaler 613.  
 — bei Schotrechnungen 638.  
 Deckstützen 615.  
 Deckwascheinrichtung 812.  
 Dehnung, Dehnungszahl 465.  
 Derivationswinkel 246.  
 Displacement, s. Verdrängung 1.  
 Displacementslängenkoeffizient 196.  
 Desinfektion 813, 814.  
 Desinfektor (Clayton) 813.  
 Deviation bei Kompassen 830, 833.  
 Dieselmotoren, allgem. 884.  
 — Abmessungen von — 906.  
 Differentialmetazentrum 318.  
 Differentialrechnung 47.  
 Dockung, Festigkeit 545.  
 Donauregel, Meßverfahren n. d. — 561.  
 Doppelboden als Wasserlast 813.  
 — bei Freibord 607.  
 Draht, Gewicht v. — 104.  
 Drahttauwerk 723, 769.  
 Dehnungsfestigkeit 481.  
 Drehachse, Schiffs- 235.  
 Drei-Achtel-Regel 91.  
 Dreiecksegel 722.  
 Dreimastschoner 19.  
 Dreimasttoppsegelschoner 19.  
 Drehkreisdurchmesser 237.  
 Drehscheibenlafetten 851.  
 Drehtürme, Geschützanzordnung 855.  
 Drehungsfestigkeit 481.  
 Druckfestigkeit 471.  
 Druckkörper, allgem. 885.  
 — Abmess. des —s 908.

- Druckkörper, Festigkeit des — s 927.  
 Druckkörperberechnung, analytisches Verfahren 934.  
 — nach Hurlbrink 993.  
 Druckkörperhaut 936, 937.  
 Drucklagerräume, Vermessung der — 572.  
 Druckmittelpunkt 266.  
 Druckschotte 885.  
 Durchbiegung der Schiffe 528.  
 Durchgangsöffnungen 570, 571.  
 — Verschluss der — 608.  
 Dynamische Stabilität 307.  
 — — Hebelarme der 310.  
 Eigengewicht des Schiffes 2, 50.  
 Einfluß des Schiffsantriebes auf den Entwurf 224.  
 — des Schiffsbetriebes auf den Entwurf 54.  
 Einhüllenboot 885, 886, 900, 901, 909.  
 Einrichtungen für die Benutzung der Schiffsräume 668, 694.  
 Einrichtung, innere 74.  
 Einteilung der Bauteile 91.  
 — der Motorboote 599.  
 — der Schiffe 7.  
 — der Yachten 598.  
 Einwanderungsgesetze 666.  
 Ein- und Austauschung bei Trimmänderungen 381.  
 Elastizitätsgrenze 465.  
 Elastizitätsmaß 465.  
 Entkeimung 815.  
 Entlüftungsorgane 888, 913.  
 — Berechnung der — 913.  
 Entwässerungseinrichtungen 814, 824.  
 Entwurfgleichung 52.  
 Entwurflinien 81.  
 — des Liniennisses 81.  
 — der U-Boote 903.  
 Entwurfnetz 81.  
 Entwurfsverdrängung 903.  
 —, ohne Versteifungen mit Endböden 929.  
 Entwurfverfahren 52.  
 Ersatzsegel 731.  
 Ersatzstücke für die Bemastung 731.  
 Ersatzteile, Inventar und — 959.  
 Etmal 63.  
 Ewerkhahn 12.  
 Farbe, Gewicht von — 74.  
 Fahrbetrieb eines La Plata-Dampfers 60.  
 Fahren unter Wasser 890.  
 Fahrtgrenzen 954.  
 Fahrtiefe, größte 59.  
 Fahrtmessungen 221.  
 Fallkiel 888.  
 Fallprobe bei Anker 761.  
 Fässer, Stauraum f. — 663.  
 Festigkeit der Trossen 723, 769, 772.  
 — gerader Stäbe 471.  
 — zusammengesetzte 484.  
 Festigkeit von Anker und Ketten 766.  
 — von Maschinen- und Hochbaumaterialien 469.  
 — von Nietverbindungen 498.  
 Festigkeitskurven 518.  
 Feuerarten 856.  
 Feuerlösch- und Deckwascheinrichtung 812, 809, 958.  
 Feuerwerkskörper zum Signalisieren 951.  
 Fischdampfer, Vorschr. über — 963.  
 Fläche der Tiefenruder 914.  
 Flächeninhalte 88, 109.  
 Flächenmaße 51.  
 Flechtströmung 165.  
 Flettnerruder 251.  
 Fliesen, Gew. v. — 74.  
 Fließgrenze 465.  
 Fluidkompaß 829.  
 Flüssige Ladungen 651.  
 Flüssige Ladung und Stabilität 371.  
 Flutbare Länge, Berechnung der — 632, 636, 638.  
 Flutbarkeit 632.  
 — Berücksichtigung der — 636.  
 Fluteinrichtungen der Munitionsräume 821.  
 Flutorgane, Berechnung der — 911.  
 Flutrohre, Berechnung des Widerstands von — n 914.  
 Form der Tiefenruder 915.  
 Formeln, Annäherungs- 88.  
 — von Taylor 139.  
 Formen der Schiffe 145.  
 Formschwerpunkt 129.  
 Formstabile Schiffskörper 464.  
 Formstabilität 297.  
 Formverhältnisse der Schiffe 46.  
 Fortschrittsziffer 210.  
 Frachtgut, Gewicht und Raumbedarf v. — 656.  
 Frachtschiffe, Abmessungsverhältnisse der 48.  
 Französische Regel 92.  
 Freibord 27, 602.  
 — d. Board of Trade 603.  
 — Korrektur der Schiffslänge bei 612.  
 — Korrektur für den Sprung 613.  
 — Behandlung von Sonderbauarten 610.  
 —, Bestimmung des 607.  
 —, Vordruck zur 628.  
 Freibordvorschriften des Board of Trade 624.  
 Freibord d. engl. Lloyd 602.  
 — Vorschr. der See-Berufsgenossenschaft 603.  
 — der U-Boote 914.  
 — für Dampfer 604, 638.  
 — für Segelschiffe und Seeleichte 618.  
 Freibordmarke der See-Berufsgenossenschaft 618, 619.  
 — Engl. 619.  
 Freibordtabellen für Dampfer 619—622.  
 — für Segelschiffe 622—623.  
 Freibord und Stabilität 462.  
 — und Tiefadelinie 600.  
 Freibordzertifikat 603, 604, 617.  
 Freibord, Zuschläge zum 617.  
 Frischluft, Reinigung, Kühlung und Ozonisierung d. — 701.  
 Frischwasserversorgung 813.  
 Frontschott des Brückenhauses 610.  
 F. T.-Station auf Handelsschiffen 838.  
 — — auf Kriegsschiffen 690.  
 Fünf-Acht-Regel 91.  
 Fünfmastvollschiff 24.  
 Funkspracheinrichtungen 838.  
 Fürsorgebestimmungen für Seeleute 849.  
 Gaffelsegel 719.  
 Gallion 4, 38.  
 Gangspille 774.  
 Gasentwicklung der Geschütze 859.  
 Gefährliche Ladung, Vorschriften über — 960.  
 Gefährliche Stoffe, Vorschriften über — 963.  
 Gefechtsverbandsplatz auf Kriegsschiffen 688.  
 Geometrie des Schiffes 310.  
 Gepäck 667.  
 Gepäckraum 666.  
 Gesamtgewicht 1, 49.  
 — der Takelung 726.  
 Gesamttauchungsänderung nach Bauer 138.  
 Gesamtzuladung 651.  
 Geschosse 858.  
 Geschoßwirkung gegen Panzerplatten 875.  
 Geschütze, Einteilung d. — 950.  
 — Gewichte und Abmessungen d. — 863.  
 — Konstruktionsangaben über — 864, 866.

- Geschütze, Umrißzeichnungen von — 867 bis 871.  
 Geschützeinrichtungen, Antrieb der maschinellen 854.  
 Geschützstand 854.  
 Geschützter Kreuzer 29.  
 Gesetzliche Bestimmungen 949.  
 Getreideladung, Abdecken der 960.  
 Getreideladungen, Vorschriften über — 960.  
 Gewichte von Bauteilen 72.  
 — von Ladebäumen 751.  
 — der Segel 728.  
 — des Segeltuches 728.  
 — des stehenden und laufenden Gutes 729.  
 — der Takelung 729.  
 — und Raumbedarf 656—662.  
 Gewichte des Schiffskörpers 68.  
 — von Ankerketten 766.  
 — von Ankern und Ketten 766—767.  
 — von Frachtgut 656—662.  
 — von Menschen und Tieren 664—665.  
 — von Segelschiffen 82.  
 Gewichtsberechnung 70.  
 — -Einheiten für Ladung 651.  
 — -Schwerpunkt 75.  
 — -Stabilität 296.  
 — -Verteilung für den Schiffskörper 502.  
 Gieren 3.  
 Gillung 4.  
 — -Spanten 5.  
 Gleichlastigkeit 3.  
 Gleitmaß 465.  
 Gleitschienen (Jackstage) 719.  
 Graphische Integration 107.  
 Grenzsicht 152, 254.  
 Großer Kreuzer 28.  
 Güter, s. Frachtgut 656.  
 Gut, laufendes 726.  
 —, stehendes 722.  
 Gummi 74.  
  
 Hall-Anker 760.  
 Hammerprobe bei Ankern 761.  
 Handelsschiffe, Berechnung v. — 53.  
 Handhydraulik 647.  
 Handtauerwerk 769.  
 Hängematten 666.  
 — Aufhängung der — 666, 685.  
 — Stauraum f. — 666.  
 Hangerketten 719.  
 Hängemattsräume 692.  
 Harfenplanimeter 92.  
 Hauptflutrohr für Munitionsräume 821.  
 Hauptgefechtswerte 849.  
 Hauptgewichtsgruppen 76.  
 Hauptlenzeinrichtung 817.  
 Hauptlenzpumpe der U-Boote 888.  
 Hauptmaße 33, 35.  
 — und Stabilität 321.  
 Hauptschnittflächen 38.  
 Haupts pant 27, 85.  
 — eingetauchter Umfang nach Bauer 136.  
 Heizöl 663, 693.  
 Heizung 676, 705.  
 Heiz- und Treibölübernahme 753, 757.  
 Herde 679.  
 Herner, Veranschl. von Schiffen 71.  
 Hilfslenzeinrichtung 821.  
 Höhe des Schiffes 27, 34.  
 Hookesches Gesetz 466.  
 Hornbuntpriete 715.  
 Hüllfläche der Schwimmbenen 317.  
 Hydraulische Anlagen 641.  
 Hydraulisch betriebene Schließvorrichtung 644.  
 Hydroplane 888.  
  
 Hydraul.-pneumat. betriebene Schließvorrichtung 645.  
  
 Identitätsmaße 567.  
 Indienfahrt, Schiffe für die — 56.  
 Inhalte der Spanten und Wasserlinien 96.  
 Inhaltskurven 96.  
 Innenboden 648.  
 Innere Einrichtung 74.  
 Instruktion, siehe Anweisung für die Jachtvermesser 598.  
 — siehe Anweisung für die Vermesser von Motorbooten 599.  
 — zur Schiffsvermessung 564.  
 Instrumente, Ausrüstung mit — n 846.  
 — siehe Meßgeräte 116.  
 Integralkurven 113, 116.  
 Integrator 125.  
 Integration, Graph. 109.  
 — Mechan. 116.  
 Integrator 120.  
 Internat. Vertrag z. Schutze d. menschl. Lebens usw. 631, 638.  
 Inventarien 691—693.  
 — für Handelsschiffe 848.  
 Isolierungen 673, 702.  
  
 Jackstage 719.  
  
 Kahn 10.  
 Kalfaterung 74.  
 Kaliberwahl 851.  
 Kammern 684.  
 Kammern auf Auswandererschiffen 950.  
 — auf Kriegsschiffen 684.  
 Kammerschott 75.  
 Kampanje 4.  
 Kanalfahrt 185.  
 Kanalprofil, Fahrt im — 185.  
 Kanonenboot 29.  
 Kantensteigung 206.  
 Kartuschen 856.  
 Kasematten, Abmessungen der — 855.  
 Kavitation 203.  
 Kennwort 259.  
 Kennzeichen des Verwendungszwecks 639.  
 Kennzeichnung der Schiffe 943.  
 Kesselspeisewasser 663, 691.  
 Kessel- und Maschinenräume, Lüftung der — 668.  
 Ketsch 14.  
 Ketten, Anker- 758—769.  
 — Prüfung der Anker- 761.  
 — -schäkel 764.  
 — Stauraum für — 765.  
 — -stopper 780.  
 Kiel 4.  
 Kielschwein 5.  
 Kimmgänge 4.  
 Kimmsente 86.  
 Kinder auf Auswandererschiffen 949.  
 Klampen 780—785.  
 Klauen (der Gaffeln) 719.  
 Kleiderkammern auf Kriegsschiffen 690.  
 Klein, M. 894.  
 Kleine Fahrt, s. Fahrtgrenzen 944.  
 Kleiner Kreuzer 29, 30.  
 Klosetts, s. Aborte 680, 686.  
 Klosettwasserleitungen 812.  
 Klüsen, Anker- 785.  
 — Seiten- 790.  
 Klüverbaum 715, 722.  
 Knickfestigkeit 471.  
 Knickstag 840.  
 Knoten 222.

- Kochherde 679.  
 Kofferschiff 30.  
 Kohlen, s. Steinkohlen, Verladen von — 962.  
 Kohlenbunker, Abmessungen der — 662, 693.  
 — Lüftung der — 962.  
 Kohlenlöcher 664, 754.  
 Kohlenübernahme 753.  
 Kojen für Mannschaft 946.  
 — (Schlaf-) für Auswanderer 665, 949.  
 Kommandoelemente 827.  
 Kompass, Kompensierung der — 829.  
 — Störungen der — 833.  
 — und ihre Aufstellung 833.  
 Kompaßnadel, Ablenkung der 829.  
 Kompaßübertragung, optische 829, 883, 889.  
 Kompaßweisung, Übertragung der 835.  
 Kompensations-Polarplanimeter 117.  
 Kompressor bei U-Booten 888.  
 Konstruktionsgewicht (Kriegsschiffe) 51.  
 Konstruktionswasserlinie 27, 40, 85.  
 Kopplastigkeit 3, 38.  
 Koppeltische 837.  
 Korkjacken 844, 952.  
 Kostenanschlag 77.  
 Krafttüren, Anlagen zum Schließen 643.  
 Krane, Boots- 787, 797.  
 Krängung des Schiffes 239.  
 Krängungsversuche 358.  
 Krankenbehandlung auf Auswandererschiffen 951.  
 Krankenpflege der Schiffsmannschaft 951.  
 Krankenzimmer auf Auswandererschiffen 951.  
 Kreiselkompaß 832—837.  
 — der U-Boote 889.  
 — Übertragung 835.  
 Kreiselpendel 435.  
 Kreisfunktionen II 32—35.  
 Kreisstapel 389.  
 Kreisumfänge II 2—21.  
 Kreiszyylinder, unendlich langer — ohne Verstärkungen 928.  
 Kreuzer, großer 28.  
 — kleiner 29.  
 Kriegsschiffe, Aufgabe der 849.  
 — Hellegatts auf 691, 692.  
 — Kajüten auf 683.  
 — Material bei 665.  
 Kriegsschiffstypen 849.  
 Krümmungsmittelpunkt der F-Kurven 301.  
 — der W-Flächen 317.  
 Küchen auf Kriegsschiffen 686.  
 Kuff 13.  
 Kufftjalk 13.  
 Kühlanlagen 704.  
 Kühlmaschinen 704.  
 Kühlraum auf Kriegsschiffen 690.  
 Kühlung der Frischluft 701.  
 Kursdiagramm, Crosecksches 258.  
 Kursstabilität 188.  
 Küstenfahrt, große und kleine —, s. Fahrtgrenzen 944.  
 Kutter 8.  
 — bei Kriegsschiffen 795, 797.  
 — -jacht 8.  
 Kuttersche Formel 187.  
  
 Ladebäume, Berechnung von — n 718, 726.  
 —, Gewichte von — n 726.  
 —, hölzerne 718.  
 Ladeluken bei Freibord 617.  
 Lademast, Berechnung eines — s 799.  
 Laderäume Flutbarkeit der — 635.  
 Laderaum nach Middendorff 652.  
 Ladeskizze 652.  
 Lade- und Löschetrieb 61.  
  
 Lade- und Löscheinrichtungen f. Frachtschiffe 735.  
 — — — f. Kohlschiffe 751.  
 — — — f. Tankschiffe 752.  
 Ladeverhältnis 652.  
 Ladung, Allgemeines über — 651.  
 —, bewegliche 960.  
 —, gemischte 653.  
 —, Gewicht u. Raumbedarf für — 656—662.  
 —, gleichartige 655.  
 —, lebende 664.  
 Ladungsfähigkeit, Bestimmung der — durch Vermessung 564.  
 Ladungskühlanlagen 673.  
 Ladungstragfähigkeit 651.  
 Ladung und Besatzung 650.  
 Länge des Schiffes 26, 33.  
 — der Schiffe für den Freibord 604.  
 — der Schiffe für die Schottabstände 637.  
 Lange Fahrt, s. Fahrtgrenzen Seefahrt 943.  
 Längenmarke bei der Yachtvermessung 598.  
 Längenmetazentrum 108, 130.  
 Längenträgheitsmoment 102.  
 Länge, Verhältnis zur Breite 36.  
 Längsbiegunngsspannungen, zulässige 524.  
 Längsfestigkeit in bewegtem Wasser 504.  
 — in ruhigem Wasser 500.  
 Längsplan 30.  
 Längsschotte 5.  
 La Plata-Dampfer 60.  
 La Plata-Fahrt, Schiffe für die — 61.  
 Lasten auf Kriegsschiffen 690.  
 Lastenmaßstab 99.  
 Latteninstrument 342.  
 Laufendes Gut 726.  
 — —, Gewicht 729.  
 Lazarette, s. Krankenzimmer auf Kriegsschiffen 688.  
 Lazarettschiffe 666.  
 L : B 36.  
 — bei U-Booten 908.  
 Lebende Ladung, s. Besatzung, Fahrgäste, lebendes Vieh 664.  
 Lebensmittel 664, 668, 680.  
 — auf Auswandererschiffen 953.  
 Lebensmittellräume auf Kriegsschiffen 690.  
 Leckrechnung 377.  
 — nach Wolfrom 384.  
 — nach Zetzmann 381.  
 Leeseegel 728.  
 Leichtgut 653.  
 Leistungswerte 32.  
 — der Batterie 926.  
 Leitråd 204.  
 Leitvorrichtungen 213.  
 Leitwerk 249.  
 Lenzeinrichtung 809, 816.  
 Lichterführung und Signalwesen 956.  
 Licht- und Luftschächte, Vermessung der — 572.  
 Lieken 721.  
 Liniendiagramm 342.  
 Linienführung 197.  
 Liniennuß 81.  
 — Berechnung des 88.  
 Linienschiff 28.  
 Linoleum 74.  
 Litosilo 74.  
 Log 222.  
 Logarithmen II 2—21.  
 Logger 12.  
 Logis, Kost- und Krankenpflege der Schiffsmannschaft 946.  
 Logisräume, Größe und Einrichtung der — 946.  
 Lorenz, R. 930.

- Loskiel 5.  
 Lotapparat 889.  
 Lotsenschoner 15.  
 Luftbedarf 668, 672, 694, 695.  
 Lüfter 668, 670, 671.  
 Luftmasten 889.  
 Luftnetz (Antenne) 841.  
 Lüftungsanlage, Berechnungsbeispiele einer — 695.  
 Lüftungseinrichtungen auf Kriegsschiffen 694 bis 702.  
 — für Laderäume 668.  
 — für Maschinen und Kesselräume 668.  
 — für Wohnräume 668.  
 Lüftungskanäle 672, 695.  
 Lüftungsmaschinen 699.  
 Luftwiderstand des Schiffes 174.  
 Luftzieher auf Auswandererschiffen 949.  
 — in Mannschaftslogis 946.  
 Lustyachten, Vorschriften über Registrierung der — 943.
- Magnetkompass** 830.  
 —, Aufstellung der — 830.  
**Magnuseffekt** 272.  
**Manilatauwerk** 771.  
**Männerabteilung** auf Auswandererschiffen 950.  
**Mannlöcher** für Ballasträume 571.  
**Mannschaftsräume** auf Kriegsschiffen 685.  
 — auf Handelsschiffen 946.  
**Mannschaft** und **Fahrgäste**, **Gewicht** und **Raumbedarf** für — 665.  
**Marsen** 722.  
**Marsstengen** 718.  
**Martellsche Regel** 602.  
**Maschinelle Einrichtungen** 75.  
**Maschinenanlage**, **Gewichte** 226.  
**Maschinenanlagen**, **Haupttypen** 225.  
**Maschinengewichte** bei U-Booten 904.  
**Maschinenraum**, **wirklicher** 572.  
**Maschinen- und Heizerpersonal**, **Waschraum** für — 686.  
 — und **Kesselräume**, **Vorkehrungen** in — 959.  
 — und **Kesselschacht** bei **Freibord** 617.  
**Maschinenräume**, **Leitern** in den 959.  
**Massengüter**, s. **Ladung** 654.  
**Massenträgheitsmoment** 424.  
**Masten**, **Bauart** und **Höhe** der — 732.  
 —, **Beanspruchung** der — und **Rundhölzer** 716.  
 —, **Berechnung** der — 732.  
 —, **Durchmesser** der —, **Stengen** u. **Raaen** 715.  
 — -fall, der 710.  
 —, **Stellung** und **Fall** der — 710.  
 —, **Vorkehrungen** an den — 731.  
 —, **Zahl** und **Aufstellung** der — 732.  
**Maßeinheiten** für **Ladung**, **Gewichts-**, **Raum-** und **sonstige** — 655.  
**Maße** und **Formen** der **Schiffe** 26.  
 — und **Gewichte** II 37—39.  
**Maßstab** der **Zeichnungen** 83.  
 — — —, **Berücksichtigung** des — s 123.  
**Materialgruppen** für den **Schiffskörper** 71.  
**Materialstärken**, **Freibord** von **Schiffen** mit **geringeren** — 612.  
**Meilenfahrten** 222.  
**Messen** auf **Kriegsschiffen** 685.  
**Messung** und **Ausnutzung** des **Schiffsraumes** 591.  
**Meßbriefbestimmungen** für **Yachten** 598.  
**Meßbriefe** 574, 578, 580.  
**Meßformeln** für **Yachten** 598.  
**Meßgeräte**, **mechanische** 116.  
**Meßverfahren**, **abgekürztes** 561.  
 — **Deutsches** 561.  
 — **englisches** 561.
- Meßverfahren** für **Seeschiffe** 564.  
**Metazentrische Höhe** 31, 298.  
 — — für **bewegliche Ladung** 372.  
**Metazentrum** 299.  
 —, **Breiten-** 31, 102, 130.  
 —, **Längen-** 108, 136.  
 — für **aufrechte Lage** und **kleine Neigungen** 298.  
 — für **endliche Neigungen** 347.  
**Metazentrische Kurve** 311.  
**Metazentrum** und **Spantform** 319.  
**MG-Werte** von **U-Booten** 900.  
**Middendorfs Schaubilder** für **Takelungen** 707.  
 — **Ruderdruckformel** 245.  
**Minen**, **Beschreibung** 873.  
 — -bewaffnung der **U-Boote** 927.  
 — -schutz der **U-Boote** 889.  
 — -sueheinrichtungen 873.  
 — -werfeinrichtungen 873.  
**Minen-Ausstoßrohre** auf **U-Booten** 889.  
**Minenschutz** auf **U-Booten** 889.  
**Mises**, **R. v.** 929.  
**Mißweisender Kurs** 822.  
**Mittstromgeschwindigkeit** 210.  
**Mittlere Fahrt**, s. **Fahrtgrenzen** 944.  
**Mittlere Seegeschwindigkeit** 67.  
**Mitzlaffsche Regel** 602.  
**Möbelausstattung** auf **Kriegsschiffen** 687.  
**Modellschleppversuche** 168, 260.  
 —, **Unterwasser-** 894.  
**Modellformel** 170.  
**Modellboote** 217.  
**Montierungen** auf **Kriegsschiffen** 680, 690.  
**Moseleysche Formel** 307.  
**Motorboote**, **Klasseneinteilung** der 597.  
 —, **Vermessungsbestimmungen** für — 599.  
**Motoren- und Schiffsbetrieb** 64.  
**Munitionsaufzüge** 884.  
**Munitionsförderung** 861.  
**Munitionskammern**, **Anforderungen** 859.  
 — auf **U-Booten** 889.  
**Munitionsräume**, **Beflutung** der 821.  
**Munitionsverpackung** 858.  
**Musterschiff** für die **einheitliche Schiffsberechnung** nach **Hammar** 142.  
**Mutterkompaß** 834.
- Nachstrom (Mittstrom)** 204, 210.  
**Nachtrettungsbojen** 844.  
**Nahfahrt**, s. **Fahrtgrenzen** 949.  
**Navier-Campaignacsche Leistungswerte** 161, 163.  
**Neigungswiderstand** 298.  
**Neoiden**, von **Rankine** 151.  
**Nettoraumgehalt** 561.  
**Nettotonnengehalt** 561.  
**Netzschutz** auf **U-Booten** 889.  
**Niederdruckgebläse** 888.  
**Niedergänge** zu den **Maschinenräumen** 959.  
**Nietverbindungen**, **Festigkeit** von — 498.  
**Nischen** und **Schottversetzungen** 640.  
**Nockband** der **Raa** 721.  
**Nordatlantische Linienfahrt**, **Schiffe** für die— 56.  
**Normalanker** 758, 759.  
**Normalspannungen** aus **Längsbiegung** und **Wasserdruck** 516.  
**Normands Annäherungsformeln** 127.  
**Normen** für **Ladegeschirr** 74.  
**Notluftarmatur** 889.  
**Notzschleuse** 889.  
**Notsender** 839.  
**Notstation** beim **Long-Arm-System** 643.  
**Nützliche Zuladung** 51.
- Oberfläche**, **benetzte** 4, 30, 128, 138.  
**Oberflächenstabilität** 299.

- Ochsenstall 667.  
 Oertzruder 252.  
 Offen gemachte Aufbauten 570.  
 Öffnungen in den wasserdichten Scotten 640.  
 — — —, Abmessungen der — 651.  
 — in der Außenhaut bei Freibord 615.  
 — in der Schiffsseite 677, 815.  
 Optische Kompaßübertragung 883, 889.  
 Ostasienfahrt, Schiffe für die — 57.  
 Ostseefahrt, Schiffe für die — 57.  
 Ozonisierung der Frischluft 673, 701.
- Panamakanal, Meßverfahren für den — 561.**  
 Pantries, s. Anrichten 685.  
 Panzermaterial 874.  
 Panzerplatten, Form und Abmessungen 874.  
 Panzerschutz der Geschütze 855.  
 Panzerung, Anordnung der — 876.  
 —, Einbau der — 879.  
 Parabel, Champmansche 83.  
 Patentschäkel, s. Kenterschäkel 764.  
 Periskop 884, 888.  
 Permeabilität s. Flutbarkeit 632.  
 Personenzahl auf Auswandererschiffen 949.  
 Personenzahlvermessung f. Binnen- und Küstenschiffe 597.  
 Petroleumtanks, Herstellung und Aufstellung von — 958.  
 Pferde, Futter für — 664.  
 —, Stallung für — 665.  
 Pforten in der Außenhaut 615.  
 Piek, Vor- und Hinter- 811.  
 Pissoirs 680, 687, 947.  
 Pivotierung der Lafetten 853.  
 Planimeter 118.  
 Planimeterhärte 92.  
 Plattengänge der Außenhaut 4.  
 Plattengewicht 72.  
 Polarkurve 248.  
 Poller 785.  
 Potenzen II 2—17, 21—31.  
 Preßluftanlage 888.  
 Preßkohlen, Verladung von — 963.  
 Probefahrten 158, 221, 224.  
 Profilsiegel 271.  
 Probefahrtsergebnisse von U-Booten 925.  
 Propeller, alleinfahrende 200.  
 Propeller, Auswahl 207.  
 —, Diagramm 208.  
 —, Modell (Material) 207.  
 — -umdrehungen, wirtschaftliche 234.  
 — -versuche 206.  
 — von U-Booten 925.  
 Proportionalitätsgrenze 465.  
 Proviant, s. Lebensmittel 664, 668, 953.  
 Provianträume 668.  
 —, gekühlte 673, 704.  
 Provisorische Verschlüsse 466, 570.  
 Prozentmeßverfahren 561.  
 Prüfung der Anker 761.  
 — der Ankerketten 765.  
 — der Baustoffe 1.  
 Pulver 858.  
 Pumpen 809, 816, 821.
- Quadrantdavits, Welins — 788.**  
 Quarterdeck 4.  
 — bei Freibord 608, 611.  
 Quarterschiff 604.  
 Querfestigkeit von Schiffen 529.  
 Querkurven, Schott- 635.  
 Querschotte 631.
- Raaen, Durchmesser der — 714.**  
**Raa, Höhenlage der — 711.**
- Raa, Längen der — 712.  
 Raasegel 718.  
 Racken, Rackbänder 719, 721.  
 Radius, hydraulischer 187.  
 Radlinien, s. Zykloide 409, 410.  
 Raketen 951.  
 Rank 3.  
 Rauchhelme 346.  
 Raumbedarf von Menschen und Tieren 664.  
 Raumgehalt, Angenäherte Bestimmung des 562.  
 — Bruttotonnen 561, 565.  
 — nach Bauer 562.  
 Räume für Besatzung und Ausrüstung auf Kriegsschiffen 683—693.  
 Raumeinheiten für Ladung 655.  
 Raumgehalt der Aufbauten 565.  
 — über dem Vermessungsdeck 565.  
 Raumkurven 652.  
 Raumtiefe 27.  
 — für den Freibord 605.  
 Rechnungsbeispiel 105.  
 — nach Hammar 145.  
 — nach Normand 132.  
 Rechnungsergebnisse, Kurven der — nach Hammar 145.  
 Reckprobe bei Ketten 765.  
 Reffen der Segel, Reffsegel 721.  
 Regelkompaß 829.  
 Registertonne 560, 654.  
 Registrierung der Schiffe 943.  
 Reglertank 886.  
 Reglerventile 888.  
 Reibungsabzug 216.  
 Reibungswerte für Modellversuch 170.  
 Reibungswiderstand 169, 186, 188.  
 Reinigung der Frischluft 948.  
 — verunreinigter Auswandererschiffe 701.  
 Reisedauer für Auswandererschiffe 954.  
 Reiseverbräuche 59.  
 Rellinglinie 39.  
 Rennboote (Motor-) 599.  
 Rennklassen bei Yachten 598.  
 Reserveschwimmfähigkeit 1.  
 Reserveteile der Bemastung und Takelung 731.  
 Restauftrieb 1.  
 Restauftriebentank 887.  
 Rettungsbojen 845, 952.  
 Rettungsboote 785—800.  
 Rettungsgeräte und sonstige Ausrüstung 844.  
 Reynoldsche Zahl 169, 174, 219.  
 Reziproke Werte II 2—21.  
 Richtmittel 854.  
 Rohrleitungen 809—827.  
 Rohrpivot 855.  
 Rollen, Schlingern 3.  
 Rollschwingungen im Seegange 443.  
 — im Seegang, Differenzialgleichung für 444.  
 — in ruhigem Wasser 421.  
 Rollwellen 410.  
 Rosenstiel. Die Tiefadelinie 600.  
 Rotor (Flettner) 273, 288.  
 Rückstoßkräfte 853.  
 Rückstromgeschwindigkeit 185.  
 Ruder 243.  
 —, Flettner 251.  
 —, Oertz 252.  
 —, Star Contra 213.  
 Ruderausschlag, Ruderwinkel 246.  
 Ruderboote auf Kriegsschiffen 796.  
 Ruder der U-Boote 914.  
 Ruderdruck 245.  
 Ruderdruckformel, Rankinesche 245.  
 — Weisbachsche 245.  
 Ruderdruckmessungen 245.  
 Ruderfläche 244.

- Ruderformen 243.  
 Rudergeschirr, Berechnung des —s 806, 807.  
 Ruderlegen 249.  
 Ruder- und Steuereinrichtungen 800.  
 Rundhölzer, Beanspruchung der Masten und — 716.  
 Rüsten 722.  
 Saling 721.  
 Sanitäre Einrichtungen 680, 686, 947, 950.  
 Sauerstoffanlage der U-Boote 889.  
 Schaltapparat beim Long Arm-System 643.  
 Schattendeckschiffe 604.  
 Schaufelrad 200.  
 Scheinwerferaufstellung 864.  
 Scherkraftkurven 528.  
 Schiffbaumaterialien 484.  
 —, Festigkeitswerte 486.  
 —, zulässige Spannungen 489.  
 Schiffe, Berechnung und Entwurf der — 1.  
 —, Einteilung der — 7.  
 —, Erste Berechnung der — 52.  
 — mit geringeren Materialstärken 612.  
 Schiff „mit Freibord“ 28.  
 Schiffsausrüstung 844—848.  
 Schiffsbauart 61.  
 Schiffbautechnische Begriffe 3.  
 Schiffsbetrieb, Einfluß des —s auf den Entwurf 54.  
 Schiffsgewicht 49—52, 61.  
 Schiffgröße 67.  
 Schiffsberechnung, einheitliche, nach Hammar 142.  
 Schiffseinrichtungen für seemännische Zwecke 706.  
 Schiffsentwurf, wirtschaftlich-technische Durchrechnung 62.  
 Schiffsforn, äußere 3.  
 Schiffsfornmüdigegrad 210.  
 Schiffskörpergewicht der U-Boote 903.  
 Schiffslüfter 668—670.  
 Schiffsmagnetismus 829.  
 Schiffsmannschaft, Anspruch der — auf Kost und Logis 946.  
 Schiffsmessbriefe 574, 578, 580.  
 Schiffsmodele 178.  
 Schiffsnamen 945.  
 Schiffsofen 946, 958.  
 Schiffspumpen 809—821.  
 Schiffsregister 943.  
 Schiffsvermessung für den Suezkanal 578.  
 Schiffsvermessungsbehörden, technische Anweisung an die 568.  
 Schiffsvermessungsordnung 564.  
 Schiffswiderstand 151, 158, 168.  
 — Bestimmung des — durch Modellversuche 168.  
 Schiffszertifikat 943.  
 Schirmanker 759.  
 Schlafkojen auf Auswandererschiffen 665.  
 Schlagpützen 958.  
 Schlagseite 3.  
 Schlagwetterplatte 956.  
 Schleppverfahren nach Föttinger 173.  
 Schleppverfahren nach Froude 168.  
 — nach Telfer 173.  
 — nach Wellenkamp 179.  
 Schleppversuche mit Rundstangen 923.  
 —, Unterwassermodell- 894.  
 — zur Ermittlung der Tiefensteuer-Eigenschaften 894.  
 Schleppversuchsanstalten 176.  
 Schlickscher Kreisel 435.  
 Schließvorrichtung, mechanische Schotttür- 639.  
 Schlingerdämpfungsbehälter Frahmische 436.  
 Schlingerkiele 435.  
 Schlingern, Rollen 3.  
 Schlingerpengel 433.  
 Schlingerversuche 426.  
 Schlup 11.  
 Schnaumast 719.  
 Schnürboden 83.  
 Schoner 16, 17, 20.  
 Schoneyacht 16.  
 Schönwettersegel 722.  
 Schothorn 722.  
 Schotte 5, 72, 631, 640, 648.  
 Schottabstände, zulässige Länge der 632, 636.  
 — Anordnung der — bei Getreideladung 960.  
 Schotteinteilung mit Rücksicht auf die Schwimmfähigkeit der Schiffe 631.  
 Schottendeck 638.  
 Schottendreieck 638.  
 Schottenöffnungen, Abmessungen in den wd. 651.  
 Schottkurven 634.  
 Schottplanken zur Sicherung der Ladung 961.  
 Schottquerkurven 635.  
 Schotttüren 639.  
 Schottürschließvorrichtung 640, 642, 643, 644.  
 Schottverschlüsse bei Freibord 609.  
 Schottversetzungen 638.  
 Schrauben der U-Boote 925.  
 Schraubenpropeller (Theorie) 200.  
 Schraubenwirbeltheorie, Föttingers 201.  
 Schubfestigkeit 480.  
 Schubspannungen im Schiffskörper 526.  
 Schutzdeck 562, 568.  
 Schutzdeckschiffe 568, 604, 611.  
 Schutzschilde 855, 856.  
 Schwergut (Ladung) 653.  
 Schwerpunkte, Abstand der — nach Bauer 135.  
 — der Hauptschnittflächen 38.  
 — der Schiffe 30, 75, 94.  
 — der Verdrängung 48.  
 Schwerpunktskurven 96.  
 — virtuelle 376.  
 Schwerpunktslagen bei U-Booten 907, 939.  
 Schwimmfähigkeit 1.  
 Schwimmflächenkala 86.  
 Schwimmkraft 1.  
 Schwimmwesten (-jacken) 844, 957.  
 Schwingungen des Schiffskörpers 546.  
 — isochrone 423.  
 Schwingungsachse 443.  
 Schwingungsdauer 422.  
 Schwingungszahlen, natürliche 551.  
 See-Berufsgenossenschaft, Freibord-Vorschriften der — 603.  
 —, Unfallverhütungsvorschriften der — 954.  
 Seefähigkeit 3.  
 Seefahrt, Begriff der — 943.  
 —, Grenzen der — 943, 954.  
 Seekreuzer (Motorboote) 599.  
 Seeleute, Vorschriften betreffend 849.  
 Seemannsordnung 849.  
 Seemeilen und Knoten, Umrechnungstabellen II 52—53.  
 Seetüchtigkeit, Untersuchung der Auswandererschiffe auf — 948.  
 Segel (Form und Verwendung) 718.  
 —, Gewichte der — 727.  
 —, Wölbung der 721.  
 Segelfläche (Unterteilung) 281.  
 Segelyachten, Vermessung der — 598.  
 Segeln 278.  
 Segelschiffe, Beispiel von — n 724.  
 —, Gewichte von — n 82.  
 Segelschwerpunkt 280.  
 Segelumriß 265.  
 Segelversuche 267.  
 Segelyachten, Klasseneinteilung der 598.

- Sehrohre 884, 888.  
 Seitenfenster 677, 680, 705.  
 Seitenhöhe 27, 34.  
 — für die Bestimmung der Schottabstände 638.  
 Seitentiefe bei Freibord 605.  
 Seitenwiderstand 278.  
 Sicherheit der Schiffe 65.  
 Sicherheitskiel 888.  
 Sicherheitslampen in Kohlenbunkern und Kohlenschiffen 962.  
 Sicherheitsrand bei der Bestimmung der Schottabstände 631.  
 Sicherheitstanks 886.  
 Siebenmastgaffelschoner 25.  
 Signallampen 827.  
 Signalmittel 732.  
 Simpsonsche Regel 89—91.  
 Slip 206.  
 Sog 213.  
 Spanten 5, 72.  
 Spantenformeln nach Taylor 139.  
 Spantenskalen, Verlauf der 139.  
 Spantinhaltskurven 99.  
 Spantumfang 30.  
 Spardeckschiffe 604.  
 Speigaten 814, 824.  
 — bei Schutzdeckschiffen 569.  
 — in der Außenhaut 615.  
 Speisewasser 664, 691.  
 Speisewasserkasten in Fischdampfern 955.  
 Sperryscher Kreisel 436.  
 Spezifische Gewichte II 50—51.  
 Spille 758—768.  
 Sprachrohre 828, 956.  
 Sprung bei Bestimmung der Schottabstände 639.  
 —, normaler — für Frachtdampfer 613.  
 —, statisch, Hebelarme der 300.  
 —, Änderung der — und des Trägheitshalbmessers durch Verschieben von Gewichten 424.  
 —, Annäherungsformeln für statische 349.  
 — beim Docken 387.  
 — bei Grundberührung 385.  
 —, statische, Hebelarme der 300.  
 — beim Segeln 281.  
 — beim Stapellauf 399.  
 — der Form 297—299.  
 — der Gewichte 297.  
 — der metazentrischen Höhe 313.  
 — der Tiefensteuerung 893.  
 — der U-Boote, Anfangs- 896.  
 — — beim Auftauchen 903.  
 — — beim Aufgrundliegen 903.  
 — — im Leckfall 902.  
 — — bei endlichen Neigungen 900.  
 —, dynamische 307.  
 — im Seegang 448.  
 — schwimmender Kräne 461.  
 —, statische 295.  
 —, Überschlagsrechnungen 347.  
 — und Ballast 462.  
 — unter Wasser schwimmender Körper 301.  
 Stabilitätsmittlung n. Kempf 345.  
 Stabilitätsfender 463.  
 Stabilitätskurven von Fischdampfern 301, 460.  
 — von Fracht- und Personendampfern 459.  
 — von Kriegsschiffen 461.  
 — von Schnelldampfern 458.  
 Stabilitätskurven von Seglern 457.  
 Stabilitätsmoment 296.  
 Stabilitätsmomentenkurve, dynamische 300.  
 —, statische 301.  
 Stabilitätsquerkurven 339.  
 Stabilitätsrechnungen nach Barnes 325.  
 Stabilitätsrechnungen nach Benjamin-Spence 336.  
 — nach Fellow 337.  
 — nach H. L. Schultz 337.  
 — nach Middendorf 341.  
 Stagsegel 719.  
 Stahldrahttauwerk 723.  
 Stallungsraum, siehe Vieh 667.  
 Stampfbewegungen und Tauchschwingungen 428.  
 Stampfen 3.  
 Stapellauf 388.  
 —, Aufschwimmen beim 398.  
 —, Dumpen beim 400.  
 —, Festigkeit beim 542.  
 —, Kentern beim 402.  
 —, Flächendruck beim — 389, 392.  
 Stapellaufmessungen 403.  
 Stapellauf, Reibung beim — 390.  
 Statische Momente 111.  
 Staudiagramm 652.  
 Staudruck 256.  
 Staukurve bei Ladung 652.  
 Stauraum für Ankerketten 765, 769.  
 — für Fässer 663.  
 — für Kohlen 663, 693.  
 Stauung der Munition 861.  
 Stauwelle 184.  
 Stehendes Gut, Gewichte — 722, 723.  
 Steif, Stabil 3.  
 Steinkohlen, Maßregeln beim Verladen von — 962.  
 Steuerbewegung, Übertragung der 805.  
 Steuerkompaß 829.  
 Steuerfähigkeit 3.  
 Steuerlastigkeit 3, 38.  
 Steuerleitung, Bufferfedern für die 802.  
 Steuermaschinen 801—808.  
 Steuermoment 234.  
 Steuervorrichtungen 802.  
 Steven 4, 38, 39.  
 Stone-Loyd-System der Schottschließvorrichtung 644.  
 Strandung, Festigkeit bei — 541.  
 —, Stabilität bei — 385.  
 Stringer 5.  
 Stromlinien 151.  
 Stündlicher Luftbedarf 672.  
 Sturmdeckschiffe 604.  
 —, Schiffe mit teilweisem — 604, 612.  
 Stützen, Streben, Schottplanken in Frachtdampfern 961.  
 Suezkanal, Meßverfahren für den — 564.  
 Surveyors Rule, s. abgekürztes Verfahren der Schiffsvermessung 564.  
 Takelage (Widerstand) 269.  
 Takelung, Art der — bei verschiedenen Schiffsgößen 706, 707.  
 — bei Dampfschiffen 709.  
 — bei Segelschiffen 711.  
 —, Bemastung und — 706.  
 —, Gesamtgewicht der — 729.  
 —, Vorkehrungen an der — 729.  
 Taljen 726.  
 Tangentialwiderstand 154, 164, 192.  
 Tauchen auf der Stelle 890.  
 — der U-Boote 890.  
 Taucherammer 882, 889.  
 Tauchgrenze 631, 638.  
 Tauchklappen 888, 912.  
 Tauchschauben 882, 888.  
 Tauchschwingungen 428.  
 Tauchtanks 885, 909, 911.  
 Tauchtiefe, Tiefe 26, 34.

- Tauchungsänderung nach Bauer 136.  
 Tauchungsunterschied bei Trimmänderungen 381.  
 Taulast 691.  
 Tauwerk 723, 731, 769—772.  
 T: B 35.  
 Technische Anweisung a. d. Schiffsvermessungsbehörden 568.  
 Telemotor 805.  
 Telefonboje 889.  
 Temperaturen für Heizung 676.  
 — für Kühlräume 676.  
 Temperaturkorrektur bei Schleppversuch 173.  
 Thermostanks 676.  
 Tjalk 10.  
 Tiefenruder 914, 920.  
 —, Ausbalancierung der 918.  
 —, Zahl der — 915.  
 —, Lage der — 915.  
 Tiefenruderabmessungen 920.  
 Tiefensteuer 888, 894, 914, 920.  
 Tiefe, Verhältnis zur Breite 35.  
 Tiefgang 604, 638.  
 —, Beaufsichtigung des — s. d. d. See-Berufsgenossenschaft 945.  
 — im Winter 617.  
 Tiefgangsanzeiger 653.  
 Tiefgangsbeschränkung 59.  
 Tiefgangsmarken 34, 956.  
 Tiefgang, Tiefe 2, 26, 34.  
 Tiefadellinie 2, 600.  
 Tiefadellinie, Anbringung der — 617.  
 Tiere 665.  
 Tischlerarbeiten 74.  
 Tochterkompaß 835.  
 Toppsel 722.  
 Torpedo, Ausstoßvorrichtungen 872.  
 —, Beschreibung 872.  
 —, Einbau 873.  
 —, Gewichte 874.  
 —, Lagerung, Förderung 873.  
 —, Luftpumpen 878.  
 Torpedofahrzeug 29.  
 Torpedoleitung 873.  
 Tonnengehalt 560.  
 —, angenäherte Bestimmung des — s 562.  
 Torsionsschwingungen 553.  
 Träger gleicher Festigkeit wie das Schiff 513.  
 Tragfähigkeit 2, 651.  
 Tragfähigkeitsskalen 652.  
 Trägheitshalbmesser 466.  
 Trägheitsmomente 101, 112.  
 Trägheitsmoment, äquatoriales 466.  
 —, polares 466.  
 Trägheitsschwingungen 547.  
 Trägheits- und Widerstandsmoment, normaler Querschnitte 476.  
 Tragflügeltheorie von Prandtl 261.  
 Transportfahrzeuge 667.  
 Trapezregel 92.  
 Treiböl 663, 693.  
 Trimm, Trimmen 238.  
 Trimmänderungen, Aus- und Eintauchen bei 381.  
 Trimmrechnung, Benutzung der Spantinhaltskurven für die — 101.  
 Trimmoment, Berechnung des — nach Bauer 136.  
 Trimmrechnung 356.  
 Trimmventile 888.  
 Trinkwasserbereitungsanlage 813.  
 Trinkwasserlast 691.  
 Trinkwasserversorgung 812.  
 Trinkwasservorrat 691.  
 Trochoide 410.  
 Trockenkompaß 829.  
 Trossen 758—769.  
 Trossenwinden 785.  
 Trotman-Anker 759.  
 Truppen 666.  
 Tschibysch-Oberordinaten 94.  
 —, Verfahren von 93.  
 Türen, wasserdichte 641.  
 Turm auf U-Booten 887.  
 Turmdeckschiffe 30, 603, 612.  
 Überlappungen 72.  
 Überschießen von beweglicher Ladung, Schutz gegen 960.  
 Überwasserverdrängung 903.  
 U-Boote, Abmessungen der Hauptmaschinen 906.  
 —, Aufbaudeck 888.  
 —, Bemessung der Verdrängung 203.  
 —, Beschreibung und Benennung der 885.  
 —, besondere Einrichtungen der 889.  
 —, Bewaffnung der 926.  
 —, Bezeichnung der Verdrängung bei 903.  
 —, Dampftrieb für 885.  
 —, Druckkörperberechnung, Einzellasten 936.  
 —, E-Maschinenraum 888.  
 —, E-Maschinen 906.  
 —, E.T.-Anlage 889.  
 —, Fahrbereich der 924.  
 —, Festigkeit des Druckkörpers 927.  
 —, Form und Widerstand der 922.  
 —, Freibord, Bestimmung des 607.  
 —, -Bau, geschichtliches 882.  
 —, Geschwindigkeit der 924.  
 —, gestörte Bewegung der 893.  
 —, Hauptangaben über 938.  
 —, Hauptmaschinenraum der 888.  
 —, Kiel der 888.  
 —, Kommandobrücke der 889.  
 —, Kommandoturm der 887.  
 —, Literaturnachweis 938—940.  
 —, Lüftungsanlage 889.  
 —, Luftreinigungsanlage der 889.  
 —, Mantel des Druckkörpers 929.  
 —, Markierungsboje 889.  
 —, militärische Einrichtungen 889.  
 —, Modellwiderstand 894, 923.  
 —, Oberdeck 888.  
 —, Ölbehälter 883.  
 —, Ölmotoren 905, 906.  
 —, Raumverteilung 885, 905.  
 —, Reglertanks 886.  
 —, Reserveschwimmkraft 908.  
 —, Schnelltauchtanks 886.  
 —, Sicherheitseinrichtung 889.  
 —, Spanten des Druckkörpers 885, 929, 933, 936.  
 —, Stabilität im Leckfall 902.  
 —, Tauchvorgang 890, 911.  
 —, Tauchventile 888.  
 —, Torpedoausgleichstank 887.  
 —, Torpedobewaffnung 926.  
 —, Torpedoraum 888, 907.  
 —, Torpedorohre 889, 926.  
 —, Trimm tanks 886.  
 —, Versteifung des Druckkörpers 929, 933.  
 —, Verteilung der Gewichte beim U-Boot der Electric Boat Co. 937.  
 —, Vertikalruder 924.  
 —, Wohndeck 888.  
 —, Zentrale 888, 908.  
 —, Zwischendeck 888.  
 Umfang, Spant- 30.  
 Umrechnungstafeln II 40—49.

- Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft 954.  
 Unterbringung der Besatzung auf Kriegsschiffen 687.  
 Unterdeckraumgehalt, s. Vermessung 564.  
 Unterlegstreifen 72.  
 Unterseefahrzeuge 882.  
 Unterteilung des Schiffsraumes, Grundsätze für die 630.  
 Unterwasserfahrt 890.  
 Unterwasserfahrt, Einrichtungen für die 888.  
 — das Fahren im Seegang 892.  
 — Fahrt im Beharrungszustand 891.  
 Unterwasser-Modellschleppversuche 894.  
 Unterwasserschalleinrichtungen 889.  
 Unterwasser-Schalleinrichtung auf U-Booten 889.  
 Unterwassersetzen der Munitionsräume 821.  
 Unterwasserverdrängung 904.
- Ventilation der Maschinen und Kesselräume 668.  
 — der Wohnräume 668.  
 — der Laderäume 668.  
 Verbände des Schiffes 4.  
 Verdrängung 1, 7, 42.  
 Verdrängungsberechnung 106.  
 Verdrängungsschwerpunkt 97.  
 Verdrängungsskala 99.  
 Verdrängungszylinder 888.  
 Verhältnisse T:B und L:B 35, 36.  
 Verholspille 773, 774.  
 Vermessung 66.  
 — der Schiffe 560.  
 — für den Suezkanal 576.  
 — offener Fahrzeuge 567.  
 —, Wasserballasttanks bei der 571.  
 Vermessungsbehörden 567.  
 Vermessungsbestimmungen für Motorboote 599.  
 — für Seeschiffe 564.  
 — für Segelyachten 598.  
 Vermessungsdeck 561, 564, 568, 573.  
 Vermessungsgebühren 568.  
 Vermessungslänge 567.  
 Vermessungsmaße 565.  
 Vermessungsöffnung im Deck 568.  
 — in der Außenhaut 569.  
 Vermessungsverfahren, abgekürztes 567.  
 —, vollständiges 567.  
 Vermessungsverpflichtung, der Erbauer 568.  
 Verschiebung von Gewichten 131.  
 Versenkte Back 604.  
 Versenktes Brückenhaus 604.  
 Vertikalschwingungen 548.  
 Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens auf See 631, 638.  
 Vertragsgeschwindigkeit 67.  
 Vibrationen des Schiffskörpers 546.  
 Vieh 665, 667.  
 Viermastschiffe 22, 23.  
 Volldeckschiff 30, 604.  
 Volligkeitsgrad für den Freibord 604.  
 — für Schottabstände 638.  
 Volligkeitsgrade 31, 41—43.  
 — bei U-Booten 904, 908.  
 — der Verdrängung 192.  
 — der Wasserlinien-Flächenteile nach Bauer 32.  
 Vollschiiff 21.  
 Vorkehrungen unter Deck 958.  
 Vorratsräume auf Kriegsschiffen 690.  
 Vorschriften d. Germ. Lloyd üb. wd. Schotte 650.  
 — für Auswandererschiffe 890.  
 —, gesetzliche Bestimmungen und — 967.
- Vorschriften über den Freibord 603.  
 Vordersteven 39.  
 Vorstevenschuh 5.  
 Vortriebsgütegrad 210.
- Wallgangsschotte 648.  
 Wärmeschutzmasse 74.  
 Wärmeschutz, s. Isolierung 673, 702.  
 Wäschetrocknenräume auf Kriegsschiffen 688.  
 Waschräume 680, 686, 947.  
 Wasserdichte Abteilungen 630, 640, 648.  
 — —, Ausgänge aus den 640.  
 — Decks 648.  
 — Schotte 631, 640, 648.  
 — Türen 640, 649.  
 — Verschlüsse 649.  
 — Wandungen, Grundsätze für Anordnung der 648.  
 — Wandungen auf Kriegsschiffen 648.  
 — —, Einzelheiten für den Bau der 648.  
 Wasser, Einrichtungen für 691, 809, 825.  
 Wasserführende Behälter 955.  
 Wasserlasten auf Kriegsschiffen 691.  
 Wasserleitungen 824.  
 Wasserlinie 2, 40.  
 Wasserlinienskala 86.  
 Wasserporten bei der Vermessung der Schutzdeckschiffe 569.  
 Wasserspiegelabsenkung 185.  
 Wassertiefe, beschränkte 184, 221.  
 Wasserverdrängung s. Verdrängung 1.  
 Wattfahrt, s. Fahrtgrenzen 944.  
 Welldeckschiffe 28, 604, 610.  
 Wellenabmessungen 415.  
 Wellenarten 408.  
 Wellen, beobachtete 415.  
 Wellenbildende Länge 181.  
 Wellenbildung 153.  
 Wellenböcke, Widerstand d. — 198.  
 Wellengeschwindigkeit, natürliche — 188.  
 Wellenhosen, Widerstand d. — 198.  
 Wellenlänge 181, 156.  
 Wellenwiderstand 169, 155.  
 Wellengeschwindigkeit 411.  
 Wellentunnel, Vermessung der 572.  
 Westküstenfahrt, Schiffe für die 56.  
 Widerstand von Flutrohren 914.  
 Widerstandsmoment 466.  
 — des Schiffskörpers 509.  
 Widerstandsformeln, Schiffs- 159.  
 Widerstandskurve, Charakteristiken d. — 181.  
 — des Schiffskörpers 509.  
 Wind 270, 417.  
 Winddruck 275.  
 Winddruckmittelpunkt 266.  
 Windgeschwindigkeit 417.  
 Wirbelwiderstand 155, 166, 173.  
 Wirkungsgrad von Dampfmaschinen 32, 44.  
 Wirtschaftlichkeit 66.  
 Wirtschaftseinrichtungen 679.  
 Wölbung (des Segels) 263.  
 Wohnräume auf Kriegsschiffen 686.  
 Wurzeln II 2—21.
- Yachten 9—25.  
 —, Einteilung der 598.  
 Yachtvermesser, Anweisung für die 598.  
 Yachten, Vermessungsbestimmungen für 598.  
 Yachtvermessung, Aufmessung der Segel bei der 598.  
 Yawl 11.
- Zähigkeit, kinematische 165.  
 Zahlentafeln für die Bauerschen Annäherungsformeln 138.

- |   |   |
|---|---|
| Zahlenwerte, wichtige II 36.  | Zimmerholz 73.  |
| Zeichnende Planimeter 123.  | Zugfestigkeit 471.  |
| Zeichnerische Berechnung 109.                                       | Zugspannung 471.  |
| Zeichnerisches Verfahren zur Ermittlung der<br>flutbaren Länge 636. | Zweihüllenboot, italienisches 887, 911.                                       |
| Zeichnungen für die Vermessung 567.                                 | Zweimasthaffelschoner 515.  |
| Zement 74.  | Zwischenmetazentrum 304.  |
| Zentrifugalmoment 466.  | Zwischenordinaten 89.   |
| Zerreißdiagramm 467.  | Zwischentyp, englischer 909, 910.   |
| Zertifikat, Freibord 602, 603, 618.                                 | Zykloide oder Radlinie 409, 410.  |
| — Schiffs- 943.   | Zylinder, mit aus Kreisbögen bestehender<br>Querschnittsform mit Stützen 933. |
| Zickzackschotte s. Schottversetzungen 631.                          | —, mit beliebig geformten Spanten 933.  |

Verlag von Julius Springer / Berlin

---

# Praktischer Stahlschiffbau

Unter Mitarbeit von Dr.-Ing. **C. Commentz**, Dr.-Ing. **C. Dahlmann**,  
Oberingenieur **Karl Kielhorn**, Geh. Marinebaurat **Tjard Schwarz**

herausgegeben von

**Dr.-Ing. E. Foerster**

Hamburg

Etwa 900 Abbildungen. Etwa 530 Seiten. In Vorbereitung

---

**Festigkeit der Schiffe.** Von Dipl.-Ing. Dr. **W. Dahlmann**, Hamburg.  
Mit 129 Abbildungen im Text und 28 Tabellen. VI, 196 Seiten. 1925.  
RM 18.—; gebunden RM 19.50

---

**Kleinschiffbau.** Schiff, Maschine, Propeller, Gewichte und Montage-  
daten. Von Privatdozent Dr.-Ing. **Ewald Sachsenberg**, Berlin.  
Erster Teil. Zweite Auflage. In Vorbereitung  
Zweiter Teil. In Vorbereitung

---

**Statik der Bodenkonstruktion der Schiffe.** Von Dr.-Ing.  
**Walter Schilling**. Mit 64 Textabbildungen. VI, 185 Seiten. 1925.  
RM 15.—; gebunden RM 16.50

---

**Die Anwendung der Gleichung der drei Momente (Clapey-  
ronschen Gleichung) im Schiffbau.** Von Schiffbau-Dipl.-  
Ing. **P. A. H. Lorenz**. Mit 78 Textabbildungen. 38 Seiten. 1925.  
(Sonderabdruck aus „Werft — Reederei — Hafen“, 5. Jahrgang 1924,  
Heft 22/24 und 6. Jahrgang 1925, Heft 1/3). RM 4.50

---

**Schiffbautechnisches Zeichnen.** Ein Lehrbuch für die muster-  
gültige Darstellung von Schiffen und Schiffsteilen zum Gebrauch  
an Technischen Schulen, Hochschulen und in der Praxis. Von Prof.  
**Otto Lienua**, Danzig. Mit 54 Textabbildungen. IV, 40 Seiten. 1923.  
RM 2.20

---

**Zur Frage des Schiffswiderstandes.** Ein Beitrag von **Ch. Doyère**,  
Ingénieur Général du Génie Maritime, Directeur du Service Tech-  
nique des Constructions Navales. In das Deutsche übertragen von  
**Walther Meienreis**. Mit 10 Schaubildern im Text und auf einer Tafel.  
IV, 34 Seiten. 1927. RM 7.50

**Strömungsenergie und mechanische Arbeit.** Beiträge zur abstrakten Dynamik und ihre Anwendung auf Schiffspropeller, schnellaufende Pumpen und Turbinen, Schiffswiderstand, Schiffssegel, Windturbinen, Trag- und Schlagflügel und Luftwiderstand von Geschossen. Von Obering. **Paul Wagner**, Berlin. Mit 151 Textfiguren. XI, 252 Seiten. 1914. Gebunden RM 10.—

---

**Mathematische Strömungslehre.** Von Privatdozent Dr. **Wilhelm Müller**, Hannover. Mit 137 Textabbildungen. IX, 239 Seiten. 1928. RM 18.—; geb. RM 19.50

---

**Beiträge zur Theorie des Segelns** auf Grund der neueren, durch Versuche und Erfahrungen der Luftfahrt gewonnenen aerodynamischen Erkenntnisse über die Strömungsvorgänge an Flächen. Von Dipl.-Ing. **H. Croseck**. Mit 58 Abbildungen. V, 70 Seiten. 1925. RM 4.80

---

**Bemastung und Takelung der Schiffe.** Von **F. L. Middendorf**, Direktor des Germanischen Lloyd. Mit 172 Figuren, 1 Titelbild und 2 Tafeln. X, 400 Seiten. 1903. Unveränderter Neudruck 1921. Gebunden RM 31.50

---

**Öl- und Gasmaschinen** (Ortfeste und Schiffsmaschinen). Ein Handbuch für Konstrukteure, ein Lehrbuch für Studierende von Professor **H. Dubbel**, Ingenieur. Mit 519 Textabbildungen. VI, 446 Seiten. 1926. Gebunden RM 37.50

---

**Schiffs-Ölmaschinen.** Ein Handbuch zur Einführung in die Praxis des Schiffsölmaschinenbetriebes. Von Direktor Dipl.-Ing. Dr. **Wm. Scholz**, Hamburg. Dritte, verbesserte und erweiterte Auflage. Mit 188 Textabbildungen und 1 Tafel. IV, 270 Seiten. 1924. Gebunden RM 13.50

---

**Ölmaschinen**, ihre theoretischen Grundlagen und deren Anwendung auf den Betrieb unter besonderer Berücksichtigung von Schiffsbetrieben. Von Marine-Oberingenieur a. D. **Max Wilh. Gerhards**. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 77 Textfiguren. VIII, 160 Seiten. 1921. Gebunden RM 5.80

---

**Deutsche Handelsschiffsölmotoren.** Von Professor **Walter Mentz**, Danzig-Zoppot. 24 Seiten. 1923. (Sonderabdruck aus „Werft—Reederei—Hafen“, 1923, Heft 9 und 10.) RM 1.20

---

**Der Glühkopfmotor in Schifffahrt, Industrie und Landwirtschaft.** Von Oberingenieur **Siegbert Welsch**. Mit 85 Abbildungen im Text und 24 Tabellen. VI, 120 Seiten. 1925. RM 7.20

## **I. Berechnungsmaterial.**

**I. Potenzen, Wurzeln, Briggs'sche Logarithmen, reziproke Werte, Kreisumfänge und Kreisflächen von 1 bis 1000.**

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
1	1	1	1,0000	1,0000	0,00000	1000,000	3,142	0,7854	1
2	4	8	1,4142	1,2599	0,30103	500,000	6,283	3,1416	2
3	9	27	1,7321	1,4422	0,47712	333,333	9,425	7,0686	3
4	16	64	2,0000	1,5874	0,60206	250,000	12,566	12,5664	4
5	25	125	2,2361	1,7100	0,69897	200,000	15,708	19,6350	5
6	36	216	2,4495	1,8171	0,77815	166,667	18,850	28,2743	6
7	49	343	2,6458	1,9129	0,84510	142,857	21,991	38,4845	7
8	64	512	2,8284	2,0000	0,90309	125,000	25,133	50,2655	8
9	81	729	3,0000	2,0801	0,95424	111,111	28,274	63,6173	9
<b>10</b>	<b>1 00</b>	<b>1 000</b>	<b>3,1623</b>	<b>2,1544</b>	<b>1,00000</b>	<b>100,000</b>	<b>31,416</b>	<b>78,5398</b>	<b>10</b>
11	1 21	1 331	3,3166	2,2240	1,04139	90,9091	34,558	95,0332	11
12	1 44	1 728	3,4641	2,2894	1,07918	83,3333	37,699	113,097	12
13	1 69	2 197	3,6056	2,3513	1,11394	76,9231	40,841	132,732	13
14	1 96	2 744	3,7410	2,4101	1,14613	71,4286	43,982	153,938	14
15	2 25	3 375	3,8730	2,4662	1,17609	66,6667	47,124	176,715	15
16	2 56	4 096	4,0000	2,5198	1,20412	62,5000	50,265	201,062	16
17	2 89	4 913	4,1231	2,5713	1,23045	58,8235	53,407	226,980	17
18	3 24	5 832	4,2426	2,6207	1,25527	55,5556	56,549	254,469	18
19	3 61	6 859	4,3589	2,6684	1,27875	52,6316	59,690	283,529	19
<b>20</b>	<b>4 00</b>	<b>8 000</b>	<b>4,4721</b>	<b>2,7144</b>	<b>1,30103</b>	<b>50,0000</b>	<b>62,832</b>	<b>314,159</b>	<b>20</b>
21	4 41	9 261	4,5826	2,7589	1,32222	47,6190	65,973	346,361	21
22	4 84	10 648	4,6904	2,8020	1,34242	45,4545	69,115	380,133	22
23	5 29	12 167	4,7958	2,8439	1,36173	43,4783	72,257	415,476	23
24	5 76	13 824	4,8990	2,8845	1,38021	41,6667	75,398	452,389	24
25	6 25	15 625	5,0000	2,9240	1,39794	40,0000	78,540	490,874	25
26	6 76	17 576	5,0990	2,9625	1,41497	38,4615	81,681	530,929	26
27	7 29	19 683	5,1962	3,0000	1,43136	37,0370	84,823	572,555	27
28	7 84	21 952	5,2915	3,0366	1,44716	35,7143	87,965	615,752	28
29	8 41	24 389	5,3852	3,0723	1,46240	34,4828	91,106	660,520	29
<b>30</b>	<b>9 00</b>	<b>27 000</b>	<b>5,4772</b>	<b>3,1072</b>	<b>1,47712</b>	<b>33,3333</b>	<b>94,248</b>	<b>706,858</b>	<b>30</b>
31	9 61	29 791	5,5678	3,1414	1,49136	32,2581	97,389	754,768	31
32	10 24	32 768	5,6569	3,1748	1,50515	31,2500	100,531	804,248	32
33	10 89	35 937	5,7446	3,2075	1,51851	30,3030	103,673	855,299	33
34	11 56	39 304	5,8310	3,2396	1,53148	29,4118	106,814	907,920	34
35	12 25	42 875	5,9161	3,2711	1,54407	28,5714	109,956	962,113	35
36	12 96	46 656	6,0000	3,3019	1,55630	27,7778	113,097	1017,88	36
37	13 69	50 653	6,0828	3,3322	1,56820	27,0270	116,239	1075,21	37
38	14 44	54 872	6,1644	3,3620	1,57978	26,3158	119,381	1134,11	38
39	15 21	59 319	6,2450	3,3912	1,59106	25,6410	122,522	1194,59	39
<b>40</b>	<b>16 00</b>	<b>64 000</b>	<b>6,3246</b>	<b>3,4200</b>	<b>1,60206</b>	<b>25,0000</b>	<b>125,66</b>	<b>1256,64</b>	<b>40</b>
41	16 81	68 921	6,4031	3,4482	1,61278	24,3902	128,81	1320,25	41
42	17 64	74 088	6,4807	3,4760	1,62325	23,8095	131,95	1385,44	42
43	18 49	79 507	6,5574	3,5034	1,63347	23,2558	135,09	1452,20	43
44	19 36	85 184	6,6332	3,5303	1,64345	22,7273	138,23	1520,53	44
45	20 25	91 125	6,7082	3,5569	1,65321	22,2222	141,37	1590,43	45
46	21 16	97 336	6,7823	3,5830	1,66276	21,7391	144,51	1661,90	46
47	22 09	103 823	6,8557	3,6088	1,67210	21,2766	147,65	1734,94	47
48	23 04	110 592	6,9282	3,6342	1,68124	20,8333	150,80	1809,56	48
49	24 01	117 649	7,0000	3,6593	1,69020	20,4082	153,94	1885,74	49
<b>50</b>	<b>25 00</b>	<b>125 000</b>	<b>7,0711</b>	<b>3,6840</b>	<b>1,69897</b>	<b>20,0000</b>	<b>157,08</b>	<b>1963,50</b>	<b>50</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>50</b>	25 00	125 000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	<b>50</b>
51	26 01	132 651	7,1414	3,7084	1,70757	19,6078	160,22	2042,82	51
52	27 04	140 608	7,2111	3,7325	1,71600	19,2308	163,36	2123,72	52
53	28 09	148 877	7,2801	3,7563	1,72428	18,8679	166,50	2206,18	53
54	29 16	157 464	7,3485	3,7798	1,73239	18,5185	169,65	2290,22	54
55	30 25	166 375	7,4162	3,8030	1,74036	18,1818	172,79	2375,83	55
56	31 36	175 616	7,4833	3,8259	1,74819	17,8571	175,93	2463,01	56
57	32 49	185 193	7,5498	3,8485	1,75587	17,5439	179,07	2551,76	57
58	33 64	195 112	7,6158	3,8709	1,76343	17,2414	182,21	2642,08	58
59	34 81	205 379	7,6811	3,8930	1,77085	16,9492	185,35	2733,97	59
<b>60</b>	36 00	216 000	7,7460	3,9149	1,77815	16,6667	188,50	2827,43	<b>60</b>
61	37 21	226 981	7,8102	3,9365	1,78533	16,3934	191,64	2922,47	61
62	38 44	238 328	7,8740	3,9579	1,79239	16,1290	194,78	3019,07	62
63	39 69	250 047	7,9373	3,9791	1,79934	15,8730	197,92	3117,25	63
64	40 96	262 144	8,0000	4,0000	1,80618	15,6250	201,06	3216,99	64
65	42 25	274 625	8,0623	4,0207	1,81291	15,3846	204,20	3318,31	65
66	43 56	287 496	8,1240	4,0412	1,81954	15,1515	207,35	3421,19	66
67	44 89	300 763	8,1854	4,0615	1,82607	14,9250	210,49	3525,65	67
68	46 24	314 432	8,2462	4,0817	1,83251	14,7059	213,63	3631,68	68
69	47 61	328 509	8,3066	4,1016	1,83885	14,4928	216,77	3739,28	69
<b>70</b>	49 00	343 000	8,3666	4,1213	1,84510	14,2857	219,91	3848,45	<b>70</b>
71	50 41	357 911	8,4261	4,1408	1,85126	14,0845	223,05	3959,19	71
72	51 84	373 248	8,4853	4,1602	1,85733	13,8889	226,19	4071,50	72
73	53 29	389 017	8,5440	4,1793	1,86332	13,6986	229,34	4185,39	73
74	54 76	405 224	8,6023	4,1983	1,86923	13,5135	232,48	4300,84	74
75	56 25	421 875	8,6603	4,2172	1,87506	13,3333	235,62	4417,86	75
76	57 76	438 976	8,7178	4,2358	1,88081	13,1579	238,76	4536,46	76
77	59 29	456 533	8,7750	4,2543	1,88649	12,9870	241,90	4656,63	77
78	60 84	474 552	8,8318	4,2727	1,89209	12,8205	245,04	4778,36	78
79	62 41	493 039	8,8882	4,2908	1,89763	12,6582	248,19	4901,67	79
<b>80</b>	64 00	512 000	8,9443	4,3089	1,90309	12,5000	251,33	5026,55	<b>80</b>
81	65 61	531 441	9,0000	4,3267	1,90849	12,3457	254,47	5153,00	81
82	67 24	551 368	9,0554	4,3445	1,91381	12,1951	257,61	5281,02	82
83	68 89	571 787	9,1104	4,3621	1,91908	12,0482	260,75	5410,61	83
84	70 56	592 704	9,1652	4,3795	1,92428	11,9048	263,89	5541,77	84
85	72 25	614 125	9,2195	4,3968	1,92942	11,7647	267,04	5674,50	85
86	73 96	636 056	9,2736	4,4140	1,93450	11,6279	270,18	5808,80	86
87	75 69	658 503	9,3274	4,4310	1,93952	11,4943	273,32	5944,68	87
88	77 44	681 472	9,3808	4,4480	1,94448	11,3636	276,46	6082,12	88
89	79 21	704 969	9,4340	4,4647	1,94939	11,2360	279,60	6221,14	89
<b>90</b>	81 00	729 000	9,4868	4,4814	1,95424	11,1111	282,74	6361,73	<b>90</b>
91	82 81	753 571	9,5394	4,4979	1,95904	10,9890	285,88	6503,88	91
92	84 64	778 688	9,5917	4,5144	1,96379	10,8696	289,03	6647,61	92
93	86 49	804 357	9,6437	4,5307	1,96848	10,7527	292,17	6792,91	93
94	88 36	830 584	9,6954	4,5468	1,97313	10,6383	295,31	6939,78	94
95	90 25	857 375	9,7468	4,5629	1,97772	10,5263	298,45	7088,22	95
96	92 16	884 736	9,7980	4,5789	1,98227	10,4167	301,59	7238,23	96
97	94 09	912 673	9,8489	4,5947	1,98677	10,3093	304,73	7389,81	97
98	96 04	941 192	9,8995	4,6104	1,99123	10,2041	307,88	7542,96	98
99	98 01	970 299	9,9499	4,6261	1,99564	10,1010	311,02	7697,69	99
<b>100</b>	1 00 00	1 000 000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98	<b>100</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>100</b>	<b>10000</b>	<b>1000000</b>	<b>10,0000</b>	<b>4,6416</b>	<b>2,00000</b>	<b>10,0000</b>	<b>314,16</b>	<b>7853,98</b>	<b>100</b>
101	10201	1030301	10,0499	4,6570	2,00432	9,90099	317,30	8011,85	101
102	10404	1061208	10,0995	4,6723	2,00860	9,80392	320,44	8171,28	102
103	10609	1092727	10,1489	4,6875	2,01284	9,70874	323,58	8332,29	103
104	10816	1124864	10,1980	4,7027	2,01703	9,61538	326,73	8494,87	104
105	11025	1157625	10,2470	4,7177	2,02119	9,52381	329,87	8659,01	105
106	11236	1191016	10,2956	4,7326	2,02531	9,43396	333,01	8824,73	106
107	11449	1225043	10,3441	4,7475	2,02938	9,34579	336,15	8992,02	107
108	11664	1259712	10,3923	4,7622	2,03342	9,25926	339,29	9160,88	108
109	11881	1295029	10,4403	4,7769	2,03743	9,17431	342,43	9331,32	109
<b>110</b>	<b>12100</b>	<b>1331000</b>	<b>10,4881</b>	<b>4,7914</b>	<b>2,04139</b>	<b>9,09091</b>	<b>345,58</b>	<b>9503,32</b>	<b>110</b>
111	12321	1367631	10,5357	4,8059	2,04532	9,00901	348,72	9676,89	111
112	12544	1404928	10,5830	4,8203	2,04922	8,92857	351,86	9852,03	112
113	12769	1442897	10,6301	4,8346	2,05308	8,84956	355,00	10028,7	113
114	12996	1481544	10,6771	4,8488	2,05690	8,77193	358,14	10207,0	114
115	13225	1520875	10,7238	4,8629	2,06070	8,69565	361,28	10386,9	115
116	13456	1560896	10,7703	4,8770	2,06446	8,62069	364,42	10568,3	116
117	13689	1601613	10,8167	4,8910	2,06819	8,54671	367,57	10751,3	117
118	13924	1643032	10,8628	4,9049	2,07188	8,47458	370,71	10935,9	118
119	14161	1685159	10,9087	4,9187	2,07555	8,40336	373,85	11122,0	119
<b>120</b>	<b>14400</b>	<b>1728000</b>	<b>10,9545</b>	<b>4,9324</b>	<b>2,07918</b>	<b>8,33333</b>	<b>376,99</b>	<b>11309,7</b>	<b>120</b>
121	14641	1771561	11,0000	4,9461	2,08279	8,26446	380,13	11499,0	121
122	14884	1815848	11,0454	4,9597	2,08636	8,19672	383,27	11689,9	122
123	15129	1860867	11,0905	4,9732	2,08991	8,13008	386,42	11882,3	123
124	15376	1906624	11,1355	4,9866	2,09342	8,06452	389,56	12076,3	124
125	15625	1953125	11,1803	5,0000	2,09691	8,00000	392,70	12271,8	125
126	15876	2000376	11,2250	5,0133	2,10037	7,93651	395,84	12469,0	126
127	16129	2048383	11,2694	5,0265	2,10380	7,87402	398,98	12667,7	127
128	16384	2097152	11,3137	5,0397	2,10721	7,81250	402,12	12868,0	128
129	16641	2146689	11,3578	5,0528	2,11059	7,75194	405,27	13069,8	129
<b>130</b>	<b>16900</b>	<b>2197000</b>	<b>11,4018</b>	<b>5,0658</b>	<b>2,11394</b>	<b>7,69231</b>	<b>408,41</b>	<b>13273,2</b>	<b>130</b>
131	17161	2248091	11,4455	5,0788	2,11727	7,63359	411,55	13478,2	131
132	17424	2299968	11,4891	5,0916	2,12057	7,57576	414,69	13684,8	132
133	17689	2352637	11,5326	5,1045	2,12385	7,51880	417,83	13892,9	133
134	17956	2406104	11,5758	5,1172	2,12710	7,46269	420,97	14102,6	134
135	18225	2460375	11,6190	5,1299	2,13033	7,40741	424,12	14313,9	135
136	18496	2515456	11,6619	5,1426	2,13354	7,35294	427,26	14526,7	136
137	18769	2571353	11,7047	5,1551	2,13672	7,29927	430,40	14741,1	137
138	19044	2628072	11,7473	5,1676	2,13988	7,24638	433,54	14957,1	138
139	19321	2685619	11,7898	5,1801	2,14301	7,19424	436,68	15174,7	139
<b>140</b>	<b>19600</b>	<b>2744000</b>	<b>11,8322</b>	<b>5,1925</b>	<b>2,14613</b>	<b>7,14286</b>	<b>439,82</b>	<b>15393,8</b>	<b>140</b>
141	19881	2803221	11,8743	5,2048	2,14922	7,09220	442,96	15614,5	141
142	20164	2863288	11,9164	5,2171	2,15229	7,04225	446,11	15836,8	142
143	20449	2924207	11,9583	5,2293	2,15534	6,99301	449,25	16060,6	143
144	20736	2985984	12,0000	5,2415	2,15836	6,94444	452,39	16286,0	144
145	21025	3048625	12,0416	5,2536	2,16137	6,89655	455,53	16513,9	145
146	21316	3112136	12,0830	5,2656	2,16435	6,84932	458,67	16741,5	146
147	21609	3176523	12,1244	5,2776	2,16732	6,80272	461,81	16971,7	147
148	21904	3241792	12,1655	5,2896	2,17026	6,75676	464,96	17203,4	148
149	22201	3307949	12,2066	5,3015	2,17319	6,71141	468,10	17436,6	149
<b>150</b>	<b>22500</b>	<b>3375000</b>	<b>12,2474</b>	<b>5,3133</b>	<b>2,17609</b>	<b>6,66667</b>	<b>471,24</b>	<b>17671,5</b>	<b>150</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>150</b>	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5	<b>150</b>
151	22801	3442951	12,2882	5,3251	2,17898	6,62252	474,38	17907,9	151
152	23104	3511808	12,3288	5,3368	2,18184	6,57895	477,52	18145,8	152
153	23409	3581577	12,3693	5,3485	2,18469	6,53595	480,66	18385,4	153
154	23716	3652264	12,4097	5,3601	2,18752	6,49351	483,81	18626,5	154
155	24025	3723875	12,4499	5,3717	2,19033	6,45161	486,95	18869,2	155
156	24336	3796416	12,4900	5,3832	2,19312	6,41026	490,09	19113,4	156
157	24649	3869893	12,5300	5,3947	2,19590	6,36943	493,23	19359,3	157
158	24964	3944312	12,5698	5,4061	2,19866	6,32911	496,37	19606,7	158
159	25281	4019679	12,6095	5,4175	2,20140	6,28931	499,51	19855,7	159
<b>160</b>	25600	4096000	12,6491	5,4288	2,20412	6,25000	502,65	20106,2	<b>160</b>
161	25921	4173281	12,6886	5,4401	2,20683	6,21118	505,80	20358,3	161
162	26244	4251528	12,7279	5,4514	2,20952	6,17284	508,94	20612,0	162
163	26569	4330747	12,7671	5,4626	2,21219	6,13497	512,08	20867,2	163
164	26896	4410944	12,8062	5,4737	2,21484	6,09756	515,22	21124,1	164
165	27225	4492125	12,8452	5,4848	2,21748	6,06061	518,36	21382,5	165
166	27556	4574296	12,8841	5,4959	2,22011	6,02410	521,50	21642,4	166
167	27889	4657463	12,9228	5,5069	2,22272	5,98802	524,65	21904,0	167
168	28224	4741632	12,9615	5,5178	2,22531	5,95238	527,79	22167,1	168
169	28561	4826809	13,0000	5,5288	2,22789	5,91716	530,93	22431,8	169
<b>170</b>	28900	4913000	13,0384	5,5397	2,23045	5,88235	534,07	22698,0	<b>170</b>
171	29241	5000211	13,0767	5,5505	2,23300	5,84795	537,21	22965,8	171
172	29584	5088448	13,1149	5,5613	2,23553	5,81395	540,35	23235,2	172
173	29929	5177717	13,1529	5,5721	2,23805	5,78035	543,50	23506,2	173
174	30276	5268024	13,1909	5,5828	2,24055	5,74713	546,64	23778,7	174
175	30625	5359375	13,2288	5,5934	2,24304	5,71429	549,78	24052,8	175
176	30976	5451776	13,2665	5,6041	2,24551	5,68152	552,92	24328,5	176
177	31329	5545233	13,3041	5,6147	2,24797	5,64972	556,06	24605,7	177
178	31684	5639752	13,3417	5,6252	2,25042	5,61798	559,20	24884,6	178
179	32041	5735339	13,3791	5,6357	2,25285	5,58659	562,35	25164,9	179
<b>180</b>	32400	5832000	13,4164	5,6462	2,25527	5,55556	565,49	25446,9	<b>180</b>
181	32761	5929741	13,4536	5,6567	2,25768	5,52486	568,63	25730,4	181
182	33124	6028568	13,4907	5,6671	2,26007	5,49451	571,77	26015,5	182
183	33489	6128487	13,5277	5,6774	2,26245	5,46448	574,91	26302,2	183
184	33856	6229504	13,5647	5,6877	2,26482	5,43478	578,05	26590,4	184
185	34225	6331625	13,6015	5,6980	2,26717	5,40541	581,19	26880,3	185
186	34596	6434856	13,6382	5,7083	2,26951	5,37634	584,34	27171,6	186
187	34969	6539203	13,6748	5,7185	2,27184	5,34759	587,48	27464,6	187
188	35344	6644672	13,7113	5,7287	2,27416	5,31915	590,62	27759,1	188
189	35721	6751269	13,7477	5,7388	2,27646	5,29101	593,76	28055,2	189
<b>190</b>	36100	6859000	13,7840	5,7489	2,27875	5,26316	596,90	28352,9	<b>190</b>
191	36481	6967871	13,8203	5,7590	2,28103	5,23560	600,04	28652,1	191
192	36864	7077888	13,8564	5,7690	2,28330	5,20833	603,19	28952,9	192
193	37249	7189057	13,8924	5,7790	2,28556	5,18135	606,33	29255,3	193
194	37636	7301384	13,9284	5,7890	2,28780	5,15464	609,47	29559,2	194
195	38025	7414875	13,9642	5,7989	2,29003	5,12821	612,61	29864,8	195
196	38416	7529536	14,0000	5,8088	2,29226	5,10204	615,75	30171,9	196
197	38809	7645373	14,0357	5,8186	2,29447	5,07614	618,89	30480,5	197
198	39204	7762399	14,0712	5,8285	2,29667	5,05051	622,04	30790,7	198
199	39601	7880592	14,1067	5,8383	2,29885	5,02513	625,18	31102,6	199
<b>200</b>	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	<b>200</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>200</b>	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	<b>200</b>
201	40401	8120601	14,1774	5,8578	2,30320	4,97512	631,46	31730,9	201
202	40804	8242408	14,2127	5,8675	2,30535	4,95050	634,60	32047,4	202
203	41209	8365427	14,2478	5,8771	2,30750	4,92611	637,74	32365,5	203
204	41616	8489664	14,2829	5,8868	2,30963	4,90196	640,88	32685,1	204
205	42025	8615125	14,3178	5,8964	2,31175	4,87805	644,03	33006,4	205
206	42436	8741816	14,3527	5,9059	2,31387	4,85437	647,17	33329,2	206
207	42849	8869743	14,3875	5,9155	2,31597	4,83092	650,31	33653,5	207
208	43264	8998912	14,4222	5,9250	2,31806	4,80769	653,45	33979,5	208
209	43681	9129329	14,4568	5,9345	2,32015	4,78469	656,59	34307,0	209
<b>210</b>	44100	9261000	14,4914	5,9439	2,32222	4,76190	659,73	34636,1	<b>210</b>
211	44521	9393931	14,5258	5,9533	2,32428	4,73934	662,88	34966,7	211
212	44944	9528128	14,5602	5,9627	2,32634	4,71698	666,02	35298,9	212
213	45369	9663597	14,5945	5,9721	2,32838	4,69484	669,16	35632,7	213
214	45796	9800344	14,6287	5,9814	2,33041	4,67290	672,30	35968,1	214
215	46225	9938375	14,6629	5,9907	2,33244	4,65116	675,44	36305,0	215
216	46656	10077696	14,6969	6,0000	2,33445	4,62963	678,58	36643,5	216
217	47089	10218313	14,7309	6,0092	2,33646	4,60829	681,73	36983,6	217
218	47524	10360232	14,7648	6,0185	2,33846	4,58716	684,87	37325,3	218
219	47961	10503459	14,7986	6,0277	2,34044	4,56621	688,01	37668,5	219
<b>220</b>	48400	10648000	14,8324	6,0368	2,34242	4,54545	691,15	38013,3	<b>220</b>
221	48841	10793861	14,8661	6,0459	2,34439	4,52489	694,29	38359,6	221
222	49284	10941048	14,8997	6,0550	2,34635	4,50450	697,43	38707,6	222
223	49729	11089567	14,9332	6,0641	2,34830	4,48430	700,58	39057,1	223
224	50176	11239424	14,9666	6,0732	2,35025	4,46429	703,72	39408,1	224
225	50625	11390625	15,0000	6,0822	2,35218	4,44444	706,86	39760,8	225
226	51076	11543176	15,0333	6,0912	2,35411	4,42478	710,00	40115,0	226
227	51529	11697083	15,0665	6,1002	2,35603	4,40529	713,14	40470,8	227
228	51984	11852352	15,0997	6,1091	2,35793	4,38596	716,28	40828,1	228
229	52441	12008989	15,1327	6,1180	2,35984	4,36681	719,42	41187,1	229
<b>230</b>	52900	12167000	15,1658	6,1269	2,36173	4,34783	722,57	41547,6	<b>230</b>
231	53361	12326391	15,1987	6,1358	2,36361	4,32900	725,71	41909,6	231
232	53824	12487168	15,2315	6,1446	2,36549	4,31034	728,85	42273,3	232
233	54289	12649337	15,2643	6,1534	2,36736	4,29185	731,99	42638,5	233
234	54756	12812904	15,2971	6,1622	2,36922	4,27350	735,13	43005,3	234
235	55225	12977875	15,3297	6,1710	2,37107	4,25532	738,27	43373,6	235
236	55696	13144256	15,3623	6,1797	2,37291	4,23729	741,42	43743,5	236
237	56169	13312053	15,3948	6,1885	2,37475	4,21941	744,56	44115,0	237
238	56644	13481272	15,4272	6,1972	2,37658	4,20168	747,70	44488,1	238
239	57121	13651919	15,4596	6,2058	2,37840	4,18410	750,84	44862,7	239
<b>240</b>	57600	13824000	15,4919	6,2145	2,38021	4,16667	753,98	45238,9	<b>240</b>
241	58081	13997521	15,5242	6,2231	2,38202	4,14938	757,12	45616,7	241
242	58564	14172488	15,5563	6,2317	2,38382	4,13223	760,27	45996,1	242
243	59049	14348907	15,5885	6,2403	2,38561	4,11523	763,41	46377,0	243
244	59536	14526784	15,6205	6,2488	2,38739	4,09836	766,55	46759,5	244
245	60025	14706125	15,6525	6,2573	2,38917	4,08163	769,69	47143,5	245
246	60516	14886936	15,6844	6,2658	2,39094	4,06504	772,83	47529,2	246
247	61009	15069223	15,7162	6,2743	2,39270	4,04858	775,97	47916,4	247
248	61504	15252992	15,7480	6,2828	2,39445	4,03226	779,11	48305,1	248
249	62001	15438249	15,7797	6,2912	2,39620	4,01606	782,26	48695,5	249
<b>250</b>	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	<b>250</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>250</b>	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	<b>250</b>
251	63001	15813251	15,8430	6,3080	2,39967	3,98406	788,54	49480,9	251
252	63504	16003008	15,8745	6,3164	2,40140	3,96825	791,68	49875,9	252
253	64009	16194277	15,9060	6,3247	2,40312	3,95257	794,82	50272,6	253
254	64516	16387064	15,9374	6,3330	2,40483	3,93701	797,96	50670,7	254
255	65025	16581375	15,9687	6,3413	2,40654	3,92157	801,11	51070,5	255
256	65536	16777216	16,0000	6,3496	2,40824	3,90625	804,25	51471,9	256
257	66049	16974593	16,0312	6,3579	2,40993	3,89105	807,39	51874,8	257
258	66564	17173512	16,0624	6,3661	2,41162	3,87597	810,53	52279,2	258
259	67081	17373979	16,0935	6,3743	2,41330	3,86100	813,67	52685,3	259
<b>260</b>	67600	17576000	16,1245	6,3825	2,41497	3,84615	816,81	53092,9	<b>260</b>
261	68121	17779581	16,1555	6,3907	2,41664	3,83142	819,96	53502,1	261
262	68644	17984728	16,1864	6,3988	2,41830	3,81679	823,10	53912,9	262
263	69169	18191447	16,2173	6,4070	2,41996	3,80228	826,24	54325,2	263
264	69696	18399744	16,2481	6,4151	2,42160	3,78788	829,38	54739,1	264
265	70225	18609625	16,2788	6,4232	2,42325	3,77358	832,52	55154,6	265
266	70756	18821096	16,3095	6,4312	2,42488	3,75940	835,66	55571,6	266
267	71289	19034163	16,3401	6,4393	2,42651	3,74532	838,81	55990,2	267
268	71824	19248832	16,3707	6,4473	2,42813	3,73134	841,95	56410,4	268
269	72361	19465109	16,4012	6,4553	2,42975	3,71747	845,09	56832,2	269
<b>270</b>	72900	19683000	16,4317	6,4633	2,43136	3,70370	848,23	57255,5	<b>270</b>
271	73441	19902511	16,4621	6,4713	2,43297	3,69004	851,37	57680,4	271
272	73984	20123648	16,4924	6,4792	2,43457	3,67647	854,51	58106,9	272
273	74529	20346417	16,5227	6,4872	2,43616	3,66300	857,65	58534,9	273
274	75076	20570824	16,5529	6,4951	2,43775	3,64964	860,80	58964,6	274
275	75625	20796875	16,5831	6,5030	2,43933	3,63636	863,94	59395,7	275
276	76176	21024576	16,6132	6,5108	2,44091	3,62319	867,08	59828,5	276
277	76729	21253933	16,6433	6,5187	2,44248	3,61011	870,22	60262,8	277
278	77284	21484952	16,6733	6,5265	2,44404	3,59712	873,36	60698,7	278
279	77841	21717639	16,7033	6,5343	2,44560	3,58423	876,50	61136,2	279
<b>280</b>	78400	21952000	16,7332	6,5421	2,44716	3,57143	879,65	61575,2	<b>280</b>
281	78961	22188041	16,7631	6,5499	2,44871	3,55872	882,79	62015,8	281
282	79524	22425768	16,7929	6,5577	2,45025	3,54610	885,93	62458,0	282
283	80089	22665187	16,8226	6,5654	2,45179	3,53357	889,07	62901,8	283
284	80656	22906304	16,8523	6,5731	2,45332	3,52113	892,21	63347,1	284
285	81225	23149125	16,8819	6,5808	2,45484	3,50877	895,35	63794,0	285
286	81796	23393656	16,9115	6,5885	2,45637	3,49650	898,50	64242,4	286
287	82369	23639903	16,9411	6,5962	2,45788	3,48432	901,64	64692,5	287
288	82944	23887872	16,9706	6,6039	2,45939	3,47222	904,78	65144,1	288
289	83521	24137569	17,0000	6,6115	2,46090	3,46021	907,92	65597,2	289
<b>290</b>	84100	24389000	17,0294	6,6191	2,46240	3,44828	911,06	66052,0	<b>290</b>
291	84681	24642171	17,0587	6,6267	2,46389	3,43643	914,20	66508,3	291
292	85264	24897088	17,0880	6,6343	2,46538	3,42466	917,35	66966,2	292
293	85849	25153757	17,1172	6,6419	2,46687	3,41297	920,49	67425,6	293
294	86436	25412184	17,1464	6,6494	2,46835	3,40136	923,63	67886,7	294
295	87025	25672375	17,1756	6,6569	2,46982	3,38983	926,77	68349,3	295
296	87616	25934336	17,2047	6,6644	2,47129	3,37838	929,91	68813,4	296
297	88209	26198073	17,2337	6,6719	2,47276	3,36700	933,05	69279,2	297
298	88804	26463592	17,2627	6,6794	2,47422	3,35570	936,19	69746,5	298
299	89401	26730899	17,2916	6,6869	2,47567	3,34448	939,34	70215,4	299
<b>300</b>	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	<b>300</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>300</b>	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	<b>300</b>
301	90601	27270901	17,3494	6,7018	2,47857	3,32226	945,62	71157,9	301
302	91204	27543608	17,3781	6,7092	2,48001	3,31126	948,76	71631,5	302
303	91809	27818127	17,4069	6,7166	2,48144	3,30033	951,90	72106,6	303
304	92416	28094464	17,4356	6,7240	2,48287	3,28947	955,04	72583,4	304
305	93025	28372625	17,4642	6,7313	2,48430	3,27869	958,19	73061,7	305
306	93636	28652616	17,4929	6,7387	2,48572	3,26797	961,33	73541,5	306
307	94249	28934443	17,5214	6,7460	2,48714	3,25733	964,47	74023,0	307
308	94864	29218112	17,5499	6,7533	2,48855	3,24675	967,61	74506,0	308
309	95481	29503629	17,5784	6,7606	2,48996	3,23625	970,75	74990,6	309
<b>310</b>	96100	29791000	17,6068	6,7679	2,49136	3,22581	973,89	75476,8	<b>310</b>
311	96721	30080231	17,6352	6,7752	2,49276	3,21543	977,04	75964,5	311
312	97344	30371328	17,6635	6,7824	2,49415	3,20513	980,18	76453,8	312
313	97969	30664297	17,6918	6,7897	2,49554	3,19489	983,32	76944,7	313
314	98596	30959144	17,7200	6,7969	2,49693	3,18471	986,46	77437,1	314
315	99225	31255875	17,7482	6,8041	2,49831	3,17460	989,60	77931,1	315
316	99856	31554496	17,7764	6,8113	2,49969	3,16456	992,74	78426,7	316
317	100489	31855013	17,8045	6,8185	2,50106	3,15457	995,88	78923,9	317
318	101124	32157432	17,8326	6,8256	2,50243	3,14465	999,03	79422,6	318
319	101761	32461759	17,8606	6,8328	2,50379	3,13480	1002,2	79922,9	319
<b>320</b>	102400	32768000	17,8885	6,8399	2,50515	3,12500	1005,3	80424,8	<b>320</b>
321	103041	33076161	17,9165	6,8470	2,50651	3,11526	1008,5	80928,2	321
322	103684	33386248	17,9444	6,8541	2,50786	3,10559	1011,6	81433,2	322
323	104329	33698267	17,9722	6,8612	2,50920	3,09598	1014,7	81939,8	323
324	104976	34012224	18,0000	6,8683	2,51055	3,08642	1017,9	82448,0	324
325	105625	34328125	18,0278	6,8753	2,51188	3,07692	1021,0	82957,7	325
326	106276	34645976	18,0555	6,8824	2,51322	3,06748	1024,2	83469,0	326
327	106929	34965783	18,0831	6,8894	2,51455	3,05810	1027,3	83981,8	327
328	107584	35287552	18,1108	6,8964	2,51587	3,04878	1030,4	84496,3	328
329	108241	35611289	18,1384	6,9034	2,51720	3,03951	1033,6	85012,3	329
<b>330</b>	108900	35937000	18,1659	6,9104	2,51851	3,03030	1036,7	85529,9	<b>330</b>
331	109561	36264691	18,1934	6,9174	2,51983	3,02115	1039,9	86049,0	331
332	110224	36594368	18,2209	6,9244	2,52114	3,01205	1043,0	86569,7	332
333	110889	36926037	18,2483	6,9313	2,52244	3,00300	1046,2	87092,0	333
334	111556	37259704	18,2757	6,9382	2,52375	2,99401	1049,3	87615,9	334
335	112225	37595375	18,3030	6,9451	2,52504	2,98507	1052,4	88141,3	335
336	112896	37933056	18,3303	6,9521	2,52634	2,97619	1055,6	88668,3	336
337	113569	38272753	18,3576	6,9589	2,52763	2,96736	1058,7	89196,9	337
338	114244	38614472	18,3848	6,9658	2,52892	2,95858	1061,9	89727,0	338
339	114921	38958219	18,4120	6,9727	2,53020	2,94985	1065,0	90258,7	339
<b>340</b>	115600	39304000	18,4391	6,9795	2,53148	2,94118	1068,1	90792,0	<b>340</b>
341	116281	39651821	18,4662	6,9864	2,53275	2,93255	1071,3	91326,9	341
342	116964	40001688	18,4932	6,9932	2,53403	2,92398	1074,4	91863,3	342
343	117649	40353607	18,5203	7,0000	2,53529	2,91545	1077,6	92401,3	343
344	118336	40707584	18,5472	7,0068	2,53656	2,90698	1080,7	92940,9	344
345	119025	41063625	18,5742	7,0136	2,53782	2,89855	1083,8	93482,0	345
346	119716	41421736	18,6011	7,0203	2,53908	2,89017	1087,0	94024,7	346
347	120409	41781923	18,6279	7,0271	2,54033	2,88184	1090,1	94569,0	347
348	121104	42144192	18,6548	7,0338	2,54158	2,87356	1093,3	95114,9	348
349	121801	42508549	18,6815	7,0406	2,54283	2,86533	1096,4	95662,3	349
<b>350</b>	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	<b>350</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>350</b>	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	<b>350</b>
351	123201	43243551	18,7350	7,0540	2,54531	2,84900	1102,7	96761,8	351
352	123904	43614208	18,7617	7,0607	2,54654	2,84091	1105,8	97314,0	352
353	124609	43986977	18,7883	7,0674	2,54777	2,83286	1109,0	97867,7	353
354	125316	44361864	18,8149	7,0740	2,54900	2,82486	1112,1	98423,0	354
355	126025	44738875	18,8414	7,0807	2,55023	2,81690	1115,3	98979,8	355
356	126736	45118016	18,8680	7,0873	2,55145	2,80899	1118,4	99538,2	356
357	127449	45499293	18,8944	7,0940	2,55267	2,80112	1121,5	100098	357
358	128164	45882712	18,9209	7,1006	2,55388	2,79330	1124,7	100660	358
359	128881	46268279	18,9473	7,1072	2,55509	2,78552	1127,8	101223	359
<b>360</b>	129600	46656000	18,9737	7,1138	2,55630	2,77778	1131,0	101788	<b>360</b>
361	130321	47045881	19,0000	7,1204	2,55751	2,77008	1134,1	102354	361
362	131044	47437928	19,0263	7,1269	2,55871	2,76243	1137,3	102922	362
363	131769	47832147	19,0526	7,1335	2,55991	2,75482	1140,4	103491	363
364	132496	48228544	19,0788	7,1400	2,56110	2,74725	1143,5	104062	364
365	133225	48627125	19,1050	7,1466	2,56229	2,73973	1146,7	104635	365
366	133956	49027896	19,1311	7,1531	2,56348	2,73224	1149,8	105209	366
367	134689	49430863	19,1572	7,1596	2,56467	2,72480	1153,0	105785	367
368	135424	49836032	19,1833	7,1661	2,56585	2,71739	1156,1	106362	368
369	136161	50243409	19,2094	7,1726	2,56703	2,71003	1159,2	106941	369
<b>370</b>	136900	50653000	19,2354	7,1791	2,56820	2,70270	1162,4	107521	<b>370</b>
371	137641	51064811	19,2614	7,1855	2,56937	2,69542	1165,5	108103	371
372	138384	51478848	19,2873	7,1920	2,57054	2,68817	1168,7	108687	372
373	139129	51895117	19,3132	7,1984	2,57171	2,68097	1171,8	109272	373
374	139876	52313624	19,3391	7,2048	2,57287	2,67380	1175,0	109858	374
375	140625	52734375	19,3649	7,2112	2,57403	2,66667	1178,1	110447	375
376	141376	53157376	19,3907	7,2177	2,57519	2,65957	1181,2	111036	376
377	142129	53582633	19,4165	7,2240	2,57634	2,65252	1184,4	111628	377
378	142884	54010152	19,4422	7,2304	2,57749	2,64550	1187,5	112221	378
379	143641	54439939	19,4679	7,2368	2,57864	2,63852	1190,7	112815	379
<b>380</b>	144400	54872000	19,4936	7,2432	2,57978	2,63158	1193,8	113411	<b>380</b>
381	145161	55306341	19,5192	7,2495	2,58092	2,62467	1196,9	114009	381
382	145924	55742968	19,5448	7,2558	2,58206	2,61780	1200,1	114608	382
383	146689	56181887	19,5704	7,2622	2,58320	2,61097	1203,2	115209	383
384	147456	56623104	19,5959	7,2685	2,58433	2,60417	1206,4	115812	384
385	148225	57066625	19,6214	7,2748	2,58546	2,59740	1209,5	116416	385
386	148996	57512456	19,6469	7,2811	2,58659	2,59067	1212,7	117021	386
387	149769	57960603	19,6723	7,2874	2,58771	2,58398	1215,8	117628	387
388	150544	58411072	19,6977	7,2936	2,58883	2,57732	1218,9	118237	388
389	151321	58863869	19,7231	7,2999	2,58995	2,57069	1222,1	118847	389
<b>390</b>	152100	59319000	19,7484	7,3061	2,59106	2,56410	1225,2	119459	<b>390</b>
391	152881	59776471	19,7737	7,3124	2,59218	2,55754	1228,4	120072	391
392	153664	60236288	19,7990	7,3186	2,59329	2,55102	1231,5	120687	392
393	154449	60698457	19,8242	7,3248	2,59439	2,54453	1234,6	121304	393
394	155236	61162984	19,8494	7,3310	2,59550	2,53807	1237,8	121922	394
395	156025	61629875	19,8746	7,3372	2,59660	2,53165	1240,9	122542	395
396	156816	62099136	19,8997	7,3434	2,59770	2,52525	1244,1	123163	396
397	157609	62570773	19,9249	7,3496	2,59879	2,51889	1247,2	123786	397
398	158404	63044792	19,9499	7,3558	2,59988	2,51256	1250,4	124410	398
399	159201	63521199	19,9750	7,3619	2,60097	2,50627	1253,5	125036	399
<b>400</b>	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	<b>400</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>400</b>	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	<b>400</b>
401	160801	64481201	20,0250	7,3742	2,60314	2,49377	1259,8	126293	401
402	161604	64964808	20,0499	7,3803	2,60423	2,48756	1262,9	126923	402
403	162409	65450827	20,0749	7,3864	2,60531	2,48139	1266,1	127556	403
404	163216	65939264	20,0998	7,3925	2,60638	2,47525	1269,2	128190	404
405	164025	66430125	20,1246	7,3986	2,60746	2,46914	1272,3	128825	405
406	164836	66923416	20,1494	7,4047	2,60853	2,46305	1275,5	129462	406
407	165649	67419143	20,1742	7,4108	2,60959	2,45700	1278,6	130100	407
408	166464	67917312	20,1990	7,4169	2,61066	2,45098	1281,8	130741	408
409	167281	68417929	20,2237	7,4229	2,61172	2,44499	1284,9	131382	409
<b>410</b>	168100	68921000	20,2485	7,4290	2,61278	2,43902	1288,1	132025	<b>410</b>
411	168921	69426531	20,2731	7,4350	2,61384	2,43309	1291,2	132670	411
412	169744	69934528	20,2978	7,4410	2,61490	2,42718	1294,3	133317	412
413	170569	70444997	20,3224	7,4470	2,61595	2,42131	1297,5	133965	413
414	171396	70957944	20,3470	7,4530	2,61700	2,41546	1300,6	134614	414
415	172225	71473375	20,3715	7,4590	2,61805	2,40964	1303,8	135265	415
416	173056	71991296	20,3961	7,4650	2,61909	2,40385	1306,9	135918	416
417	173889	72511713	20,4206	7,4710	2,62014	2,39808	1310,0	136572	417
418	174724	73034632	20,4450	7,4770	2,62118	2,39234	1313,2	137228	418
419	175561	73560059	20,4695	7,4829	2,62221	2,38663	1316,3	137885	419
<b>420</b>	176400	74088000	20,4939	7,4889	2,62325	2,38095	1319,5	138544	<b>420</b>
421	177241	74618461	20,5183	7,4948	2,62428	2,37530	1322,6	139205	421
422	178084	75151448	20,5426	7,5007	2,62531	2,36967	1325,8	139867	422
423	178929	75686967	20,5670	7,5067	2,62634	2,36407	1328,9	140531	423
424	179776	76225024	20,5913	7,5126	2,62737	2,35849	1332,0	141196	424
425	180625	76765625	20,6155	7,5185	2,62839	2,35294	1335,2	141863	425
426	181476	77308776	20,6398	7,5244	2,62941	2,34742	1338,3	142531	426
427	182329	77854483	20,6640	7,5302	2,63043	2,34192	1341,5	143201	427
428	183184	78402752	20,6882	7,5361	2,63144	2,33645	1344,6	143872	428
429	184041	78953589	20,7123	7,5420	2,63246	2,33100	1347,7	144545	429
<b>430</b>	184900	79507000	20,7364	7,5478	2,63347	2,32558	1350,9	145220	<b>430</b>
431	185761	80062991	20,7605	7,5537	2,63448	2,32019	1354,0	145896	431
432	186624	80621568	20,7846	7,5595	2,63548	2,31481	1357,2	146574	432
433	187489	81182737	20,8087	7,5654	2,63649	2,30947	1360,3	147254	433
434	188356	81746504	20,8327	7,5712	2,63749	2,30415	1363,5	147934	434
435	189225	82312875	20,8567	7,5770	2,63849	2,29885	1366,6	148617	435
436	190096	82881856	20,8806	7,5828	2,63949	2,29358	1369,7	149301	436
437	190969	83453453	20,9045	7,5886	2,64048	2,28833	1372,9	149987	437
438	191844	84027672	20,9284	7,5944	2,64147	2,28311	1376,0	150674	438
439	192721	84604519	20,9523	7,6001	2,64246	2,27790	1379,2	151363	439
<b>440</b>	193600	85184000	20,9762	7,6059	2,64345	2,27273	1382,3	152053	<b>440</b>
441	194481	85766121	21,0000	7,6117	2,64444	2,26757	1385,4	152745	441
442	195364	86350888	21,0238	7,6174	2,64542	2,26244	1388,6	153439	442
443	196249	86938307	21,0476	7,6232	2,64640	2,25734	1391,7	154134	443
444	197136	87528384	21,0713	7,6289	2,64738	2,25225	1394,9	154830	444
445	198025	88121125	21,0950	7,6346	2,64836	2,24719	1398,0	155528	445
446	198916	88716536	21,1187	7,6403	2,64933	2,24215	1401,2	156228	446
447	199809	89314623	21,1424	7,6460	2,65031	2,23714	1404,3	156930	447
448	200704	89915392	21,1660	7,6517	2,65128	2,23214	1407,4	157633	448
449	201601	90518849	21,1896	7,6574	2,65225	2,22717	1410,6	158337	449
<b>450</b>	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	<b>450</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>450</b>	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	<b>450</b>
451	203401	91733851	21,2368	7,6688	2,65418	2,21729	1416,9	159751	451
452	204304	92345408	21,2603	7,6744	2,65514	2,21239	1420,0	160460	452
453	205209	92959677	21,2838	7,6801	2,65610	2,20751	1423,1	161171	453
454	206116	93576664	21,3073	7,6857	2,65706	2,20264	1426,3	161883	454
455	207025	94196375	21,3307	7,6914	2,65801	2,19780	1429,4	162597	455
456	207936	94818816	21,3542	7,6970	2,65896	2,19298	1432,6	163313	456
457	208849	95443993	21,3776	7,7026	2,65992	2,18818	1435,7	164030	457
458	209764	96071912	21,4009	7,7082	2,66087	2,18341	1438,8	164748	458
459	210681	96702579	21,4243	7,7138	2,66181	2,17865	1442,0	165468	459
<b>460</b>	211600	97336000	21,4476	7,7194	2,66276	2,17391	1445,1	166190	<b>460</b>
461	212521	97972181	21,4709	7,7250	2,66370	2,16920	1448,3	166914	461
462	213444	98611128	21,4942	7,7306	2,66464	2,16450	1451,4	167639	462
463	214369	99252847	21,5174	7,7362	2,66558	2,15983	1454,6	168365	463
464	215296	99897344	21,5407	7,7418	2,66652	2,15517	1457,7	169093	464
465	216225	100544625	21,5639	7,7473	2,66745	2,15054	1460,8	169823	465
466	217156	101194966	21,5870	7,7529	2,66839	2,14592	1464,0	170554	466
467	218089	101847563	21,6102	7,7584	2,66932	2,14133	1467,1	171287	467
468	219024	102503232	21,6333	7,7639	2,67025	2,13675	1470,3	172021	468
469	219961	103161709	21,6564	7,7695	2,67117	2,13220	1473,4	172757	469
<b>470</b>	220900	103823000	21,6795	7,7750	2,67210	2,12766	1476,5	173494	<b>470</b>
471	221841	104487111	21,7025	7,7805	2,67302	2,12314	1479,7	174234	471
472	222784	105154048	21,7256	7,7860	2,67394	2,11864	1482,8	174974	472
473	223729	105823817	21,7486	7,7915	2,67486	2,11416	1486,0	175716	473
474	224676	106496424	21,7715	7,7970	2,67578	2,10970	1489,1	176460	474
475	225625	107171875	21,7945	7,8025	2,67669	2,10526	1492,3	177205	475
476	226576	107850176	21,8174	7,8079	2,67761	2,10084	1495,4	177952	476
477	227529	108531333	21,8403	7,8134	2,67852	2,09644	1498,5	178701	477
478	228484	109215352	21,8632	7,8188	2,67943	2,09205	1501,7	179451	478
479	229441	109902239	21,8861	7,8243	2,68034	2,08768	1504,8	180203	479
<b>480</b>	230400	110592000	21,9089	7,8297	2,68124	2,08333	1508,0	180956	<b>480</b>
481	231361	111284641	21,9317	7,8352	2,68215	2,07900	1511,1	181711	481
482	232324	111980168	21,9545	7,8406	2,68305	2,07469	1514,2	182467	482
483	233289	112678587	21,9773	7,8460	2,68395	2,07039	1517,4	183225	483
484	234256	113379904	22,0000	7,8514	2,68485	2,06612	1520,5	183984	484
485	235225	114084125	22,0227	7,8568	2,68574	2,06186	1523,7	184745	485
486	236196	114791256	22,0454	7,8622	2,68664	2,05761	1526,8	185508	486
487	237169	115501303	22,0681	7,8676	2,68753	2,05339	1530,0	186272	487
488	238144	116214272	22,0907	7,8730	2,68842	2,04918	1533,1	187038	488
489	239121	116930169	22,1133	7,8784	2,68931	2,04499	1536,2	187805	489
<b>490</b>	240100	117649000	22,1359	7,8837	2,69020	2,04082	1539,4	188574	<b>490</b>
491	241081	118370771	22,1585	7,8891	2,69108	2,03666	1542,5	189345	491
492	242064	119095488	22,1811	7,8944	2,69197	2,03252	1545,7	190117	492
493	243049	119823157	22,2036	7,8998	2,69285	2,02840	1548,8	190890	493
494	244036	120553784	22,2261	7,9051	2,69373	2,02429	1551,9	191665	494
495	245025	121287375	22,2486	7,9105	2,69461	2,02020	1555,1	192442	495
496	246016	122023936	22,2711	7,9158	2,69548	2,01613	1558,2	193221	496
497	247009	122763473	22,2935	7,9211	2,69636	2,01207	1561,4	194000	497
498	248004	123505992	22,3159	7,9264	2,69723	2,00803	1564,5	194782	498
499	249001	124251499	22,3383	7,9317	2,69810	2,00401	1567,7	195565	499
<b>500</b>	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	<b>500</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>500</b>	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	<b>500</b>
501	251001	125751501	22,3830	7,9423	2,69984	1,99601	1573,9	197136	501
502	252004	126506008	22,4054	7,9476	2,70070	1,99203	1577,1	197923	502
503	253009	127263527	22,4277	7,9528	2,70157	1,98807	1580,2	198713	503
504	254016	128024064	22,4499	7,9581	2,70243	1,98413	1583,4	199504	504
505	255025	128787625	22,4722	7,9634	2,70329	1,98020	1586,5	200296	505
506	256036	129554216	22,4944	7,9686	2,70415	1,97628	1589,6	201090	506
507	257049	130323843	22,5167	7,9739	2,70501	1,97239	1592,8	201886	507
508	258064	131096512	22,5389	7,9791	2,70586	1,96850	1595,9	202683	508
509	259081	131872229	22,5610	7,9843	2,70672	1,96464	1599,1	203482	509
<b>510</b>	260100	132651000	22,5832	7,9896	2,70757	1,96078	1602,2	204282	<b>510</b>
511	261121	133432831	22,6053	7,9948	2,70842	1,95695	1605,4	205084	511
512	262144	134217728	22,6274	8,0000	2,70927	1,95312	1608,5	205887	512
513	263169	135005697	22,6495	8,0052	2,71012	1,94932	1611,6	206692	513
514	264196	135796744	22,6716	8,0104	2,71096	1,94553	1614,8	207499	514
515	265225	136590875	22,6936	8,0156	2,71181	1,94175	1617,9	208307	515
516	266256	137388096	22,7156	8,0208	2,71265	1,93798	1621,1	209117	516
517	267289	138188413	22,7376	8,0260	2,71349	1,93424	1624,2	209928	517
518	268324	138991832	22,7596	8,0311	2,71433	1,93050	1627,3	210741	518
519	269361	139798359	22,7816	8,0363	2,71517	1,92678	1630,5	211556	519
<b>520</b>	270400	140608000	22,8035	8,0415	2,71600	1,92308	1633,6	212372	<b>520</b>
521	271441	141420761	22,8254	8,0466	2,71684	1,91939	1636,8	213189	521
522	272484	142236648	22,8473	8,0517	2,71767	1,91571	1639,9	214008	522
523	273529	143055667	22,8692	8,0569	2,71850	1,91205	1643,1	214829	523
524	274576	143877824	22,8910	8,0620	2,71933	1,90840	1646,2	215651	524
525	275625	144703125	22,9129	8,0671	2,72016	1,90476	1649,3	216475	525
526	276676	145531576	22,9347	8,0723	2,72099	1,90114	1652,5	217301	526
527	277729	146363183	22,9565	8,0774	2,72181	1,89753	1655,6	218128	527
528	278784	147197952	22,9783	8,0825	2,72263	1,89394	1658,8	218956	528
529	279841	148035889	23,0000	8,0876	2,72346	1,89036	1661,9	219787	529
<b>530</b>	280900	148877000	23,0217	8,0927	2,72428	1,88679	1665,0	220618	<b>530</b>
531	281961	149721291	23,0434	8,0978	2,72509	1,88324	1668,2	221452	531
532	283024	150568768	23,0651	8,1028	2,72591	1,87970	1671,3	222287	532
533	284089	151419437	23,0868	8,1079	2,72673	1,87617	1674,5	223123	533
534	285156	152273304	23,1084	8,1130	2,72754	1,87266	1677,6	223961	534
535	286225	153130375	23,1301	8,1180	2,72835	1,86916	1680,8	224801	535
536	287296	153990656	23,1517	8,1231	2,72916	1,86567	1683,9	225642	536
537	288369	154854153	23,1733	8,1281	2,72997	1,86220	1687,0	226484	537
538	289444	155720872	23,1948	8,1332	2,73078	1,85874	1690,2	227329	538
539	290521	156590819	23,2164	8,1382	2,73159	1,85529	1693,3	228175	539
<b>540</b>	291600	157464000	23,2379	8,1433	2,73239	1,85185	1696,5	229022	<b>540</b>
541	292681	158340421	23,2594	8,1483	2,73320	1,84843	1699,6	229871	541
542	293764	159220088	23,2809	8,1533	2,73400	1,84502	1702,7	230722	542
543	294849	160103007	23,3024	8,1583	2,73480	1,84162	1705,9	231574	543
544	295936	160989184	23,3238	8,1633	2,73560	1,83824	1709,0	232428	544
545	297025	161878625	23,3452	8,1683	2,73640	1,83486	1712,2	233283	545
546	298116	162771336	23,3666	8,1733	2,73719	1,83150	1715,3	234140	546
547	299209	163667323	23,3880	8,1783	2,73799	1,82815	1718,5	234998	547
548	300304	164566592	23,4094	8,1833	2,73878	1,82482	1721,6	235858	548
549	301401	165469149	23,4307	8,1882	2,73957	1,82149	1724,7	236720	549
<b>550</b>	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	<b>550</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>550</b>	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	<b>550</b>
551	303601	167284151	23,4734	8,1982	2,74115	1,81488	1731,0	238448	551
552	304704	168196608	23,4947	8,2031	2,74194	1,81159	1734,2	239314	552
553	305809	169112377	23,5160	8,2081	2,74273	1,80832	1737,3	240182	553
554	306916	170031464	23,5372	8,2130	2,74351	1,80505	1740,4	241051	554
555	308025	170953875	23,5584	8,2180	2,74429	1,80180	1743,6	241922	555
556	309136	171879616	23,5797	8,2229	2,74507	1,79856	1746,7	242795	556
557	310249	172808693	23,6008	8,2278	2,74586	1,79533	1749,9	243669	557
558	311364	173741112	23,6220	8,2327	2,74663	1,79211	1753,0	244545	558
559	312481	174676879	23,6432	8,2377	2,74741	1,78891	1756,2	245422	559
<b>560</b>	313600	175616000	23,6643	8,2426	2,74819	1,78571	1759,3	246301	<b>560</b>
561	314721	176558481	23,6854	8,2475	2,74896	1,78253	1762,4	247181	561
562	315844	177504328	23,7065	8,2524	2,74974	1,77936	1765,6	248063	562
563	316969	178453547	23,7276	8,2573	2,75051	1,77620	1768,7	248947	563
564	318096	179406144	23,7487	8,2621	2,75128	1,77305	1771,9	249832	564
565	319225	180362125	23,7697	8,2670	2,75205	1,76991	1775,0	250719	565
566	320356	181321496	23,7908	8,2719	2,75282	1,76678	1778,1	251607	566
567	321489	182284263	23,8118	8,2768	2,75358	1,76367	1781,3	252497	567
568	322624	183250432	23,8328	8,2816	2,75435	1,76056	1784,4	253388	568
569	323761	184220009	23,8537	8,2865	2,75511	1,75747	1787,6	254281	569
<b>570</b>	324900	185193000	23,8747	8,2913	2,75587	1,75439	1790,7	255176	<b>570</b>
571	326041	186169411	23,8956	8,2962	2,75664	1,75131	1793,8	256072	571
572	327184	187149248	23,9165	8,3010	2,75740	1,74825	1797,0	256970	572
573	328329	188132517	23,9374	8,3059	2,75815	1,74520	1800,1	257869	573
574	329476	189119224	23,9583	8,3107	2,75891	1,74216	1803,3	258770	574
575	330625	190109375	23,9792	8,3155	2,75967	1,73913	1806,4	259672	575
576	331776	191102976	24,0000	8,3203	2,76042	1,73611	1809,6	260576	576
577	332929	192100033	24,0208	8,3251	2,76118	1,73310	1812,7	261482	577
578	334084	193100552	24,0416	8,3300	2,76193	1,73010	1815,8	262389	578
579	335241	194104539	24,0624	8,3348	2,76268	1,72712	1819,0	263298	579
<b>580</b>	336400	195112000	24,0832	8,3396	2,76343	1,72414	1822,1	264208	<b>580</b>
581	337561	196122941	24,1039	8,3443	2,76418	1,72117	1825,3	265120	581
582	338724	197137368	24,1247	8,3491	2,76492	1,71821	1828,4	266033	582
583	339889	198155287	24,1454	8,3539	2,76567	1,71527	1831,6	266948	583
584	341056	199176704	24,1661	8,3587	2,76641	1,71233	1834,7	267865	584
585	342225	200201625	24,1868	8,3634	2,76716	1,70940	1837,8	268783	585
586	343396	201230056	24,2074	8,3682	2,76790	1,70648	1841,0	269703	586
587	344569	202262003	24,2281	8,3730	2,76864	1,70358	1844,1	270624	587
588	345744	203297472	24,2487	8,3777	2,76938	1,70068	1847,3	271547	588
589	346921	204336409	24,2693	8,3825	2,77012	1,69779	1850,4	272471	589
<b>590</b>	348100	205379000	24,2899	8,3872	2,77085	1,69492	1853,5	273397	<b>590</b>
591	349281	206425071	24,3105	8,3919	2,77159	1,69205	1856,7	274325	591
592	350464	207474688	24,3311	8,3967	2,77232	1,68919	1859,8	275254	592
593	351649	208527857	24,3516	8,4014	2,77305	1,68634	1863,0	276184	593
594	352836	209584584	24,3721	8,4061	2,77379	1,68350	1866,1	277117	594
595	354025	210644875	24,3926	8,4108	2,77452	1,68067	1869,2	278051	595
596	355216	211708736	24,4131	8,4155	2,77525	1,67785	1872,4	278986	596
597	356409	212776173	24,4336	8,4202	2,77597	1,67504	1875,5	279923	597
598	357604	213847192	24,4540	8,4249	2,77670	1,67224	1878,7	280862	598
599	358801	214921799	24,4745	8,4296	2,77743	1,66945	1881,8	281802	599
<b>600</b>	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	<b>600</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>600</b>	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	<b>600</b>
601	361201	217081801	24,5153	8,4390	2,77887	1,66389	1888,1	283687	601
602	362404	218167208	24,5357	8,4437	2,77960	1,66113	1891,2	284631	602
603	363609	219256227	24,5561	8,4484	2,78032	1,65837	1894,4	285576	603
604	364816	220348864	24,5764	8,4530	2,78104	1,65563	1897,5	286526	604
605	366025	221445125	24,5967	8,4577	2,78176	1,65289	1900,7	287475	605
606	367236	222545016	24,6171	8,4623	2,78247	1,65017	1903,8	288426	606
607	368449	223648543	24,6374	8,4670	2,78319	1,64745	1906,9	289379	607
608	369664	224755712	24,6577	8,4716	2,78390	1,64474	1910,1	290333	608
609	370881	225866529	24,6779	8,4763	2,78462	1,64204	1913,2	291289	609
<b>610</b>	372100	226981000	24,6982	8,4809	2,78533	1,63934	1916,4	292247	<b>610</b>
611	373321	228099131	24,7184	8,4856	2,78604	1,63666	1919,5	293206	611
612	374544	229220928	24,7386	8,4902	2,78675	1,63399	1922,7	294166	612
613	375769	230346397	24,7588	8,4948	2,78746	1,63132	1925,8	295128	613
614	376996	231475544	24,7790	8,4994	2,78817	1,62866	1928,9	296092	614
615	378225	232608375	24,7992	8,5040	2,78888	1,62602	1932,1	297057	615
616	379456	233744896	24,8193	8,5086	2,78958	1,62338	1935,2	298024	616
617	380689	234885113	24,8395	8,5132	2,79029	1,62075	1938,4	298992	617
618	381924	236029032	24,8596	8,5178	2,79099	1,61812	1941,5	299962	618
619	383161	237176659	24,8797	8,5224	2,79169	1,61551	1944,6	300934	619
<b>620</b>	384400	238328000	24,8998	8,5270	2,79239	1,61290	1947,8	301907	<b>620</b>
621	385641	239483061	24,9199	8,5316	2,79309	1,61031	1950,9	302882	621
622	386884	240641848	24,9399	8,5362	2,79379	1,60772	1954,1	303858	622
623	388129	241804367	24,9600	8,5408	2,79449	1,60514	1957,2	304836	623
624	389376	242970624	24,9800	8,5453	2,79518	1,60256	1960,4	305815	624
625	390625	244140625	25,0000	8,5499	2,79588	1,60000	1963,5	306796	625
626	391876	245314376	25,0200	8,5544	2,79657	1,59744	1966,6	307779	626
627	393129	246492883	25,0400	8,5590	2,79727	1,59490	1969,8	308763	627
628	394384	247673152	25,0599	8,5635	2,79796	1,59236	1972,9	309748	628
629	395641	248858189	25,0799	8,5681	2,79865	1,58983	1976,1	310736	629
<b>630</b>	396900	250047000	25,0998	8,5726	2,79934	1,58730	1979,2	311725	<b>630</b>
631	398161	251239591	25,1197	8,5772	2,80003	1,58479	1982,3	312715	631
632	399424	252435968	25,1396	8,5817	2,80072	1,58228	1985,5	313707	632
633	400689	253636137	25,1595	8,5862	2,80140	1,57978	1988,6	314700	633
634	401956	254840104	25,1794	8,5907	2,80209	1,57729	1991,8	315696	634
635	403225	256047875	25,1992	8,5952	2,80277	1,57480	1994,9	316692	635
636	404496	257259456	25,2190	8,5997	2,80346	1,57233	1998,1	317690	636
637	405769	258474853	25,2389	8,6043	2,80414	1,56986	2001,2	318690	637
638	407044	259694072	25,2587	8,6088	2,80482	1,56740	2004,3	319692	638
639	408321	260917119	25,2784	8,6132	2,80550	1,56495	2007,5	320695	639
<b>640</b>	409600	262144000	25,2982	8,6177	2,80618	1,56250	2010,6	321699	<b>640</b>
641	410881	263374721	25,3180	8,6222	2,80686	1,56006	2013,8	322705	641
642	412164	264609288	25,3377	8,6267	2,80754	1,55763	2016,9	323713	642
643	413449	265847707	25,3574	8,6312	2,80821	1,55521	2020,0	324722	643
644	414736	267089984	25,3772	8,6357	2,80889	1,55280	2023,2	325733	644
645	416025	268336125	25,3969	8,6401	2,80956	1,55039	2026,3	326745	645
646	417316	269586136	25,4165	8,6446	2,81023	1,54799	2029,5	327759	646
647	418609	270840023	25,4362	8,6490	2,81090	1,54560	2032,6	328775	647
648	419904	272097792	25,4558	8,6535	2,81158	1,54321	2035,8	329792	648
649	421201	273359449	25,4755	8,6579	2,81224	1,54083	2038,9	330810	649
<b>650</b>	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	<b>650</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>650</b>	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	<b>650</b>
651	423801	275894451	25,5147	8,6668	2,81358	1,53610	2045,2	332853	651
652	425104	277167808	25,5343	8,6713	2,81425	1,53374	2048,3	333876	652
653	426409	278445077	25,5539	8,6757	2,81491	1,53139	2051,5	334901	653
654	427716	279726264	25,5734	8,6801	2,81558	1,52905	2054,6	335927	654
655	429025	281011375	25,5930	8,6845	2,81624	1,52672	2057,7	336955	655
656	430336	282300416	25,6125	8,6890	2,81690	1,52439	2060,9	337985	656
657	431649	283593393	25,6320	8,6934	2,81757	1,52207	2064,0	339016	657
658	432964	284890312	25,6515	8,6978	2,81823	1,51976	2067,2	340049	658
659	434281	286191179	25,6710	8,7022	2,81889	1,51745	2070,3	341083	659
<b>660</b>	435600	287496000	25,6905	8,7066	2,81954	1,51515	2073,5	342119	<b>660</b>
661	436921	288804781	25,7099	8,7110	2,82020	1,51286	2076,6	343157	661
662	438244	290117528	25,7294	8,7154	2,82086	1,51057	2079,7	344196	662
663	439569	291434247	25,7488	8,7198	2,82151	1,50830	2082,9	345237	663
664	440896	292754944	25,7682	8,7241	2,82217	1,50602	2086,0	346279	664
665	442225	294079625	25,7876	8,7285	2,82282	1,50376	2089,2	347323	665
666	443556	295408296	25,8070	8,7329	2,82347	1,50150	2092,3	348368	666
667	444889	296740963	25,8263	8,7373	2,82413	1,49925	2095,4	349415	667
668	446224	298077632	25,8457	8,7416	2,82478	1,49701	2098,6	350464	668
669	447561	299418309	25,8650	8,7460	2,82543	1,49477	2101,7	351514	669
<b>670</b>	448900	300763000	25,8844	8,7503	2,82607	1,49254	2104,9	352565	<b>670</b>
671	450241	302111711	25,9037	8,7547	2,82672	1,49031	2108,0	353618	671
672	451584	303464448	25,9230	8,7590	2,82737	1,48810	2111,2	354673	672
673	452929	304821217	25,9422	8,7634	2,82802	1,48588	2114,3	355730	673
674	454276	306182024	25,9615	8,7677	2,82866	1,48368	2117,4	356788	674
675	455625	307546875	25,9808	8,7721	2,82930	1,48148	2120,6	357847	675
676	456976	308915776	26,0000	8,7764	2,82995	1,47929	2123,7	358907	676
677	458329	310288733	26,0192	8,7807	2,83059	1,47710	2126,9	359971	677
678	459684	311665752	26,0384	8,7850	2,83123	1,47493	2130,0	361035	678
679	461041	313046839	26,0576	8,7893	2,83187	1,47275	2133,1	362101	679
<b>680</b>	462400	314432000	26,0768	8,7937	2,83251	1,47059	2136,3	363168	<b>680</b>
681	463761	315821241	26,0960	8,7980	2,83315	1,46843	2139,4	364237	681
682	465124	317214568	26,1151	8,8023	2,83378	1,46628	2142,6	365308	682
683	466489	318611987	26,1343	8,8066	2,83442	1,46413	2145,7	366380	683
684	467856	320013504	26,1534	8,8109	2,83506	1,46199	2148,8	367453	684
685	469225	321419125	26,1725	8,8152	2,83569	1,45985	2152,0	368528	685
686	470596	322828856	26,1916	8,8194	2,83632	1,45773	2155,1	369605	686
687	471969	324242703	26,2107	8,8237	2,83696	1,45560	2158,3	370684	687
688	473344	325660672	26,2298	8,8280	2,83759	1,45349	2161,4	371764	688
689	474721	327082769	26,2488	8,8323	2,83822	1,45138	2164,6	372845	689
<b>690</b>	476100	328509000	26,2679	8,8366	2,83885	1,44928	2167,7	373928	<b>690</b>
691	477481	329939371	26,2869	8,8408	2,83948	1,44718	2170,8	375013	691
692	478864	331373888	26,3059	8,8451	2,84011	1,44509	2174,0	376099	692
693	480249	332812557	26,3249	8,8493	2,84073	1,44300	2177,1	377187	693
694	481636	334255384	26,3439	8,8536	2,84136	1,44092	2180,3	378276	694
695	483025	335702375	26,3629	8,8578	2,84198	1,43885	2183,4	379367	695
696	484416	337153536	26,3818	8,8621	2,84261	1,43678	2186,5	380459	696
697	485809	338608873	26,4008	8,8663	2,84323	1,43472	2189,7	381553	697
698	487204	340068392	26,4197	8,8706	2,84386	1,43266	2192,8	382649	698
699	488601	341532099	26,4386	8,8748	2,84448	1,43062	2196,0	383746	699
<b>700</b>	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	<b>700</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>700</b>	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	<b>700</b>
701	491401	344472101	26,4764	8,8833	2,84572	1,42653	2202,3	385945	701
702	492804	345948408	26,4953	8,8875	2,84634	1,42450	2205,4	387047	702
703	494209	347428927	26,5141	8,8917	2,84696	1,42248	2208,5	388151	703
704	495616	348913664	26,5330	8,8959	2,84757	1,42045	2211,7	389256	704
705	497025	350402625	26,5518	8,9001	2,84819	1,41844	2214,8	390363	705
706	498436	351895816	26,5707	8,9043	2,84880	1,41643	2218,0	391471	706
707	499849	353393243	26,5895	8,9085	2,84942	1,41443	2221,1	392580	707
708	501264	354894912	26,6083	8,9127	2,85003	1,41243	2224,2	393692	708
709	502681	356400829	26,6271	8,9169	2,85065	1,41044	2227,4	394805	709
<b>710</b>	504100	357911000	26,6458	8,9211	2,85126	1,40845	2230,5	395919	<b>710</b>
711	505521	359425431	26,6646	8,9253	2,85187	1,40647	2233,7	397035	711
712	506944	360944128	26,6833	8,9295	2,85248	1,40449	2236,8	398153	712
713	508369	362467097	26,7021	8,9337	2,85309	1,40252	2240,0	399272	713
714	509796	363994344	26,7208	8,9378	2,85370	1,40056	2243,1	400393	714
715	511225	365525875	26,7395	8,9420	2,85431	1,39860	2246,2	401515	715
716	512656	367061696	26,7582	8,9462	2,85491	1,39665	2249,4	402639	716
717	514089	368601813	26,7769	8,9503	2,85552	1,39470	2252,5	403765	717
718	515524	370146232	26,7955	8,9545	2,85612	1,39276	2255,7	404892	718
719	516961	371694959	26,8142	8,9587	2,85673	1,39082	2258,8	406020	719
<b>720</b>	518400	373248000	26,8328	8,9628	2,85733	1,38889	2261,9	407150	<b>720</b>
721	519841	374805361	26,8514	8,9670	2,85794	1,38696	2265,1	408282	721
722	521284	376367048	26,8701	8,9711	2,85854	1,38504	2268,2	409415	722
723	522729	377933067	26,8887	8,9752	2,85914	1,38313	2271,4	410550	723
724	524176	379503424	26,9072	8,9794	2,85974	1,38122	2274,5	411687	724
725	525625	381078125	26,9258	8,9835	2,86034	1,37931	2277,7	412825	725
726	527076	382657176	26,9444	8,9876	2,86094	1,37741	2280,8	413965	726
727	528529	384240583	26,9629	8,9918	2,86153	1,37552	2283,9	415106	727
728	529984	385828352	26,9815	8,9959	2,86213	1,37363	2287,1	416248	728
729	531441	387420489	27,0000	9,0000	2,86273	1,37174	2290,2	417393	729
<b>730</b>	532900	389017000	27,0185	9,0041	2,86332	1,36986	2293,4	418539	<b>730</b>
731	534361	390617891	27,0370	9,0082	2,86392	1,36799	2296,5	419686	731
732	535824	392223168	27,0555	9,0123	2,86451	1,36612	2299,6	420835	732
733	537289	393832837	27,0740	9,0164	2,86510	1,36426	2302,8	421986	733
734	538756	395446904	27,0924	9,0205	2,86570	1,36240	2305,9	423138	734
735	540225	397065375	27,1109	9,0246	2,86629	1,36054	2309,1	424293	735
736	541696	398688256	27,1293	9,0287	2,86688	1,35870	2312,2	425447	736
737	543169	400315553	27,1477	9,0328	2,86747	1,35685	2315,4	426604	737
738	544644	401947272	27,1662	9,0369	2,86806	1,35501	2318,5	427762	738
739	546121	403583419	27,1846	9,0410	2,86864	1,35318	2321,6	428922	739
<b>740</b>	547600	405224000	27,2029	9,0450	2,86923	1,35135	2324,8	430084	<b>740</b>
741	549081	406869021	27,2213	9,0491	2,86982	1,34953	2327,9	431247	741
742	550564	408518488	27,2397	9,0532	2,87040	1,34771	2331,1	432412	742
743	552049	410172407	27,2580	9,0572	2,87099	1,34590	2334,2	433578	743
744	553536	411830784	27,2764	9,0613	2,87157	1,34409	2337,3	434746	744
745	555025	413493625	27,2947	9,0654	2,87216	1,34228	2340,5	435916	745
746	556516	415160936	27,3130	9,0694	2,87274	1,34048	2343,6	437087	746
747	558009	416832723	27,3313	9,0735	2,87332	1,33869	2346,8	438259	747
748	559504	418508992	27,3496	9,0775	2,87390	1,33690	2349,9	439433	748
749	561001	420189749	27,3679	9,0816	2,87448	1,33511	2353,1	440609	749
<b>750</b>	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	<b>750</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>750</b>	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	<b>750</b>
751	564001	423564751	27,4044	9,0896	2,87564	1,33156	2359,3	442965	751
752	565504	425259008	27,4226	9,0937	2,87622	1,32979	2362,5	444146	752
753	567009	426957777	27,4408	9,0977	2,87679	1,32802	2365,6	445328	753
754	568516	428661064	27,4591	9,1017	2,87737	1,32626	2368,8	446511	754
755	570025	430368875	27,4773	9,1057	2,87795	1,32450	2371,9	447697	755
756	571536	432081216	27,4955	9,1098	2,87852	1,32275	2375,0	448883	756
757	573049	433798093	27,5136	9,1138	2,87910	1,32100	2378,2	450072	757
758	574564	435519512	27,5318	9,1178	2,87967	1,31926	2381,3	451262	758
759	576081	437245479	27,5500	9,1218	2,88024	1,31752	2384,5	452453	759
<b>760</b>	577600	438976000	27,5681	9,1258	2,88081	1,31579	2387,6	453646	<b>760</b>
761	579121	440711081	27,5862	9,1298	2,88138	1,31406	2390,8	454841	761
762	580644	442450728	27,6043	9,1338	2,88195	1,31234	2393,9	456037	762
763	582169	444194947	27,6225	9,1378	2,88252	1,31062	2397,0	457234	763
764	583696	445943744	27,6405	9,1418	2,88309	1,30890	2400,2	458434	764
765	585225	447697125	27,6586	9,1458	2,88366	1,30719	2403,3	459635	765
766	586756	449455096	27,6767	9,1498	2,88423	1,30548	2406,5	460837	766
767	588289	451217663	27,6948	9,1537	2,88480	1,30378	2409,6	462041	767
768	589824	452984832	27,7128	9,1577	2,88536	1,30208	2412,7	463247	768
769	591361	454756609	27,7308	9,1617	2,88593	1,30039	2415,9	464454	769
<b>770</b>	592900	456533000	27,7489	9,1657	2,88649	1,29870	2419,0	465663	<b>770</b>
771	594441	458314011	27,7669	9,1696	2,88705	1,29702	2422,2	466873	771
772	595984	460099648	27,7849	9,1736	2,88762	1,29534	2425,3	468085	772
773	597529	461889917	27,8029	9,1775	2,88818	1,29366	2428,5	469298	773
774	599076	463684824	27,8209	9,1815	2,88874	1,29199	2431,6	470513	774
775	600625	465484375	27,8388	9,1855	2,88930	1,29032	2434,7	471730	775
776	602176	467288576	27,8568	9,1894	2,88986	1,28866	2437,9	472948	776
777	603729	469097433	27,8747	9,1933	2,89042	1,28700	2441,0	474168	777
778	605284	470910952	27,8927	9,1973	2,89098	1,28535	2444,2	475389	778
779	606841	472729139	27,9106	9,2012	2,89154	1,28370	2447,3	476612	779
<b>780</b>	608400	474552000	27,9285	9,2052	2,89209	1,28205	2450,4	477836	<b>780</b>
781	609961	476379541	27,9464	9,2091	2,89265	1,28041	2453,6	479062	781
782	611524	478211768	27,9643	9,2130	2,89321	1,27877	2456,7	480290	782
783	613089	480048687	27,9821	9,2170	2,89376	1,27714	2459,9	481519	783
784	614656	481890304	28,0000	9,2209	2,89432	1,27551	2463,0	482750	784
785	616225	483736625	28,0179	9,2248	2,89487	1,27389	2466,2	483982	785
786	617796	485587656	28,0357	9,2287	2,89542	1,27226	2469,3	485216	786
787	619369	487443403	28,0535	9,2326	2,89597	1,27065	2472,4	486451	787
788	620944	489303872	28,0713	9,2365	2,89653	1,26904	2475,6	487688	788
789	622521	491169069	28,0891	9,2404	2,89708	1,26743	2478,7	488927	789
<b>790</b>	624100	493039000	28,1069	9,2443	2,89763	1,26582	2481,9	490167	<b>790</b>
791	625681	494913671	28,1247	9,2482	2,89818	1,26422	2485,0	491409	791
792	627264	496793088	28,1425	9,2521	2,89873	1,26263	2488,1	492652	792
793	628849	498677257	28,1603	9,2560	2,89927	1,26103	2491,3	493897	793
794	630436	500566184	28,1780	9,2599	2,89982	1,25945	2494,4	495143	794
795	632025	502459875	28,1957	9,2638	2,90037	1,25786	2497,6	496391	795
796	633616	504358336	28,2135	9,2677	2,90091	1,25628	2500,7	497641	796
797	635209	506261573	28,2312	9,2716	2,90146	1,25471	2503,8	498892	797
798	636804	508169592	28,2489	9,2754	2,90200	1,25313	2507,0	500145	798
799	638401	510082399	28,2666	9,2793	2,90255	1,25156	2510,1	501399	799
<b>800</b>	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	<b>800</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>800</b>	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	<b>800</b>
801	641601	513922401	28,3019	9,2870	2,90363	1,24844	2516,4	503912	801
802	643204	515849608	28,3196	9,2909	2,90417	1,24688	2519,6	505171	802
803	644809	517781627	28,3373	9,2948	2,90472	1,24533	2522,7	506432	803
804	646416	519718464	28,3549	9,2986	2,90526	1,24378	2525,8	507694	804
805	648025	521660125	28,3725	9,3025	2,90580	1,24224	2529,0	508958	805
806	649636	523606616	28,3901	9,3063	2,90634	1,24069	2532,1	510223	806
807	651249	525557943	28,4077	9,3102	2,90687	1,23916	2535,3	511490	807
808	652864	527514112	28,4253	9,3140	2,90741	1,23762	2538,4	512758	808
809	654481	529475129	28,4429	9,3179	2,90795	1,23609	2541,5	514028	809
<b>810</b>	656100	531441000	28,4605	9,3217	2,90849	1,23457	2544,7	515300	<b>810</b>
811	657721	533411731	28,4781	9,3255	2,90902	1,23305	2547,8	516573	811
812	659344	535387328	28,4956	9,3294	2,90956	1,23153	2551,0	517848	812
813	660969	537367797	28,5132	9,3332	2,91009	1,23001	2554,1	519124	813
814	662596	539353144	28,5307	9,3370	2,91062	1,22850	2557,3	520402	814
815	664225	541343375	28,5482	9,3408	2,91116	1,22699	2560,4	521681	815
816	665856	543338496	28,5657	9,3447	2,91169	1,22549	2563,5	522962	816
817	667489	545338513	28,5832	9,3485	2,91222	1,22399	2566,7	524245	817
818	669124	547343432	28,6007	9,3523	2,91275	1,22249	2569,8	525529	818
819	670761	549353259	28,6182	9,3561	2,91328	1,22100	2573,0	526814	819
<b>820</b>	672400	551368000	28,6356	9,3599	2,91381	1,21951	2576,1	528102	<b>820</b>
821	674041	553387661	28,6531	9,3637	2,91434	1,21803	2579,2	529391	821
822	675684	555412248	28,6705	9,3675	2,91487	1,21655	2582,4	530681	822
823	677329	557441767	28,6880	9,3713	2,91540	1,21507	2585,5	531973	823
824	678976	559476224	28,7054	9,3751	2,91593	1,21359	2588,7	533267	824
825	680625	561515625	28,7228	9,3789	2,91645	1,21212	2591,8	534562	825
826	682276	563559976	28,7402	9,3827	2,91698	1,21065	2595,0	535858	826
827	683929	565609283	28,7576	9,3865	2,91751	1,20919	2598,1	537157	827
828	685584	567663552	28,7750	9,3902	2,91803	1,20773	2601,2	538456	828
829	687241	569722789	28,7924	9,3940	2,91855	1,20627	2604,4	539758	829
<b>830</b>	688900	571787000	28,8097	9,3978	2,91908	1,20482	2607,5	541061	<b>830</b>
831	690561	573856191	28,8271	9,4016	2,91960	1,20337	2610,7	542365	831
832	692224	575930368	28,8444	9,4053	2,92012	1,20192	2613,8	543671	832
833	693889	578009537	28,8617	9,4091	2,92065	1,20048	2616,9	544979	833
834	695556	580093704	28,8791	9,4129	2,92117	1,19904	2620,1	546288	834
835	697225	582182875	28,8964	9,4166	2,92169	1,19760	2623,2	547599	835
836	698896	584277056	28,9137	9,4204	2,92221	1,19617	2626,4	548912	836
837	700569	586376253	28,9310	9,4241	2,92273	1,19474	2629,5	550226	837
838	702244	588480472	28,9482	9,4279	2,92324	1,19332	2632,7	551541	838
839	703921	590589719	28,9655	9,4316	2,92376	1,19190	2635,8	552858	839
<b>840</b>	705600	592704000	28,9828	9,4354	2,92428	1,19048	2638,9	554177	<b>840</b>
841	707281	594823321	29,0000	9,4391	2,92480	1,18906	2642,1	555497	841
842	708964	596947688	29,0172	9,4429	2,92531	1,18765	2645,2	556819	842
843	710649	599077107	29,0345	9,4466	2,92583	1,18624	2648,4	558142	843
844	712336	601211584	29,0517	9,4503	2,92634	1,18483	2651,5	559467	844
845	714025	603351125	29,0689	9,4541	2,92686	1,18343	2654,6	560794	845
846	715716	605495736	29,0861	9,4578	2,92737	1,18203	2657,8	562122	846
847	717409	607645423	29,1033	9,4615	2,92788	1,18064	2660,9	563452	847
848	719104	609800192	29,1204	9,4652	2,92840	1,17925	2664,1	564783	848
849	720801	611960049	29,1376	9,4690	2,92891	1,17786	2667,2	566116	849
<b>850</b>	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450	<b>850</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>850</b>	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450	<b>850</b>
851	724201	616295051	29,1719	9,4764	2,92993	1,17509	2673,5	568786	851
852	725904	618470208	29,1890	9,4801	2,93044	1,17371	2676,6	570124	852
853	727609	620650477	29,2062	9,4838	2,93095	1,17233	2679,8	571463	853
854	729316	622835864	29,2233	9,4875	2,93146	1,17096	2682,9	572803	854
855	731025	625026375	29,2404	9,4912	2,93197	1,16959	2686,1	574146	855
856	732736	627222016	29,2575	9,4949	2,93247	1,16822	2689,2	575490	856
857	734449	629422793	29,2746	9,4986	2,93298	1,16686	2692,3	576835	857
858	736164	631628712	29,2916	9,5023	2,93349	1,16550	2695,5	578182	858
859	737881	633839779	29,3087	9,5060	2,93399	1,16414	2698,6	579530	859
<b>860</b>	739600	636056000	29,3258	9,5097	2,93450	1,16279	2701,8	580880	<b>860</b>
861	741321	638277381	29,3428	9,5134	2,93500	1,16144	2704,9	582232	861
862	743044	640503928	29,3598	9,5171	2,93551	1,16009	2708,1	583585	862
863	744769	642735647	29,3769	9,5207	2,93601	1,15875	2711,2	584940	863
864	746496	644972544	29,3939	9,5244	2,93651	1,15741	2714,3	586297	864
865	748225	647214625	29,4109	9,5281	2,93702	1,15607	2717,5	587655	865
866	749956	649461896	29,4279	9,5317	2,93752	1,15473	2720,6	589014	866
867	751689	651714363	29,4449	9,5354	2,93802	1,15340	2723,8	590375	867
868	753424	653972032	29,4618	9,5391	2,93852	1,15207	2726,9	591738	868
869	755161	656234909	29,4788	9,5427	2,93902	1,15075	2730,0	593102	869
<b>870</b>	756900	658503000	29,4958	9,5464	2,93952	1,14943	2733,2	594468	<b>870</b>
871	758641	660776311	29,5127	9,5501	2,94002	1,14811	2736,3	595835	871
872	760384	663054848	29,5296	9,5537	2,94052	1,14679	2739,5	597204	872
873	762129	665338617	29,5466	9,5574	2,94101	1,14548	2742,6	598575	873
874	763876	667627624	29,5635	9,5610	2,94151	1,14416	2745,8	599947	874
875	765625	669921875	29,5804	9,5647	2,94201	1,14286	2748,9	601320	875
876	767376	672221376	29,5973	9,5683	2,94250	1,14155	2752,0	602696	876
877	769129	674526133	29,6142	9,5719	2,94300	1,14025	2755,2	604073	877
878	770884	676836152	29,6311	9,5756	2,94349	1,13895	2758,3	605451	878
879	772641	679151439	29,6479	9,5792	2,94399	1,13766	2761,5	606831	879
<b>880</b>	774400	681472000	29,6648	9,5828	2,94448	1,13636	2764,6	608212	<b>880</b>
881	776161	683797841	29,6816	9,5865	2,94498	1,13507	2767,7	609595	881
882	777924	686128968	29,6985	9,5901	2,94547	1,13379	2770,9	610980	882
883	779689	688465387	29,7153	9,5937	2,94596	1,13250	2774,0	612366	883
884	781456	690807104	29,7321	9,5973	2,94645	1,13122	2777,2	613754	884
885	783225	693154125	29,7489	9,6010	2,94694	1,12994	2780,3	615143	885
886	784996	695506456	29,7658	9,6046	2,94743	1,12867	2783,5	616534	886
887	786769	697864103	29,7825	9,6082	2,94792	1,12740	2786,6	617927	887
888	788544	700227072	29,7993	9,6118	2,94841	1,12613	2789,7	619321	888
889	790321	702595369	29,8161	9,6154	2,94890	1,12486	2792,9	620717	889
<b>890</b>	792100	704969000	29,8329	9,6190	2,94939	1,12360	2796,0	622114	<b>890</b>
891	793881	707347971	29,8496	9,6226	2,94988	1,12233	2799,2	623513	891
892	795664	709732288	29,8664	9,6262	2,95036	1,12108	2802,3	624913	892
893	797449	712121957	29,8831	9,6298	2,95085	1,11982	2805,4	626315	893
894	799236	714516984	29,8998	9,6334	2,95134	1,11857	2808,6	627718	894
895	801025	716917375	29,9166	9,6370	2,95182	1,11732	2811,7	629124	895
896	802816	719323136	29,9333	9,6406	2,95231	1,11607	2814,9	630530	896
897	804609	721734273	29,9500	9,6442	2,95279	1,11483	2818,0	631938	897
898	806404	724150792	29,9666	9,6477	2,95328	1,11359	2821,2	633348	898
899	808201	726572699	29,9833	9,6513	2,95376	1,11235	2824,3	634760	899
<b>900</b>	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	<b>900</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$\pi$
<b>900</b>	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	<b>900</b>
901	811801	731432701	30,0167	9,6585	2,95472	1,10988	2830,6	637587	901
902	813604	733870808	30,0333	9,6620	2,95521	1,10865	2833,7	639003	902
903	815409	736314327	30,0500	9,6656	2,95569	1,10742	2836,9	640421	903
904	817216	738763264	30,0666	9,6692	2,95617	1,10619	2840,0	641840	904
905	819025	741217625	30,0832	9,6727	2,95665	1,10497	2843,1	643261	905
906	820836	743677416	30,0998	9,6763	2,95713	1,10375	2846,3	644683	906
907	822649	746142643	30,1164	9,6799	2,95761	1,10254	2849,4	646107	907
908	824464	748613312	30,1330	9,6834	2,95809	1,10132	2852,6	647533	908
909	826281	751089429	30,1496	9,6870	2,95856	1,10011	2855,7	648960	909
<b>910</b>	<b>828100</b>	<b>753571000</b>	<b>30,1662</b>	<b>9,6905</b>	<b>2,95904</b>	<b>1,09890</b>	<b>2858,8</b>	<b>650388</b>	<b>910</b>
911	829921	756058031	30,1828	9,6941	2,95952	1,09769	2862,0	651818	911
912	831744	758550528	30,1993	9,6976	2,95999	1,09649	2865,1	653250	912
913	833569	761048497	30,2159	9,7012	2,96047	1,09529	2868,3	654684	913
914	835396	763551944	30,2324	9,7047	2,96095	1,09409	2871,4	656118	914
915	837225	766060875	30,2490	9,7082	2,96142	1,09290	2874,6	657555	915
916	839056	768575296	30,2655	9,7118	2,96190	1,09170	2877,7	658993	916
917	840889	771095213	30,2820	9,7153	2,96237	1,09051	2880,8	660433	917
918	842724	773620632	30,2985	9,7188	2,96284	1,08932	2884,0	661874	918
919	844561	776151559	30,3150	9,7224	2,96332	1,08814	2887,1	663317	919
<b>920</b>	<b>846400</b>	<b>778688000</b>	<b>30,3315</b>	<b>9,7259</b>	<b>2,96379</b>	<b>1,08696</b>	<b>2890,3</b>	<b>664761</b>	<b>920</b>
921	848241	781229961	30,3480	9,7294	2,96426	1,08578	2893,4	666207	921
922	850084	783777448	30,3645	9,7329	2,96473	1,08460	2896,5	667654	922
923	851929	786330467	30,3809	9,7364	2,96520	1,08342	2899,7	669103	923
924	853776	788889024	30,3974	9,7400	2,96567	1,08225	2902,8	670554	924
925	855625	791453125	30,4138	9,7435	2,96614	1,08108	2906,0	672006	925
926	857476	794022776	30,4302	9,7470	2,96661	1,07991	2909,1	673460	926
927	859329	796597983	30,4467	9,7505	2,96708	1,07875	2912,3	674915	927
928	861184	799178752	30,4631	9,7540	2,96755	1,07759	2915,4	676372	928
929	863041	801765089	30,4795	9,7575	2,96802	1,07643	2918,5	677831	929
<b>930</b>	<b>864900</b>	<b>804357000</b>	<b>30,4959</b>	<b>9,7610</b>	<b>2,96848</b>	<b>1,07527</b>	<b>2921,7</b>	<b>679291</b>	<b>930</b>
931	866761	806954491	30,5123	9,7645	2,96895	1,07411	2924,8	680752	931
932	868624	809557568	30,5287	9,7680	2,96942	1,07296	2928,0	682216	932
933	870489	812166237	30,5450	9,7715	2,96988	1,07181	2931,1	683680	933
934	872356	814780504	30,5614	9,7750	2,97035	1,07066	2934,2	685147	934
935	874225	817400375	30,5778	9,7785	2,97081	1,06952	2937,4	686615	935
936	876096	820025856	30,5941	9,7819	2,97128	1,06838	2940,5	688084	936
937	877969	822656953	30,6105	9,7854	2,97174	1,06724	2943,7	689555	937
938	879844	825293672	30,6268	9,7889	2,97220	1,06610	2946,8	691028	938
939	881721	827936019	30,6431	9,7924	2,97267	1,06496	2950,0	692502	939
<b>940</b>	<b>883600</b>	<b>830584000</b>	<b>30,6594</b>	<b>9,7959</b>	<b>2,97313</b>	<b>1,06383</b>	<b>2953,1</b>	<b>693978</b>	<b>940</b>
941	885481	833237621	30,6757	9,7993	2,97359	1,06270	2956,2	695455	941
942	887364	835896888	30,6920	9,8028	2,97405	1,06157	2959,4	696934	942
943	889249	838561807	30,7083	9,8063	2,97451	1,06045	2962,5	698415	943
944	891136	841232384	30,7246	9,8097	2,97497	1,05932	2965,7	699897	944
945	893025	843908625	30,7409	9,8132	2,97543	1,05820	2968,8	701380	945
946	894916	846590536	30,7571	9,8167	2,97589	1,05708	2971,9	702865	946
947	896809	849278123	30,7734	9,8201	2,97635	1,05597	2975,1	704352	947
948	898704	851971392	30,7896	9,8236	2,97681	1,05485	2978,2	705840	948
949	900601	854670349	30,8058	9,8270	2,97727	1,05374	2981,4	707330	949
<b>950</b>	<b>902500</b>	<b>857375000</b>	<b>30,8221</b>	<b>9,8305</b>	<b>2,97772</b>	<b>1,05263</b>	<b>2984,5</b>	<b>708822</b>	<b>950</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	$\pi n$	$\frac{\pi n^2}{4}$	$n$
<b>950</b>	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	<b>950</b>
951	904401	860085351	30,8383	9,8339	2,97818	1,05152	2987,7	710315	951
952	906304	862801408	30,8545	9,8374	2,97864	1,05042	2990,8	711809	952
953	908209	865523177	30,8707	9,8408	2,97909	1,04932	2993,9	713306	953
954	910116	868250664	30,8869	9,8443	2,97955	1,04822	2997,1	714803	954
955	912025	870983785	30,9031	9,8477	2,98000	1,04712	3000,2	716303	955
956	913936	873722816	30,9192	9,8511	2,98046	1,04603	3003,4	717804	956
957	915849	876467493	30,9354	9,8546	2,98091	1,04493	3006,5	719306	957
958	917764	879217912	30,9516	9,8580	2,98137	1,04384	3009,6	720810	958
959	919681	881974079	30,9677	9,8614	2,98182	1,04275	3012,8	722316	959
<b>960</b>	921600	884736000	30,9839	9,8648	2,98227	1,04167	3015,9	723823	<b>960</b>
961	923521	887503681	31,0000	9,8683	2,98272	1,04058	3019,1	725332	961
962	925444	890277128	31,0161	9,8717	2,98318	1,03950	3022,2	726842	962
963	927369	893056347	31,0322	9,8751	2,98363	1,03842	3025,4	728354	963
964	929296	895841344	31,0483	9,8785	2,98408	1,03734	3028,5	729867	964
965	931225	898632125	31,0644	9,8819	2,98453	1,03627	3031,6	731382	965
966	933156	901428696	31,0805	9,8854	2,98498	1,03520	3034,8	732899	966
967	935089	904231063	31,0966	9,8888	2,98543	1,03413	3037,9	734417	967
968	937024	907039232	31,1127	9,8922	2,98588	1,03306	3041,1	735937	968
969	938961	909853209	31,1288	9,8956	2,98632	1,03199	3044,2	737458	969
<b>970</b>	940900	912673000	31,1448	9,8990	2,98677	1,03093	3047,3	738981	<b>970</b>
971	942841	915498611	31,1609	9,9024	2,98722	1,02987	3050,5	740506	971
972	944784	918330048	31,1769	9,9058	2,98767	1,02881	3053,6	742032	972
973	946729	921167317	31,1929	9,9092	2,98811	1,02775	3056,8	743559	973
974	948676	924010424	31,2090	9,9126	2,98856	1,02669	3059,9	745088	974
975	950625	926859375	31,2250	9,9160	2,98900	1,02564	3063,1	746619	975
976	952576	929714176	31,2410	9,9194	2,98945	1,02459	3066,2	748151	976
977	954529	932574832	31,2570	9,9227	2,98989	1,02354	3069,3	749685	977
978	956484	935441352	31,2730	9,9261	2,99034	1,02249	3072,5	751221	978
979	958441	938313739	31,2890	9,9295	2,99078	1,02145	3075,6	752758	979
<b>980</b>	960400	941192000	31,3050	9,9329	2,99123	1,02041	3078,8	754296	<b>980</b>
981	962361	944076141	31,3209	9,9363	2,99167	1,01937	3081,9	755837	981
982	964324	946966168	31,3369	9,9396	2,99211	1,01833	3085,0	757378	982
983	966289	949862087	31,3528	9,9430	2,99255	1,01729	3088,2	758922	983
984	968256	952763904	31,3688	9,9464	2,99300	1,01626	3091,3	760466	984
985	970225	955671625	31,3847	9,9497	2,99344	1,01523	3094,5	762013	985
986	972196	958585256	31,4006	9,9531	2,99388	1,01420	3097,6	763561	986
987	974169	961504803	31,4166	9,9565	2,99432	1,01317	3100,8	765111	987
988	976144	964430272	31,4325	9,9598	2,99476	1,01215	3103,9	766662	988
989	978121	967361669	31,4484	9,9632	2,99520	1,01112	3107,0	768214	989
<b>990</b>	980100	970299000	31,4643	9,9666	2,99564	1,01010	3110,2	769769	<b>990</b>
991	982081	973242271	31,4802	9,9699	2,99607	1,00908	3113,3	771325	991
992	984064	976191488	31,4960	9,9733	2,99651	1,00806	3116,5	772882	992
993	986049	979146657	31,5119	9,9766	2,99695	1,00705	3119,6	774441	993
994	988036	982107784	31,5278	9,9800	2,99739	1,00604	3122,7	776002	994
995	990025	985074875	31,5436	9,9833	2,99782	1,00503	3125,9	777564	995
996	992016	988047936	31,5595	9,9866	2,99826	1,00402	3129,0	779128	996
997	994009	991026973	31,5753	9,9900	2,99870	1,00301	3132,2	780693	997
998	996004	994011992	31,5911	9,9933	2,99913	1,00200	3135,3	782260	998
999	998001	997002999	31,6070	9,9967	2,99957	1,00100	3138,5	783828	999
<b>1000</b>	1000000	1000000000	31,6228	10,0000	3,00000	1,00000	3141,6	785398	<b>1000</b>

n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>	n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>
<b>1000</b>	1000000	1000000000	<b>1050</b>	1102500	1157625000
1001	1002001	1003003001	1051	1104601	1160935651
1002	1004004	1006012008	1052	1106704	1164252608
1003	1006009	1009027027	1053	1108809	1167575877
1004	1008016	1012048064	1054	1110916	1170905464
1005	1010025	1015075125	1055	1113025	1174241375
1006	1012036	1018108216	1056	1115136	1177583616
1007	1014049	1021147343	1057	1117249	1180932193
1008	1016064	1024192512	1058	1119364	1184287112
1009	1018081	1027243729	1059	1121481	1187648379
<b>1010</b>	1020100	1030301000	<b>1060</b>	1123600	1191016000
1011	1022121	1033364331	1061	1125721	1194389981
1012	1024144	1036433728	1062	1127844	1197770328
1013	1026169	1039509197	1063	1129969	1201157047
1014	1028196	1042590744	1064	1132096	1204550144
1015	1030225	1045678375	1065	1134225	1207949625
1016	1032256	1048772096	1066	1136356	1211355496
1017	1034289	1051871913	1067	1138489	1214767763
1018	1036324	1054977832	1068	1140624	1218186432
1019	1038361	1058089859	1069	1142761	1221611509
<b>1020</b>	1040400	1061208000	<b>1070</b>	1144900	1225043000
1021	1042441	1064332261	1071	1147041	1228480911
1022	1044484	1067462648	1072	1149184	1231925248
1023	1046529	1070599167	1073	1151329	1235376017
1024	1048576	1073741824	1074	1153476	1238833224
1025	1050625	1076890625	1075	1155625	1242296875
1026	1052676	1080045576	1076	1157776	1245766976
1027	1054729	1083206683	1077	1159929	1249243533
1028	1056784	1086373952	1078	1162084	1252726552
1029	1058841	1089547389	1079	1164241	1256216039
<b>1030</b>	1060900	1092727000	<b>1080</b>	1166400	1259712000
1031	1062961	1095912791	1081	1168561	1263214441
1032	1065024	1099104768	1082	1170724	1266723368
1033	1067089	1102302937	1083	1172889	1270238787
1034	1069156	1105507304	1084	1175056	1273760704
1035	1071225	1108717875	1085	1177225	1277289125
1036	1073296	1111934656	1086	1179396	1280824056
1037	1075369	1115157653	1087	1181569	1284365503
1038	1077444	1118386872	1088	1183744	1287913472
1039	1079521	1121622319	1089	1185921	1291467969
<b>1040</b>	1081600	1124864000	<b>1090</b>	1188100	1295029000
1041	1083681	1128111921	1091	1190281	1298596571
1042	1085764	1131366088	1092	1192464	1302170688
1043	1087849	1134626507	1093	1194649	1305751357
1044	1089936	1137893184	1094	1196836	1309338584
1045	1092025	1141166125	1095	1199025	1312932375
1046	1094116	1144444536	1096	1201216	1316532736
1047	1096209	1147730823	1097	1203409	1320139673
1048	1098304	1151022592	1098	1205604	1323753192
1049	1100401	1154320649	1099	1207801	1327373299
<b>1050</b>	1.02500	1157625000	<b>1100</b>	1210000	1331000000

n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>	n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>
<b>1100</b>	1210000	1331000000	<b>1150</b>	1322500	1520875000
1101	1212201	1334633301	1151	1324801	1524845951
1102	1214404	1338273208	1152	1327104	1528823808
1103	1216609	1341919727	1153	1329409	1532808577
1104	1218816	1345572864	1154	1331716	1536800264
1105	1221025	1349232625	1155	1334025	1540798875
1106	1223236	1352899016	1156	1336336	1544804416
1107	1225449	1356572043	1157	1338649	1548816893
1108	1227664	1360251712	1158	1340964	1552836312
1109	1229881	1363938029	1159	1343281	1556862679
<b>1110</b>	1232100	1367631000	<b>1160</b>	1345600	1560896000
1111	1234321	1371330631	1161	1347921	1564936281
1112	1236544	1375036928	1162	1350244	1568983528
1113	1238769	1378749897	1163	1352569	1573037747
1114	1240996	1382469544	1164	1354896	1577098944
1115	1243225	1386195875	1165	1357225	1581167125
1116	1245456	1389928896	1166	1359556	1585242296
1117	1247689	1393668613	1167	1361889	1589324463
1118	1249924	1397415032	1168	1364224	1593413632
1119	1252161	1401168159	1169	1366561	1597509809
<b>1120</b>	1254400	1404928000	<b>1170</b>	1368900	1601613000
1121	1256641	1408694561	1171	1371241	1605723211
1122	1258884	1412467848	1172	1373584	1609840448
1123	1261129	1416247867	1173	1375929	1613964717
1124	1263376	1420034624	1174	1378276	1618096024
1125	1265625	1423828125	1175	1380625	1622234375
1126	1267876	1427628376	1176	1382976	1626379776
1127	1270129	1431435383	1177	1385329	1630532233
1128	1272384	1435249152	1178	1387684	1634691752
1129	1274641	1439069689	1179	1390041	1638858339
<b>1130</b>	1276900	1442897000	<b>1180</b>	1392400	1643032000
1131	1279161	1446731091	1181	1394761	1647212741
1132	1281424	1450571968	1182	1397124	1651400568
1133	1283689	1454419637	1183	1399489	1655595487
1134	1285956	1458274104	1184	1401856	1659797504
1135	1288225	1462135375	1185	1404225	1664006625
1136	1290496	1466003456	1186	1406596	1668222856
1137	1292769	1469878353	1187	1408969	1672446203
1138	1295044	1473760072	1188	1411344	1676676672
1139	1297321	1477648619	1189	1413721	1680914269
<b>1140</b>	1299600	1481544000	<b>1190</b>	1416100	1685159000
1141	1301881	1485446221	1191	1418481	1689410871
1142	1304164	1489355288	1192	1420864	1693669888
1143	1306449	1493271207	1193	1423249	1697936057
1144	1308736	1497193984	1194	1425636	1702209384
1145	1311025	1501123625	1195	1428025	1706489875
1146	1313316	1505060136	1196	1430416	1710777536
1147	1315609	1509003523	1197	1432809	1715072373
1148	1317904	1512953792	1198	1435204	1719374392
1149	1320201	1516910949	1199	1437601	1723683599
<b>1150</b>	1322500	1520875000	<b>1200</b>	1440000	1728000000

n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>	n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>
<b>1200</b>	1440000	1728000000	<b>1250</b>	1562500	1953125000
1201	1442401	1732323601	1251	1565001	1957816251
1202	1444804	1736654408	1252	1567504	1962515008
1203	1447209	1740992427	1253	1570009	1967221277
1204	1449616	1745337664	1254	1572516	1971935064
1205	1452025	1749690125	1255	1575025	1976656375
1206	1454436	1754049816	1256	1577536	1981385216
1207	1456849	1758416743	1257	1580049	1986121593
1208	1459264	1762790912	1258	1582564	1990865512
1209	1461681	1767172329	1259	1585081	1995616979
<b>1210</b>	1464100	1771561000	<b>1260</b>	1587600	2000376000
1211	1466521	1775956931	1261	1590121	2005142581
1212	1468944	1780360128	1262	1592644	2009916728
1213	1471369	1784770597	1263	1595169	2014698447
1214	1473796	1789188344	1264	1597696	2019487744
1215	1476225	1793613375	1265	1600225	2024284625
1216	1478656	1798045696	1266	1602756	2029089096
1217	1481089	1802485313	1267	1605289	2033901163
1218	1483524	1806932232	1268	1607824	2038720832
1219	1485961	1811386459	1269	1610361	2043548109
<b>1220</b>	1488400	1815848000	<b>1270</b>	1612900	2048383000
1221	1490841	1820316861	1271	1615441	2053225511
1222	1493284	1824793048	1272	1617984	2058075648
1223	1495729	1829276567	1273	1620529	2062933417
1224	1498176	1833767424	1274	1623076	2067798824
1225	1500625	1838265625	1275	1625625	2072671875
1226	1503076	1842771176	1276	1628176	2077552576
1227	1505529	1847284083	1277	1630729	2082440933
1228	1507984	1851804352	1278	1633284	2087336952
1229	1510441	1856331989	1279	1635841	2092240639
<b>1230</b>	1512900	1860867000	<b>1280</b>	1638400	2097152000
1231	1515361	1865409391	1281	1640961	2102071041
1232	1517824	1869959168	1282	1643524	2106997768
1233	1520289	1874516337	1283	1646089	2111932187
1234	1522756	1879080904	1284	1648656	2116874304
1235	1525225	1883652875	1285	1651225	2121824125
1236	1527696	1888232256	1286	1653796	2126781656
1237	1530169	1892819053	1287	1656369	2131746903
1238	1532644	1897413272	1288	1658944	2136719872
1239	1535121	1902014919	1289	1661521	2141700569
<b>1240</b>	1537600	1906624000	<b>1290</b>	1664100	2146689000
1241	1540081	1911240521	1291	1666681	2151685171
1242	1542564	1915864488	1292	1669264	2156689088
1243	1545049	1920495907	1293	1671849	2161700757
1244	1547536	1925134784	1294	1674436	2166720184
1245	1550025	1929781125	1295	1677025	2171747375
1246	1552516	1934434936	1296	1679616	2176782336
1247	1555009	1939096223	1297	1682209	2181825073
1248	1557504	1943764992	1298	1684804	2186875592
1249	1560001	1948441249	1299	1687401	2191933809
<b>1250</b>	1562500	1953125000	<b>1300</b>	1690000	2197000000

n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>	n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>
<b>1300</b>	1690000	2197000000	<b>1350</b>	1822500	2460375000
1301	1692601	2202073901	1351	1825201	2465846551
1302	1695204	2207155608	1352	1827904	2471326208
1303	1697809	2212245127	1353	1830609	2476813977
1304	1700416	2217342464	1354	1833316	2482309864
1305	1703025	2222447625	1355	1836025	2487813875
1306	1705636	2227560616	1356	1838736	2493326016
1307	1708249	2232681443	1357	1841449	2498846293
1308	1710864	2237810112	1358	1844164	2504374712
1309	1713481	2242946629	1359	1846881	2509911279
<b>1310</b>	1716100	2248091000	<b>1360</b>	1849600	2515456000
1311	1718721	2253243231	1361	1852321	2521008881
1312	1721344	2258403328	1362	1855044	2526569928
1313	1723969	2263571297	1363	1857769	2532139147
1314	1726596	2268747144	1364	1860496	2537716544
1315	1729225	2273930875	1365	1863225	2543302125
1316	1731856	2279122496	1366	1865956	2548895896
1317	1734489	2284322013	1367	1868689	2554497863
1318	1737124	2289529432	1368	1871424	2560108032
1319	1739761	2294744759	1369	1874161	2565726409
<b>1320</b>	1742400	2299968000	<b>1370</b>	1876900	2571353000
1321	1745041	2305199161	1371	1879641	2576987811
1322	1747684	2310438248	1372	1882384	2582630848
1323	1750329	2315685267	1373	1885129	2588282117
1324	1752976	2320940224	1374	1887876	2593941624
1325	1755625	2326203125	1375	1890625	2599609375
1326	1758276	2331473976	1376	1893376	2605285376
1327	1760929	2336752783	1377	1896129	2610969633
1328	1763584	2342039552	1378	1898884	2616662152
1329	1766241	2347334289	1379	1901641	2622362939
<b>1330</b>	1768900	2352637000	<b>1380</b>	1904400	2628072000
1331	1771561	2357947691	1381	1907161	2633789341
1332	1774224	2363266368	1382	1909924	2639514968
1333	1776889	2368593037	1383	1912689	2645248887
1334	1779556	2373927704	1384	1915456	2650991104
1335	1782225	2379270375	1385	1918225	2656741625
1336	1784896	2384621056	1386	1920996	2662500456
1337	1787569	2389979753	1387	1923769	2668267603
1338	1790244	2395346472	1388	1926544	2674043072
1339	1792921	2400721219	1389	1929321	2679826869
<b>1340</b>	1795600	2406104000	<b>1390</b>	1932100	2685619000
1341	1798281	2411494821	1391	1934881	2691419471
1342	1800964	2416893688	1392	1937664	2697228288
1343	1803649	2422300607	1393	1940449	2703045457
1344	1806336	2427715584	1394	1943236	2708870984
1345	1809025	2433138625	1395	1946025	2714704875
1346	1811716	2438569736	1396	1948816	2720547136
1347	1814409	2444008923	1397	1951609	2726397773
1348	1817104	2449456192	1398	1954404	2732256792
1349	1819801	2454911549	1399	1957201	2738124199
<b>1350</b>	1822500	2460375000	<b>1400</b>	1960000	2744000000

n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>	n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>
<b>1400</b>	1960000	2744000000	<b>1450</b>	2102500	3048625000
I401	1962801	2749884201	I451	2105401	3054936851
I402	1965604	2755776808	I452	2108304	3061257408
I403	1968409	2761677827	I453	2111209	3067586677
I404	1971216	2767587264	I454	2114116	3073924664
I405	1974025	2773505125	I455	2117025	3080271375
I406	1976836	2779431416	I456	2119936	3086626816
I407	1979649	2785366143	I457	2122849	3092990993
I408	1982464	2791309312	I458	2125764	3099363912
I409	1985281	2797260929	I459	2128681	3105745579
<b>1410</b>	1988100	2803221000	<b>1460</b>	2131600	3112136000
I411	1990921	2809189531	I461	2134521	3118535181
I412	1993744	2815166528	I462	2137444	3124943128
I413	1996569	2821151997	I463	2140369	3131359847
I414	1999396	2827145944	I464	2143296	3137785344
I415	2002225	2833148375	I465	2146225	3144219625
I416	2005056	2839159296	I466	2149156	3150662696
I417	2007889	2845178713	I467	2152089	3157114563
I418	2010724	2851206632	I468	2155024	3163575232
I419	2013561	2857243059	I469	2157961	3170044709
<b>1420</b>	2016400	2863288000	<b>1470</b>	2160900	3176523000
I421	2019241	2869341461	I471	2163841	3183010111
I422	2022084	2875403448	I472	2166784	3189506048
I423	2024929	2881473967	I473	2169729	3196010817
I424	2027776	2887553024	I474	2172676	3202524424
I425	2030625	2893640625	I475	2175625	3209046875
I426	2033476	2899736776	I476	2178576	3215578176
I427	2036329	2905841483	I477	2181529	3222118333
I428	2039184	2911954752	I478	2184484	3228667352
I429	2042041	2918076589	I479	2187441	3235225239
<b>1430</b>	2044900	2924207000	<b>1480</b>	2190400	3241792000
I431	2047761	2930345991	I481	2193361	3248367641
I432	2050624	2936493568	I482	2196324	3254952168
I433	2053489	2942649737	I483	2199289	3261545587
I434	2056356	2948814504	I484	2202256	3268147904
I435	2059225	2954987875	I485	2205225	3274759125
I436	2062096	2961169856	I486	2208196	3281379256
I437	2064969	2967360453	I487	2211169	3288008303
I438	2067844	2973559672	I488	2214144	3294646272
I439	2070721	2979767519	I489	2217121	3301293169
<b>1440</b>	2073600	2985984000	<b>1490</b>	2220100	3307949000
I441	2076481	2992209121	I491	2223081	3314613771
I442	2079364	2998442888	I492	2226064	3321287488
I443	2082249	3004685307	I493	2229049	3327970157
I444	2085136	3010936384	I494	2232036	3334661784
I445	2088025	3017196125	I495	2235025	3341362375
I446	2090916	3023464536	I496	2238016	3348071936
I447	2093809	3029741623	I497	2241009	3354790473
I448	2096704	3036027392	I498	2244004	3361517992
I449	2099601	3042321849	I499	2247001	3368254499
<b>1450</b>	2102500	3048625000	<b>1500</b>	2250000	3375000000

n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>	n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>
<b>1500</b>	2250000	3375000000	<b>1550</b>	2402500	3723875000
1501	2253001	3381754501	1551	2405601	3731087151
1502	2256004	3388518008	1552	2408704	3738308608
1503	2259009	3395290527	1553	2411809	3745539377
1504	2262016	3402072064	1554	2414916	3752779464
1505	2265025	3408862625	1555	2418025	3760028875
1506	2268036	3415662216	1556	2421136	3767287616
1507	2271049	3422470843	1557	2424249	3774555693
1508	2274064	3429288512	1558	2427364	3781833112
1509	2277081	3436115229	1559	2430481	3789119879
<b>1510</b>	2280100	3442951000	<b>1560</b>	2433600	3796416000
1511	2283121	3449795831	1561	2436721	3803721481
1512	2286144	3456649728	1562	2439844	3811036328
1513	2289169	3463512697	1563	2442969	3818360547
1514	2292196	3470384744	1564	2446096	3825694144
1515	2295225	3477265875	1565	2449225	3833037125
1516	2298256	3484156096	1566	2452356	3840389496
1517	2301289	3491055413	1567	2455489	3847751263
1518	2304324	3497963832	1568	2458624	3855122432
1519	2307361	3504881359	1569	2461761	3862503009
<b>1520</b>	2310400	3511808000	<b>1570</b>	2464900	3869893000
1521	2313441	3518743761	1571	2468041	3877292411
1522	2316484	3525688648	1572	2471184	3884701248
1523	2319529	3532642667	1573	2474329	3892119517
1524	2322576	3539605824	1574	2477476	3899547224
1525	2325625	3546578125	1575	2480625	3906984375
1526	2328676	3553559576	1576	2483776	3914430976
1527	2331729	3560550183	1577	2486929	3921887033
1528	2334784	3567549952	1578	2490084	3929352552
1529	2337841	3574558889	1579	2493241	3936827539
<b>1530</b>	2340900	3581577000	<b>1580</b>	2496400	3944312000
1531	2343961	3588604291	1581	2499561	3951805941
1532	2347024	3595640768	1582	2502724	3959309368
1533	2350089	3602686437	1583	2505889	3966822287
1534	2353156	3609741304	1584	2509056	3974344704
1535	2356225	3616805375	1585	2512225	3981876625
1536	2359296	3623878656	1586	2515396	3989418056
1537	2362369	3630961153	1587	2518569	3996969003
1538	2365444	3638052872	1588	2521744	4004529472
1539	2368521	3645153819	1589	2524921	4012099469
<b>1540</b>	2371600	3652264000	<b>1590</b>	2528100	4019679000
1541	2374681	3659383421	1591	2531281	4027268071
1542	2377764	3666512088	1592	2534464	4034866688
1543	2380849	3673650007	1593	2537649	4042474857
1544	2383936	3680797184	1594	2540836	4050092584
1545	2387025	36879533625	1595	2544025	4057719875
1546	2390116	3695119336	1596	2547216	4065356736
1547	2393209	3702294323	1597	2550409	4073003173
1548	2396304	3709478592	1598	2553604	4080659192
1549	2399401	3716672149	1599	2556801	4088324799
<b>1550</b>	2402500	3723875000	<b>1600</b>	2560000	4096000000

n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>	n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>
<b>1600</b>	2560000	4096000000	<b>1650</b>	2722500	4492125000
I601	2563201	4103684801	I651	2725801	4500297451
I602	2566404	4111379208	I652	2729104	4508479808
I603	2569609	4119083227	I653	2732409	4516672077
I604	2572816	4126796864	I654	2735716	4524874264
I605	2576025	4134520125	I655	2739025	4533086375
I606	2579236	4142253016	I656	2742336	4541308416
I607	2582449	4149995543	I657	2745649	4549540393
I608	2585664	4157747712	I658	2748964	4557782312
I609	2588881	4165509529	I659	2752281	4566034179
<b>1610</b>	2592100	4173281000	<b>1660</b>	2755600	4574296000
I611	2595321	4181062131	I661	2758921	4582567781
I612	2598544	4188852928	I662	2762244	4590849528
I613	2601769	4196653397	I663	2765569	4599141247
I614	2604996	4204463544	I664	2768896	4607442944
I615	2608225	4212283375	I665	2772225	4615754625
I616	2611456	4220112896	I666	2775556	4624076296
I617	2614689	4227952113	I667	2778889	4632407963
I618	2617924	4235801032	I668	2782224	4640749632
I619	2621161	4243659659	I669	2785561	4649101309
<b>1620</b>	2624400	4251528000	<b>1670</b>	2788900	4657463000
I621	2627641	4259406061	I671	2792241	4665834711
I622	2630884	4267293848	I672	2795584	4674216448
I623	2634129	4275191367	I673	2798929	4682608217
I624	2637376	4283098624	I674	2802276	4691010024
I625	2640625	4291015625	I675	2805625	4699421875
I626	2643876	4298942376	I676	2808976	4707843776
I627	2647129	4306878883	I677	2812329	4716275733
I628	2650384	4314825152	I678	2815684	4724717752
I629	2653641	4322781189	I679	2819041	4733169839
<b>1630</b>	2656900	4330747000	<b>1680</b>	2822400	4741632000
I631	2660161	4338722591	I681	2825761	4750104241
I632	2663424	4346707968	I682	2829124	4758586568
I633	2666689	4354703137	I683	2832489	4767078987
I634	2669956	4362708104	I684	2835856	4775581504
I635	2673225	4370722875	I685	2839225	4784094125
I636	2676496	4378747456	I686	2842596	4792616856
I637	2679769	4386781853	I687	2845969	4801149703
I638	2683044	4394826072	I688	2849344	4809692672
I639	2686321	4402880119	I689	2852721	4818245769
<b>1640</b>	2689600	4410944000	<b>1690</b>	2856100	4826809000
I641	2692881	4419017721	I691	2859481	4835382371
I642	2696164	4427101288	I692	2862864	4843965888
I643	2699449	4435194707	I693	2866249	4852559557
I644	2702736	4443297984	I694	2869636	4861163384
I645	2706025	4451411125	I695	2873025	4869777375
I646	2709316	4459534136	I696	2876416	4878401536
I647	2712609	4467667023	I697	2879809	4887035873
I648	2715904	4475809792	I698	2883204	4895680392
I649	2719201	4483962449	I699	2886601	4904335099
<b>1650</b>	2722500	4492125000	<b>1700</b>	2890000	4913000000

n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>	n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>
<b>1700</b>	2890000	4913000000	<b>1750</b>	3062500	5359375000
1701	2893401	4921675101	1751	3066001	5368567751
1702	2896804	4930360408	1752	3069504	5377771008
1703	2900209	4939055927	1753	3073009	5386984777
1704	2903616	4947761664	1754	3076516	5396209064
1705	2907025	4956477625	1755	3080025	5405443875
1706	2910436	4965203816	1756	3083536	5414689216
1707	2913849	4973940243	1757	3087049	5423945093
1708	2917264	4982686692	1758	3090564	5433211512
1709	2920681	4991443829	1759	3094081	5442488479
<b>1710</b>	2924100	5000211000	<b>1760</b>	3097600	5451776000
1711	2927521	5008988431	1761	3101121	5461074081
1712	2930944	5017776128	1762	3104644	5470382728
1713	2934369	5026574097	1763	3108169	5479701947
1714	2937796	5035382344	1764	3111696	5489031744
1715	2941225	5044200875	1765	3115225	5498372125
1716	2944656	5053029696	1766	3118756	5507723096
1717	2948089	5061868813	1767	3122289	5517084663
1718	2951524	5070718232	1768	3125824	5526456832
1719	2954961	5079577959	1769	3129361	5535839609
<b>1720</b>	2958400	5088448000	<b>1770</b>	3132900	5545233000
1721	2961841	5097328361	1771	3136441	5554637011
1722	2965284	5106219048	1772	3139984	5564051648
1723	2968729	5115120067	1773	3143529	5573476917
1724	2972176	5124031424	1774	3147076	5582912824
1725	2975625	5132953125	1775	3150625	5592359375
1726	2979076	5141885176	1776	3154176	5601816576
1727	2982529	5150827583	1777	3157729	5611284433
1728	2985984	5159780352	1778	3161284	5620762952
1729	2989441	5168743489	1779	3164841	5630252139
<b>1730</b>	2992900	5177717000	<b>1780</b>	3168400	5639752000
1731	2996361	5186700891	1781	3171961	5649262541
1732	2999824	5195695168	1782	3175524	5658783768
1733	3003289	5204699837	1783	3179089	5668315687
1734	3006756	5213714904	1784	3182656	5677858304
1735	3010225	5222740375	1785	3186225	5687411625
1736	3013696	5231776256	1786	3189796	5696975656
1737	3017169	5240822553	1787	3193369	5706550403
1738	3020644	5249879272	1788	3196944	5716135872
1739	3024121	5258946419	1789	3200521	5725732069
<b>1740</b>	3027600	5268024000	<b>1790</b>	3204100	5735339000
1741	3031081	5277112021	1791	3207681	5744956671
1742	3034564	5286210488	1792	3211264	5754585088
1743	3038049	5295319407	1793	3214849	5764224257
1744	3041536	5304438784	1794	3218436	5773874184
1745	3045025	5313568625	1795	3222025	5783534875
1746	3048516	5322708936	1796	3225616	5793206336
1747	3052009	5331859723	1797	3229209	5802888573
1748	3055504	5341020992	1798	3232804	5812581592
1749	3059001	5350192749	1799	3236401	5822285399
<b>1750</b>	3062500	5359375000	<b>1800</b>	3240000	5832000000

n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>	n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>
<b>1800</b>	3240000	5832000000	<b>1850</b>	3422500	<b>6331625000</b>
1801	3243601	5841725401	1851	3426201	6341898051
1802	3247204	5851461608	1852	3429904	6352182208
1803	3250809	5861208627	1853	3433609	6362477477
1804	3254416	5870966464	1854	3437316	6372783864
1805	3258025	5880735125	1855	3441025	6383101375
1806	3261636	5890514616	1856	3444736	6393430016
1807	3265249	5900304943	1857	3448449	6403769793
1808	3268864	5910106112	1858	3452164	6414120712
1809	3272481	5919918129	1859	3455881	6424482779
<b>1810</b>	3276100	5929741000	<b>1860</b>	3459600	6434856000
1811	3279721	5939574731	1861	3463321	6445240381
1812	3283344	5949419328	1862	3467044	6455635928
1813	3286969	5959274797	1863	3470769	6466042647
1814	3290596	5969141144	1864	3474496	6476460544
1815	3294225	5979018375	1865	3478225	6486889625
1816	3297856	5988906496	1866	3481956	6497329896
1817	3301489	5998805513	1867	3485689	6507781363
1818	3305124	6008715432	1868	3489424	6518244032
1819	3308761	6018636259	1869	3493161	6528717909
<b>1820</b>	3312400	6028568000	<b>1870</b>	3496900	6539203000
1821	3316041	6038510661	1871	3500641	6549699311
1822	3319684	6048464248	1872	3504384	6560206848
1823	3323329	6058428767	1873	3508129	6570725617
1824	3326976	6068404224	1874	3511876	6581255624
1825	3330625	6078390625	1875	3515625	6591796875
1826	3334276	6088387976	1876	3519376	6602349376
1827	3337929	6098396283	1877	3523129	6612913133
1828	3341584	6108415552	1878	3526884	6623488152
1829	3345241	6118445789	1879	3530641	6634074439
<b>1830</b>	3348900	6128487000	<b>1880</b>	3534400	6644672000
1831	3352561	6138539191	1881	3538161	6655280841
1832	3356224	6148602368	1882	3541924	6665900968
1833	3359889	6158676537	1883	3545689	6676532387
1834	3363556	6168761704	1884	3549456	6687175104
1835	3367225	6178857875	1885	3553225	6697829125
1836	3370896	6188965056	1886	3556996	6708494456
1837	3374569	6199083253	1887	3560769	6719171103
1838	3378244	6209212472	1888	3564544	6729859072
1839	3381921	6219352719	1889	3568321	6740558369
<b>1840</b>	3385600	6229504000	<b>1890</b>	3572100	6751269000
1841	3389281	6239666321	1891	3575881	6761990971
1842	3392964	6249839688	1892	3579664	6772724288
1843	3396649	6260024107	1893	3583449	6783468957
1844	3400336	6270219584	1894	3587236	6794224984
1845	3404025	6280426125	1895	3591025	6804992375
1846	3407716	6290643736	1896	3594816	6815771136
1847	3411409	6300872423	1897	3598609	6826561273
1848	3415104	6311112192	1898	3602404	6837362792
1849	3418801	6321363049	1899	3606201	6848175699
<b>1850</b>	3422500	6331625000	<b>1900</b>	3610000	6850000000

n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>	n	n <sup>2</sup>	n <sup>3</sup>
<b>1900</b>	3610000	6859000000	<b>1950</b>	3802500	7414875000
I901	3613801	6869835701	I951	3806401	7426288351
I902	3617604	6880682808	I952	3810304	7437713408
I903	3621409	6891541327	I953	3814209	7449150177
I904	3625216	6902411264	I954	3818116	7460598664
I905	3629025	6913292625	I955	3822025	7472058875
I906	3632836	6924185416	I956	3825936	7483530816
I907	3636649	6935089643	I957	3829849	7495014493
I908	3640464	6946005312	I958	3833764	7506509912
I909	3644281	6956932429	I959	3837681	7518017079
<b>1910</b>	3648100	6967871000	<b>1960</b>	3841600	7529536000
I911	3651921	6978821031	I961	3845521	7541066681
I912	3655744	6989782528	I962	3849444	7552609128
I913	3659569	7000755497	I963	3853369	7564163347
I914	3663396	7011739944	I964	3857296	7575729344
I915	3667225	7022735875	I965	3861225	7587307125
I916	3671056	7033743296	I966	3865156	7598896696
I917	3674889	7044762213	I967	3869089	7610498063
I918	3678724	7055792632	I968	3873024	7622111232
I919	3682561	7066834559	I969	3876961	7633736209
<b>1920</b>	3686400	7077888000	<b>1970</b>	3880900	7645373000
I921	3690241	7088952961	I971	3884841	7657021611
I922	3694084	7100029448	I972	3888784	7668682048
I923	3697929	7111111747	I973	3892729	7680354317
I924	3701776	7122217024	I974	3896676	7692038424
I925	3705625	7133328125	I975	3900625	7703734375
I926	3709476	7144445076	I976	3904576	7715442176
I927	3713329	7155584983	I977	3908529	7727161833
I928	3717184	7166730752	I978	3912484	7738893352
I929	3721041	7177888089	I979	3916441	7750636739
<b>1930</b>	3724900	7189057000	<b>1980</b>	3920400	7762392000
I931	3728761	7200237491	I981	3924361	7774159141
I932	3732624	7211429568	I982	3928324	7785938168
I933	3736489	7222633237	I983	3932289	7797729087
I934	3740356	7233848500	I984	3936256	78095531904
I935	3744225	7245075375	I985	3940225	7821346625
I936	3748096	7256313856	I986	3944196	7833173256
I937	3751969	7267563953	I987	3948169	7845011803
I938	3755844	7278825672	I988	3952144	7856862272
I939	3759721	7290099019	I989	3956121	7868724669
<b>1940</b>	3763600	7301384000	<b>1990</b>	3960100	7880599000
I941	3767481	7312680621	I991	3964081	7892485271
I942	3771364	7323988888	I992	3968064	7904383488
I943	3775249	7335308807	I993	3972049	7916293657
I944	3779136	7346640384	I994	3976036	7928215784
I945	3783025	7357983625	I995	3980025	7940149875
I946	3786916	7369338536	I996	3984016	7952095936
I947	3790809	7380705123	I997	3988009	7964053973
I948	3794704	7392082339	I998	3992004	7976023992
I949	3798601	7403473349	I999	3996001	7988005999
<b>1950</b>	3802500	7414875000	<b>2000</b>	4000000	8000000000

Grad	Sinus							
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01454	0,01745	89
1	0,01745	0,02036	0,02327	0,02618	0,02908	0,03199	0,03490	88
2	0,03490	0,03781	0,04071	0,04362	0,04653	0,04943	0,05234	87
3	0,05234	0,05524	0,05814	0,06105	0,06395	0,06685	0,06976	86
4	0,06976	0,07266	0,07556	0,07846	0,08136	0,08426	0,08716	85
5	0,08716	0,09005	0,09295	0,09585	0,09874	0,10164	0,10453	84
6	0,10453	0,10742	0,11031	0,11320	0,11609	0,11898	0,12187	83
7	0,12187	0,12476	0,12764	0,13053	0,13341	0,13629	0,13917	82
8	0,13917	0,14205	0,14493	0,14781	0,15069	0,15356	0,15643	81
9	0,15643	0,15931	0,16218	0,16505	0,16792	0,17078	0,17365	80
10	0,17365	0,17651	0,17937	0,18224	0,18509	0,18795	0,19081	79
11	0,19081	0,19366	0,19652	0,19937	0,20222	0,20507	0,20791	78
12	0,20791	0,21076	0,21360	0,21644	0,21928	0,22212	0,22495	77
13	0,22495	0,22778	0,23062	0,23345	0,23627	0,23910	0,24192	76
14	0,24192	0,24474	0,24756	0,25038	0,25320	0,25601	0,25882	75
15	0,25882	0,26163	0,26443	0,26724	0,27004	0,27284	0,27564	74
16	0,27564	0,27843	0,28123	0,28402	0,28680	0,28959	0,29237	73
17	0,29237	0,29515	0,29793	0,30071	0,30348	0,30625	0,30902	72
18	0,30902	0,31178	0,31454	0,31730	0,32006	0,32282	0,32557	71
19	0,32557	0,32832	0,33106	0,33381	0,33655	0,33929	0,34202	70
20	0,34202	0,34475	0,34748	0,35021	0,35293	0,35565	0,35837	69
21	0,35837	0,36108	0,36379	0,36650	0,36921	0,37191	0,37461	68
22	0,37461	0,37730	0,37999	0,38268	0,38537	0,38805	0,39073	67
23	0,39073	0,39341	0,39608	0,39875	0,40142	0,40408	0,40674	66
24	0,40674	0,40939	0,41204	0,41469	0,41734	0,41998	0,42262	65
25	0,42262	0,42525	0,42788	0,43051	0,43313	0,43575	0,43837	64
26	0,43837	0,44098	0,44359	0,44620	0,44880	0,45140	0,45399	63
27	0,45399	0,45658	0,45917	0,46175	0,46433	0,46690	0,46947	62
28	0,46947	0,47204	0,47460	0,47716	0,47971	0,48226	0,48481	61
29	0,48481	0,48735	0,48989	0,49242	0,49495	0,49748	0,50000	60
30	0,50000	0,50252	0,50503	0,50754	0,51004	0,51254	0,51504	59
31	0,51504	0,51753	0,52002	0,52250	0,52498	0,52745	0,52992	58
32	0,52992	0,53238	0,53484	0,53730	0,53975	0,54220	0,54464	57
33	0,54464	0,54708	0,54951	0,55194	0,55436	0,55678	0,55919	56
34	0,55919	0,56160	0,56401	0,56641	0,56880	0,57119	0,57358	55
35	0,57358	0,57596	0,57833	0,58070	0,58307	0,58543	0,58779	54
36	0,58779	0,59014	0,59248	0,59482	0,59716	0,59949	0,60182	53
37	0,60182	0,60414	0,60645	0,60876	0,61107	0,61337	0,61566	52
38	0,61566	0,61795	0,62024	0,62251	0,62479	0,62706	0,62932	51
39	0,62932	0,63158	0,63383	0,63608	0,63832	0,64056	0,64279	50
40	0,64279	0,64501	0,64723	0,64945	0,65166	0,65386	0,65606	49
41	0,65606	0,65825	0,66044	0,66262	0,66480	0,66697	0,66913	48
42	0,66913	0,67129	0,67344	0,67559	0,67773	0,67987	0,68200	47
43	0,68200	0,68412	0,68624	0,68835	0,69046	0,69256	0,69466	46
44	0,69466	0,69675	0,69883	0,70091	0,70298	0,70505	0,70711	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
Cosinus								

Grad	Cosinus							
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	1,00000	1,00000	0,99998	0,99996	0,99993	0,99989	0,99985	89
1	0,99985	0,99979	0,99973	0,99966	0,99958	0,99949	0,99939	88
2	0,99939	0,99929	0,99917	0,99905	0,99892	0,99878	0,99863	87
3	0,99863	0,99847	0,99831	0,99813	0,99795	0,99776	0,99756	86
4	0,99756	0,99736	0,99714	0,99692	0,99668	0,99644	0,99619	85
5	0,99619	0,99594	0,99567	0,99540	0,99511	0,99482	0,99452	84
6	0,99452	0,99421	0,99390	0,99357	0,99324	0,99290	0,99255	83
7	0,99255	0,99219	0,99182	0,99144	0,99106	0,99067	0,99027	82
8	0,99027	0,98986	0,98944	0,98902	0,98858	0,98814	0,98769	81
9	0,98769	0,98723	0,98676	0,98629	0,98580	0,98531	0,98481	80
10	0,98481	0,98430	0,98378	0,98325	0,98272	0,98218	0,98163	79
11	0,98163	0,98107	0,98050	0,97992	0,97934	0,97875	0,97815	78
12	0,97815	0,97754	0,97692	0,97630	0,97566	0,97502	0,97437	77
13	0,97437	0,97371	0,97304	0,97237	0,97169	0,97100	0,97030	76
14	0,97030	0,96959	0,96887	0,96815	0,96742	0,96667	0,96593	75
15	0,96593	0,96517	0,96440	0,96363	0,96285	0,96206	0,96126	74
16	0,96126	0,96046	0,95964	0,95882	0,95799	0,95715	0,95630	73
17	0,95630	0,95545	0,95459	0,95372	0,95284	0,95195	0,95106	72
18	0,95106	0,95015	0,94924	0,94832	0,94740	0,94646	0,94552	71
19	0,94552	0,94457	0,94361	0,94264	0,94167	0,94068	0,93969	70
20	0,93969	0,93869	0,93769	0,93667	0,93565	0,93462	0,93358	69
21	0,93358	0,93253	0,93148	0,93042	0,92935	0,92827	0,92718	68
22	0,92718	0,92609	0,92499	0,92388	0,92276	0,92164	0,92050	67
23	0,92050	0,91936	0,91822	0,91706	0,91590	0,91472	0,91355	66
24	0,91355	0,91236	0,91116	0,90996	0,90875	0,90753	0,90631	65
25	0,90631	0,90507	0,90383	0,90259	0,90133	0,90007	0,89879	64
26	0,89879	0,89752	0,89623	0,89493	0,89363	0,89232	0,89101	63
27	0,89101	0,88968	0,88835	0,88701	0,88566	0,88431	0,88295	62
28	0,88295	0,88158	0,88020	0,87882	0,87743	0,87603	0,87462	61
29	0,87462	0,87321	0,87178	0,87036	0,86892	0,86748	0,86603	60
30	0,86603	0,86457	0,86310	0,86163	0,86015	0,85866	0,85717	59
31	0,85717	0,85567	0,85416	0,85264	0,85112	0,84959	0,84805	58
32	0,84805	0,84650	0,84495	0,84339	0,84182	0,84025	0,83867	57
33	0,83867	0,83708	0,83549	0,83389	0,83228	0,83066	0,82904	56
34	0,82904	0,82741	0,82577	0,82413	0,82248	0,82082	0,81915	55
35	0,81915	0,81748	0,81580	0,81412	0,81242	0,81072	0,80902	54
36	0,80902	0,80730	0,80558	0,80386	0,80212	0,80038	0,79864	53
37	0,79864	0,79688	0,79512	0,79335	0,79158	0,78980	0,78801	52
38	0,78801	0,78622	0,78442	0,78261	0,78079	0,77897	0,77715	51
39	0,77715	0,77531	0,77347	0,77162	0,76977	0,76791	0,76604	50
40	0,76604	0,76417	0,76229	0,76041	0,75851	0,75661	0,75471	49
41	0,75471	0,75280	0,75088	0,74896	0,74703	0,74509	0,74314	48
42	0,74314	0,74120	0,73924	0,73728	0,73531	0,73333	0,73135	47
43	0,73135	0,72937	0,72737	0,72537	0,72337	0,72136	0,71934	46
44	0,71934	0,71732	0,71529	0,71325	0,71121	0,70916	0,70711	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
Sinus								

Grad	Tangens							
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01455	0,01746	89
1	0,01746	0,02036	0,02328	0,02619	0,02910	0,03201	0,03492	88
2	0,03492	0,03783	0,04075	0,04366	0,04658	0,04949	0,05241	87
3	0,05241	0,05533	0,05824	0,06116	0,06408	0,06700	0,06993	86
4	0,06993	0,07285	0,07578	0,07870	0,08163	0,08456	0,08749	85
5	0,08749	0,09042	0,09335	0,09629	0,09923	0,10216	0,10510	84
6	0,10510	0,10805	0,11099	0,11394	0,11688	0,11983	0,12278	83
7	0,12278	0,12574	0,12869	0,13165	0,13461	0,13758	0,14054	82
8	0,14054	0,14351	0,14648	0,14945	0,15243	0,15540	0,15838	81
9	0,15838	0,16137	0,16435	0,16734	0,17033	0,17333	0,17633	80
10	0,17633	0,17933	0,18233	0,18534	0,18835	0,19136	0,19438	79
11	0,19438	0,19740	0,20042	0,20345	0,20648	0,20952	0,21256	78
12	0,21256	0,21560	0,21864	0,22169	0,22475	0,22781	0,23087	77
13	0,23087	0,23393	0,23700	0,24008	0,24316	0,24624	0,24933	76
14	0,24933	0,25242	0,25552	0,25862	0,26172	0,26483	0,26795	75
15	0,26795	0,27107	0,27419	0,27732	0,28046	0,28360	0,28675	74
16	0,28675	0,28990	0,29305	0,29621	0,29938	0,30255	0,30573	73
17	0,30573	0,30891	0,31210	0,31530	0,31850	0,32171	0,32492	72
18	0,32492	0,32814	0,33136	0,33460	0,33783	0,34108	0,34433	71
19	0,34433	0,34758	0,35085	0,35412	0,35740	0,36068	0,36397	70
20	0,36397	0,36727	0,37057	0,37388	0,37720	0,38053	0,38386	69
21	0,38386	0,38721	0,39055	0,39391	0,39727	0,40065	0,40403	68
22	0,40403	0,40741	0,41081	0,41421	0,41763	0,42105	0,42447	67
23	0,42447	0,42791	0,43136	0,43481	0,43828	0,44175	0,44523	66
24	0,44523	0,44872	0,45222	0,45573	0,45924	0,46277	0,46631	65
25	0,46631	0,46985	0,47341	0,47698	0,48055	0,48414	0,48773	64
26	0,48773	0,49134	0,49495	0,49858	0,50222	0,50587	0,50953	63
27	0,50953	0,51320	0,51688	0,52057	0,52427	0,52798	0,53171	62
28	0,53171	0,53545	0,53920	0,54296	0,54673	0,55051	0,55431	61
29	0,55431	0,55812	0,56194	0,56577	0,56962	0,57348	0,57735	60
30	0,57735	0,58124	0,58513	0,58905	0,59297	0,59691	0,60086	59
31	0,60086	0,60483	0,60881	0,61280	0,61681	0,62083	0,62487	58
32	0,62487	0,62892	0,63299	0,63707	0,64117	0,64528	0,64941	57
33	0,64941	0,65355	0,65771	0,66189	0,66608	0,67028	0,67451	56
34	0,67451	0,67875	0,68301	0,68728	0,69157	0,69588	0,70021	55
35	0,70021	0,70455	0,70891	0,71329	0,71769	0,72211	0,72654	54
36	0,72654	0,73100	0,73547	0,73996	0,74447	0,74900	0,75355	53
37	0,75355	0,75812	0,76272	0,76733	0,77196	0,77661	0,78129	52
38	0,78129	0,78598	0,79070	0,79544	0,80020	0,80498	0,80978	51
39	0,80978	0,81461	0,81946	0,82434	0,82923	0,83415	0,83910	50
40	0,83910	0,84407	0,84906	0,85408	0,85912	0,86419	0,86929	49
41	0,86929	0,87441	0,87955	0,88473	0,88992	0,89515	0,90040	48
42	0,90040	0,90569	0,91099	0,91633	0,92171	0,92709	0,93252	47
43	0,93252	0,93797	0,94345	0,94896	0,95451	0,96008	0,96569	46
44	0,96569	0,97133	0,97700	0,98270	0,98843	0,99420	1,00000	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
Cotangens								

Grad	Cotangens							Grad
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	∞	343,77371	171,88540	114,58865	85,93979	68,75009	57,28996	89
1	57,28996	49,10388	42,96408	38,18846	34,36777	31,24158	28,63625	88
2	28,63625	26,43160	24,54176	22,90377	21,47040	20,20555	19,08114	87
3	19,08114	18,07498	17,16934	16,34986	15,60478	14,92442	14,30067	86
4	14,30067	13,72674	13,19688	12,70621	12,25051	11,82617	11,43005	85
5	11,43005	11,05943	10,71191	10,38540	10,07803	9,78817	9,51436	84
6	9,51436	9,25530	9,00983	8,77689	8,55555	8,34496	8,14435	83
7	8,14435	7,95302	7,77035	7,59575	7,42871	7,26873	7,11537	82
8	7,11537	6,96823	6,82694	6,69116	6,56055	6,43484	6,31375	81
9	6,31375	6,19703	6,08444	5,97576	5,87080	5,76937	5,67128	80
10	5,67128	5,57638	5,48451	5,39552	5,30928	5,22566	5,14455	79
11	5,14455	5,06584	4,98940	4,91516	4,84300	4,77286	4,70463	78
12	4,70463	4,63825	4,57363	4,51071	4,44942	4,38969	4,33148	77
13	4,33148	4,27471	4,21933	4,16530	4,11256	4,06107	4,01078	76
14	4,01078	3,96165	3,91364	3,86671	3,82083	3,77595	3,73205	75
15	3,73205	3,68909	3,64705	3,60588	3,56557	3,52609	3,48741	74
16	3,48741	3,44951	3,41236	3,37594	3,34023	3,30521	3,27085	73
17	3,27085	3,23714	3,20406	3,17159	3,13972	3,10842	3,07768	72
18	3,07768	3,04749	3,01782	2,98869	2,96004	2,93189	2,90421	71
19	2,90421	2,87700	2,85023	2,82391	2,79802	2,77254	2,74748	70
20	2,74748	2,72281	2,69853	2,67462	2,65109	2,62791	2,60509	69
21	2,60509	2,58261	2,56046	2,53865	2,51715	2,49597	2,47509	68
22	2,47509	2,45451	2,43422	2,41421	2,39449	2,37504	2,35585	67
23	2,35585	2,33693	2,31826	2,29984	2,28167	2,26374	2,24604	66
24	2,24604	2,22857	2,21132	2,19430	2,17749	2,16090	2,14451	65
25	2,14451	2,12832	2,11233	2,09654	2,08094	2,06553	2,05030	64
26	2,05030	2,03526	2,02039	2,00569	1,99116	1,97680	1,96261	63
27	1,96261	1,94858	1,93470	1,92098	1,90741	1,89400	1,88073	62
28	1,88073	1,86760	1,85462	1,84177	1,82906	1,81649	1,80405	61
29	1,80405	1,79174	1,77955	1,76749	1,75556	1,74375	1,73205	60
30	1,73205	1,72047	1,70901	1,69766	1,68643	1,67530	1,66428	59
31	1,66428	1,65337	1,64256	1,63185	1,62125	1,61074	1,60033	58
32	1,60033	1,59002	1,57981	1,56969	1,55966	1,54972	1,53987	57
33	1,53987	1,53010	1,52043	1,51084	1,50133	1,49190	1,48256	56
34	1,48256	1,47330	1,46411	1,45501	1,44598	1,43703	1,42815	55
35	1,42815	1,41934	1,41061	1,40195	1,39336	1,38484	1,37638	54
36	1,37638	1,36800	1,35968	1,35142	1,34323	1,33511	1,32704	53
37	1,32704	1,31904	1,31110	1,30323	1,29541	1,28764	1,27994	52
38	1,27994	1,27230	1,26471	1,25717	1,24969	1,24227	1,23490	51
39	1,23490	1,22758	1,22031	1,21310	1,20593	1,19882	1,19175	50
40	1,19175	1,18474	1,17777	1,17085	1,16398	1,15715	1,15037	49
41	1,15037	1,14363	1,13694	1,13029	1,12369	1,11713	1,11061	48
42	1,11061	1,10414	1,09770	1,09131	1,08496	1,07864	1,07237	47
43	1,07237	1,06613	1,05994	1,05378	1,04766	1,04158	1,03553	46
44	1,03553	1,02952	1,02355	1,01761	1,01170	1,00583	1,00000	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
Tangens								

4. Binomialkoeffizienten  $\binom{n}{1}$  bis  $\binom{n}{15}$ .

n	$\binom{n}{0}$	$\binom{n}{1}$	$\binom{n}{2}$	$\binom{n}{3}$	$\binom{n}{4}$	$\binom{n}{5}$	$\binom{n}{6}$	$\binom{n}{7}$	$\binom{n}{8}$	$\binom{n}{9}$	$\binom{n}{10}$	$\binom{n}{11}$	$\binom{n}{12}$	$\binom{n}{13}$	$\binom{n}{14}$	$\binom{n}{15}$
1	1	1														
2	1	2	1													
3	1	3	3	1												
4	1	4	6	4	1											
5	1	5	10	10	5	1										
6	1	6	15	20	15	6	1									
7	1	7	21	35	35	21	7	1								
8	1	8	28	56	70	56	28	8	1							
9	1	9	36	84	126	126	84	36	9	1						
10	1	10	45	120	210	252	210	120	45	10	1					
11	1	11	55	165	330	462	462	330	165	55	11	1				
12	1	12	66	220	495	792	924	792	495	220	66	12	1			
13	1	13	78	286	715	1287	1716	1716	1287	715	286	78	13	1		
14	1	14	91	364	1001	2002	3003	3432	3003	2002	1001	364	91	14	1	
15	1	15	105	455	1365	3003	5005	6435	6435	5005	3003	1365	455	105	15	1

## 5. Quadrat- und Kubikwurzeln einiger Brüche.

n	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	n	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	n	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	n	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
$\frac{1}{2}$	0,57735	0,69336	$\frac{1}{2}$	0,37796	0,52276	$\frac{1}{4}$	0,35355	0,50000	$\frac{1}{8}$	0,66667	0,76314
$\frac{1}{3}$	0,81650	0,87358	$\frac{2}{3}$	0,53452	0,65863	$\frac{1}{9}$	0,61237	0,72112	$\frac{1}{27}$	0,71536	0,82207
$\frac{1}{4}$	0,50000	0,62996	$\frac{1}{2}$	0,65465	0,75395	$\frac{1}{16}$	0,79057	0,85499	$\frac{1}{64}$	0,88192	0,91964
$\frac{1}{5}$	0,86603	0,90856	$\frac{3}{5}$	0,75593	0,82985	$\frac{1}{25}$	0,93541	0,95647	$\frac{1}{125}$	0,28868	0,43679
$\frac{1}{6}$	0,40825	0,53132	$\frac{2}{3}$	0,84515	0,89390	$\frac{1}{36}$	0,35333	0,48075	$\frac{1}{216}$	0,64550	0,74690
$\frac{1}{8}$	0,91287	0,94104	$\frac{1}{2}$	0,92582	0,94991	$\frac{1}{64}$	0,47140	0,60571	$\frac{1}{512}$	0,76376	0,83555

## 6. Einige wichtigere Zahlenwerte.

$\pi$  = Ludolphsche Zahl = 3,141592653589793...

$g$  = Beschleunigung durch die Schwere = 9,81 m/sec = 32,16 Fuß engl./sek.

$e$  = Grundzahl der natürlichen (hyperbolisch.) Logarithmen<sup>1)</sup> = 2,7182818284590452353...

Größe	n	log n	Größe	n	log n	Größe	n	log n
$\pi$	3,1415927	0,49715	$\pi^2 : 4$	2,4674011	0,39224	$g$	9,81	0,99167
$2\pi$	6,2831853	0,79818	$\pi\sqrt{2}$	4,4428329	0,64767	$g^2$	96,2361	1,98334
$3\pi$	9,1247780	0,97427	$\pi : \sqrt{2}$	2,221142	0,34663	$\sqrt{g}$	3,1320919	0,49583
$\pi : 2$	1,5707963	0,19612	$2\sqrt{\pi}$	3,514908	0,54960	$1 : 2g$	0,050968	0,70730 - 2
$\pi : 3$	1,0471976	0,02003	$\sqrt{2\pi}$	2,506628	0,39909	$2\sqrt{g}$	6,261184	0,79686
$\pi : 4$	0,7853982	0,89509 - 1	$\sqrt{\pi : 2}$	1,253311	0,09806	$\sqrt{2g}$	4,429417	0,64635
$\pi^2$	9,8696044	0,99430	$\sqrt{2 : \pi}$	0,797885	0,90194 - 1	$\pi\sqrt{g}$	9,839757	0,99298
$\pi^3$	31,006277	1,49115	$\sqrt{3 : \pi}$	0,977205	0,98998 - 1	$\pi\sqrt{2g}$	13,91536	1,14350
$1 : \pi$	0,318310	0,50285 - 1	$\sqrt{2\pi}$	1,845261	0,26606	$\pi : \sqrt{g}$	1,003033	0,00132
$1 : \pi^2$	0,101321	0,00570 - 1	$\sqrt{\pi : 2}$	1,162447	0,06537	$\pi : \sqrt{2g}$	0,709252	0,85080 - 1
$1 : \pi^3$	0,032252	0,50856 - 2	$\sqrt{\pi : 4}$	0,922633	0,96503 - 1	$e$	2,718282	0,43429
$\sqrt{\pi}$	1,7724539	0,24857	$\sqrt{2 : \pi}$	0,860254	0,93463 - 1	$e^2$	7,389056	0,86859
$\sqrt[3]{\pi}$	1,1645919	0,16572	$\sqrt{3 : \pi}$	0,984745	0,99332 - 1	$1 : e$	0,367879	0,56571 - 1
$\pi : \sqrt{\pi}$	5,5683280	0,74572	$\sqrt{\pi^2}$	2,145029	0,33144	$1 : e^2$	0,135335	0,13141 - 1
$\pi : \sqrt[3]{\pi}$	4,6011511	0,66287	$\pi : \sqrt{\pi^3}$	6,738808	0,82859	$\sqrt{e}$	1,648721	0,21715
$4\pi^2$	39,478413	1,59636				$\sqrt[3]{e}$	1,395612	0,14476

<sup>1)</sup> Jeder natürliche Logarithmus wird in einen Briggschen verwandelt durch Multiplikation mit 0,434294481903 (Modulus des Briggschen Systems =  $M$  = Briggscher Logarithmus der Grundzahl  $e = \lg e$ , d. h.  $10 = 2,71828 \dots$ );

jeder Briggsche Logarithmus wird in einen natürlichen verwandelt durch Division mit  $M$  oder Multiplikation mit  $1/M = 2,302585092994$ .

**7. Das metrische Maß und Gewicht.**

Längenmaße.

Kilometer . . . . .	= km	Zentimeter . . . . .	= cm
Meter . . . . .	= m	Millimeter . . . . .	= mm

Flächenmaße.

Quadratkilometer . . . . .	= km <sup>2</sup>	Quadratmeter . . . . .	= m <sup>2</sup>
Hektar . . . . .	= ha	Quadratzentimeter . . . . .	= cm <sup>2</sup>
Ar (Quadratdekameter) . . . . .	= a	Quadratmillimeter . . . . .	= mm <sup>2</sup>

Raummaße.

Hektoliter . . . . .	= hl	Kubikmeter . . . . .	= m <sup>3</sup>
Liter (Kubikdezimeter) . . . . .	= l	Kubikzentimeter . . . . .	= cm <sup>3</sup>
		Kubikmillimeter . . . . .	= mm <sup>3</sup>

Gewichtsmaße.

Tonne . . . . .	= t	Kilogramm . . . . .	= kg
Doppelzentner . . . . .	= dz	Gramm . . . . .	= g
Zentner . . . . .	= z	Milligramm . . . . .	= mg

Den Buchstaben werden Schlußpunkte nicht beigelegt.

**8. Gebräuchliche Maße für den Schiffbau.**

Längenmaße.

1 m = 39,3708 Zoll engl.	1 Zoll engl. = 0,0254 m
1 m = 3,2809 Fuß „	1 Fuß „ = 0,3048 m
1 m = 0,5468 Faden engl.	1 Faden engl. = 1,8288 m
1 km = 0,6214 Stat. Miles	1 Stat. Mile = 1,6093 km
1 km = 0,5400 Seemeilen	1 Seemeile = 1,852 km

Flächenmaße.

1 dm <sup>2</sup> = 15,5001 Quadr.-Zoll engl.	1 Quadr.-Zoll engl. = 0,0645 dm <sup>2</sup>
1 m <sup>2</sup> = 10,7643 Quadr.-Fuß „	1 Quadr.-Fuß „ = 0,0929 m <sup>2</sup>
1 ha = 2,4711 Acres „	1 Acre „ = 0,4047 ha
1 km <sup>2</sup> = 0,3861 Quadr.- (Land-) Meilen engl.	1 Quadr.- (Land-) Meile engl. = 2,5899 km <sup>2</sup>

Raummaße.

1 cm <sup>3</sup> = 0,0610 Kub.-Zoll engl.	1 Kub.-Zoll engl. = 16,3860 cm <sup>3</sup>
1 m <sup>3</sup> = 35,3168 Kub.-Fuß „	1 Kub.-Fuß „ = 0,0283 m <sup>3</sup>
1 m <sup>3</sup> = 0,3532 Reg.-Tonnen	1 Reg.-Tonne = 2,8315 m <sup>3</sup>
1 m <sup>3</sup> = 220,0945 Imp. Gallonen	1 Imp. Gallone = 0,0045 m <sup>3</sup>

Gewichtsmaße.

1 kg = 35,274 Unzen engl.	1 Unze engl. (16 drams) = 0,0283 kg
1 kg = 2,2046 lbs „	1 lbs „ (16 oz) = 0,4536 kg
1 kg = 0,0787 Quarters engl.	1 Quarter „ (28 lbs) = 12,7006 kg
1 kg = 0,0197 cwts engl.	1 cwt „ (4 qrs) = 50,8024 kg
1 t = 0,9842 Tons „	1 Ton „ (20 cwt) = 1,016 t g

## 9. Vergleichende Übersicht der deutschen und eng-

Land	Längenmaße	$\frac{1}{n}$ <sup>1)</sup>	Flächenmaße	$\frac{1}{n}$ <sup>1)</sup>
<b>Deutschland</b> (Metermaß)	1 Meter (m) = 10 Dezimeter (dm) = 100 Zentimeter (cm) = 1000 Millimeter (mm)		1 Quadratmeter (m <sup>2</sup> ) = 100 Quadratdezimeter (dm <sup>2</sup> ) = 10000 Quadratzentimeter (cm <sup>2</sup> ) = 1000000 Quadratmillimeter (mm <sup>2</sup> )	
	1 Kilometer (km) = 1000 m		1 Hektar (ha) = 100 Ar (a)	
	1 deutsche Landmeile = 7,5 km	0,1333	1 Ar = 100 m <sup>2</sup>	
	1 geographische Meile (15 = 1 Äquatorgrad) = 7,42043854 km	0,1348	1 Quadratkilometer (km <sup>2</sup> ) = 100 ha	
	1 deutsche (und französ.) Seemeile (60 = 1 Meridiangrad) = 1,852 km	0,5400	1 geographische Quadratmeile = 55,0629 km <sup>2</sup>	0,0182
	1 Faden = 1,829 m	0,5467		
	1 Kabel = $\frac{1}{10}$ Seemeile = 0,185 km	5,4054		
	1 Äq.-Grad = 111,3064 km 1 Mer.-Grad = 111,1111 km			
<b>England</b> (Das metrische Maß ist zugelassen)	1 Zoll, Inch (16- od. 12teil.) = 2,539954 cm	0,3937	1 Quadr.-Zoll = 6,4514 cm <sup>2</sup>	0,1550
	1 Fuß (= 12 Zoll) = 0,30479449 m	3,2809	1 Quadr.-Fuß = 0,0929 m <sup>2</sup>	10,7643
	1 Yard (= 3 Fuß) = 0,9143835 m	1,0936	1 Quadr.-Yard = 0,8361 m <sup>2</sup>	1,1962
	1 Fathom = 2 Yards = 6 Fuß = 72 Zoll = 1,828767 m	0,5468	1 Acre = 160 Quadr.-Ruten = 4840 Quadr.-Yard = 40,4671 a	0,0247
	1 Chain zu 100 Links zu 7,92 Inches = 20,12 m	0,0497	1 Yard of land = 30 Acres = 12,1401 ha	0,0824
	1 Statute Mile zu 8 Furlongs zu 40 Ruten zu 2,75 Fathoms zu 2 Yards = 1,6093149 km (1 Statute Mile = 1760 Yards)	0,6214	1 Hide of land = 100 Acres = 40,467 ha	0,0247
	1 Nautical Mile (Knot) zu 6080 Fuß = 1,85315 km <sup>2</sup> ) Kaufmännisch: 12 Yards = 11 m	0,5396	1 Mile of land = 640 Acres = 2,59 km <sup>2</sup>	0,3861

## Metermaß in englisches Maß.

m, m <sup>2</sup> , m <sup>3</sup>	Fuß	Zoll	Quadratfuß	Quadratzoll	Kubikfuß	Kubikzoll
1	3,2809	39,3708	10,7643	1 550,06	35,3166	61 027,1
2	6,5618	78,7416	21,5286	3 100,12	70,6332	122 054,1
3	9,8427	118,1124	32,2929	4 650,18	105,9498	183 081,2
4	13,1236	157,4832	43,0572	6 200,24	141,2664	244 108,2
5	16,4045	196,8540	53,8215	7 750,30	176,5830	305 135,3
6	19,6854	236,2247	64,5858	9 300,35	211,8996	366 162,3
7	22,9663	275,5955	75,3501	10 850,41	247,2162	427 189,4
8	26,2472	314,9663	86,1144	12 400,47	282,5328	488 216,4
9	29,5281	354,3371	96,8787	13 950,53	317,8494	549 243,5

<sup>1)</sup> In der Tabelle sind alle Maß- und Gewichtseinheiten durch eine Vergleichszahl  $n$  auf das metrische Maß bezogen. In den Spalten  $1/n$  sind die reziproken Werte der Vergleichszahlen angegeben. Es bedeutet also  $n$  die Anzahl metrischer Einheiten, welche der betreffenden Maßeinheit entspricht, und  $1/n$  die Anzahl der betreffenden Maßeinheiten, welche der metrischen Einheit entspricht; z. B. England: 1 Fathom =  $n$  Meter = 1,828 767 m; 1 m =  $1/n$  Fathoms = 0,5468 Fathoms, mithin beispielsweise 683,5 m =  $683,5 \cdot 0,5468$  = 373,7 Fathoms.

## lischen Maße und Gewichte mit Umrechnungstabellen.

Raummaße	$\frac{1}{n}$ <sup>1)</sup>	Gewichte	$\frac{1}{n}$ <sup>1)</sup>	Land
1 Kubikmeter (m <sup>3</sup> ) = 1000 Liter (l)		1 Kilogramm (kg) = 1000 Gramm (g) = 1 000 000 Milligramm (mg)		<b>Deutschland</b> (Metermaß)
1 Liter = 1 Kubikdezimeter (dm <sup>3</sup> ) = 1000 Kubikzentimeter (cm <sup>3</sup> ) = 1000000 Kubikmillimeter (mm <sup>3</sup> )		1 kg = 2 (alte) Zollpfund	0,5	
1 Hektoliter (hl) = 100 l	0,01	1 Tonne (t) (früher 20 Zentner) = 1000 kg	0,001	
1 Scheffel (nicht mehr amtlich) = 0,5 hl		1 Doppelzentner (dz) = 100 kg	0,01	
1 Oxhoft = 2,20 hl	0,4545	1 Schiffslast = 2 Tonnen = 2000 kg	0,0005	
1 Stückfaß = 12 hl	0,0833			
1 Tonne (Schiffsmaß) = 2,12 m <sup>3</sup>	0,4717			
1 Kub.-Zoll = 16,386 cm <sup>3</sup>	0,0610	1 Pfd. avoirdupoids (lbs) (Handelsgewicht) zu 16 Ounces zu 16 Drams = 0,45359265 kg = 7000 Troygrains		<b>England</b> (Das metrische Maß ist zugelassen)
1 Kub.-Fuß = 0,028315 m <sup>3</sup>	35,3166	1 Troypfund (Gold-, Silber- und Münz- sowie Apothekergewicht) zu 12 Ounces zu 20 Pennyweights (dw) = 5760 Grains = 0,37324195 kg	2,2046	
1 Kub.-Yard = 0,7645 m <sup>3</sup>	1,3080	1 Ton (long ton) = 20 Hundred (cent) weights (cwts) zu 4 Quarters zu 28 Pfund (= 2240 lbs) = 1016,0475 kg		
1 Register-Ton = 100 Kub.-Fuß = 2,832 m <sup>3</sup>	0,3532	1 Schiffston (short ton) = 2000 Pfund (lbs) = 907,1853 kg	2,6792	
1 Imp. Gallon von 277,2738 Kub.-Zoll = 4,5435 l <sup>2)</sup>	0,2201		0,9842	
1 alter (Winchester) Gallon von 231 Kub.-Zoll = $\frac{5}{8}$ Imp. Gallon = 3,785203 l	0,2642		1000	
1 Last zu 10 Quarters zu 8 Bushels zu 4 Peks zu 2 Gallons = 29,078924 hl	0,0344		1,1023	
1 Barrel zu 2 Kilderkin zu 2 Firkin = 1,635 hl	0,6116		1000	
1 Anker = 10 Imp. Gallons von 1824 = 0,45435 hl	2,2009			
1 Tun zu 2 Pipes (Butts) zu 2 Hogsheads zu 63 Gallons = 11,45 hl	0,0873			

## Englisches Maß in Metermaß.

Fuß Quadratfuß Kubikfuß	m	m <sup>2</sup>	m <sup>3</sup>	Zoll Quadrat Zoll Kubikzoll	cm	cm <sup>2</sup>	cm <sup>3</sup>
<b>1</b>	0,304794	0,092900	0,028315	<b>1</b>	2,5400	6,4514	16,386
<b>2</b>	0,609589	0,185799	0,056631	<b>2</b>	5,0799	12,9028	32,772
<b>3</b>	0,914383	0,278699	0,084946	<b>3</b>	7,6199	19,3542	49,159
<b>4</b>	1,219178	0,371599	0,113261	<b>4</b>	10,1598	25,8055	65,545
<b>5</b>	1,523972	0,464498	0,141577	<b>5</b>	12,6998	32,2569	81,931
<b>6</b>	1,828767	0,557398	0,169892	<b>6</b>	15,2397	38,7083	98,317
<b>7</b>	2,133561	0,650298	0,198207	<b>7</b>	17,7797	45,1597	114,703
<b>8</b>	2,438356	0,743197	0,226522	<b>8</b>	20,3196	51,6111	131,089
<b>9</b>	2,743150	0,836097	0,254838	<b>9</b>	22,8596	58,0625	147,476

<sup>2)</sup> 6080 engl. Fuß ist die abgerundete Länge des Mittels aus den 60sten Teilen des Meridian- und des Äquatorgrades, dabei die Meridianlänge = 40 000 km und die Äquatorlänge = 5400 geographische Meilen gerechnet. Die engl. geographische Meile wird gerechnet = Fuß 6086,5 = 1,8551 km =  $\frac{1}{60}$  des Äquatorgrades.

<sup>3)</sup> Imperial Gallon von 1824. Mit der Jahreszahl 1890 wird 1 Imperial Gallon zu 277,463 Kubik-Zoll = 4,546508718 l angegeben; 1 l = 0,2197 Imperial Gallons. Hieraus ergibt sich 1 hl = 2,7466 Bushels; 1 Bushel = 0,3637 hl.

## Englische FuÙe in Meter.

FuÙ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,000	0,305	0,610	0,914	1,219	1,524	1,829	2,134	2,438	2,743
10	3,048	3,353	3,658	3,962	4,267	4,572	4,877	5,182	5,486	5,791
20	6,096	6,401	6,706	7,010	7,315	7,620	7,925	8,230	8,534	8,839
30	9,144	9,449	9,753	10,058	10,363	10,668	10,973	11,277	11,582	11,887
40	12,192	12,497	12,801	13,106	13,411	13,716	14,021	14,325	14,630	14,935
50	15,240	15,545	15,849	16,154	16,459	16,764	17,068	17,373	17,678	17,983
60	18,288	18,592	18,897	19,202	19,507	19,812	20,116	20,421	20,726	21,031
70	21,336	21,640	21,945	22,250	22,555	22,860	23,164	23,469	23,774	24,079
80	24,384	24,688	24,993	25,298	25,603	25,908	26,212	26,517	26,822	27,127
90	27,432	27,736	28,041	28,346	28,651	28,955	29,260	29,565	29,870	30,175
100	30,479	30,784	31,089	31,394	31,699	32,003	32,308	32,613	32,918	33,223
110	33,527	33,832	34,137	34,442	34,747	35,051	35,356	35,661	35,966	36,271
120	36,575	36,880	37,185	37,490	37,795	38,099	38,404	38,709	39,014	39,318
130	39,623	39,928	40,233	40,538	40,842	41,147	41,452	41,757	42,062	42,366
140	42,671	42,976	43,281	43,586	43,890	44,195	44,500	44,805	45,110	45,414
150	45,719	46,024	46,329	46,634	46,938	47,243	47,548	47,853	48,158	48,462
160	48,767	49,072	49,377	49,682	49,986	50,291	50,596	50,901	51,205	51,510
170	51,815	52,120	52,425	52,729	53,034	53,339	53,644	53,948	54,253	54,558
180	54,863	55,168	55,473	55,777	56,082	56,387	56,692	56,997	57,301	57,606
190	57,911	58,216	58,521	58,825	59,130	59,435	59,740	60,045	60,349	60,654
200	60,959	61,264	61,568	61,873	62,178	62,483	62,788	63,092	63,397	63,702
210	64,007	64,312	64,616	64,921	65,226	65,531	65,836	66,140	66,445	66,750
220	67,055	67,360	67,664	67,969	68,274	68,579	68,884	69,188	69,493	69,798
230	70,103	70,408	70,712	71,017	71,322	71,627	71,932	72,236	72,541	72,846
240	73,151	73,455	73,760	74,065	74,370	74,675	74,979	75,284	75,589	75,894
250	76,199	76,503	76,808	77,113	77,418	77,722	78,027	78,332	78,637	78,942
260	79,246	79,551	79,856	80,161	80,466	80,770	81,075	81,380	81,685	81,990
270	82,294	82,600	82,904	83,209	83,514	83,818	84,123	84,430	84,733	85,038
280	85,342	85,647	85,952	86,257	86,561	86,866	87,171	87,476	87,781	88,085
290	88,390	88,695	89,000	89,305	89,609	89,914	90,219	90,524	90,829	91,133
300	91,438	91,743	92,048	92,353	92,657	92,962	93,267	93,572	93,877	94,181
310	94,486	94,791	95,096	95,401	95,705	96,010	96,315	96,620	96,924	97,229
320	97,534	97,839	98,144	98,448	98,753	99,058	99,363	99,668	99,972	100,277
330	100,582	100,887	101,192	101,496	101,801	102,106	102,411	102,716	103,020	103,325
340	103,630	103,935	104,240	104,544	104,849	105,154	105,459	105,764	106,068	106,373
350	106,678	106,983	107,287	107,592	107,897	108,202	108,507	108,811	109,116	109,421
360	109,726	110,031	110,335	110,640	110,945	111,250	111,555	111,859	112,164	112,469
370	112,774	113,079	113,383	113,688	113,993	114,298	114,602	114,907	115,212	115,517
380	115,822	116,126	116,431	116,736	117,041	117,346	117,650	117,955	118,260	118,565
390	118,870	119,174	119,479	119,784	120,089	120,394	120,698	121,003	121,308	121,613
400	121,918	122,222	122,527	122,832	123,136	123,441	123,745	124,050	124,355	124,660
410	124,964	125,269	125,574	125,879	126,184	126,488	126,793	127,098	127,403	127,708
420	128,012	128,317	128,622	128,927	129,232	129,536	129,841	130,146	130,451	130,756
430	131,060	131,365	131,670	131,975	132,280	132,584	132,889	133,194	133,499	133,804
440	134,108	134,413	134,718	135,023	135,327	135,632	135,937	136,242	136,547	136,851
450	137,157	137,462	137,767	138,071	138,376	138,681	138,986	139,291	139,595	139,900
460	140,205	140,510	140,815	141,119	141,424	141,729	142,034	142,338	142,643	142,948
470	143,253	143,558	143,862	144,167	144,472	144,777	145,082	145,386	145,691	145,996
480	146,301	146,606	146,910	147,215	147,520	147,825	148,130	148,434	148,739	149,044
490	149,349	149,654	149,958	150,263	150,568	150,873	151,178	151,482	151,787	152,092
500	152,397	152,701	153,006	153,311	153,616	153,921	154,225	154,530	154,835	155,140

Englische Zölle und Zollbrüche in Millimeter. 1 engl. Zoll = 25,399544 mm

Zoll	0	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{15}{16}$	Zoll
0	0,000	1,587	3,175	4,762	6,350	7,937	9,525	11,112	12,700	14,287	15,875	17,462	19,050	20,637	22,225	23,812	0
1	25,400	26,987	28,574	30,162	31,749	33,337	34,924	36,512	38,099	39,687	41,274	42,862	44,449	46,037	47,624	49,212	1
2	50,799	52,387	53,974	55,561	57,149	58,736	60,324	61,911	63,499	65,086	66,674	68,261	69,849	71,436	73,024	74,611	2
3	76,199	77,786	79,374	80,961	82,549	84,136	85,723	87,311	88,898	90,486	92,073	93,661	95,248	96,836	98,423	100,01	3
4	101,60	103,19	104,77	106,36	107,95	109,54	111,12	112,71	114,30	115,89	117,47	119,06	120,65	122,24	123,82	125,41	4
5	127,00	128,59	130,17	131,76	133,35	134,94	136,52	138,11	139,70	141,28	142,87	144,46	146,05	147,63	149,22	150,81	5
6	152,40	153,98	155,57	157,16	158,75	160,33	161,92	163,51	165,10	166,68	168,27	169,86	171,45	173,03	174,62	176,21	6
7	177,80	179,38	180,97	182,16	184,15	185,73	187,32	188,91	190,50	192,08	193,67	195,26	196,85	198,43	200,02	201,61	7
8	203,20	204,78	206,37	207,96	209,55	211,13	212,72	214,31	215,90	217,48	219,07	220,66	222,25	223,83	225,42	227,01	8
9	228,60	230,18	231,77	233,36	234,95	236,53	238,12	239,71	241,30	242,88	244,47	246,06	247,65	249,23	250,82	252,41	9
10	254,00	255,58	257,17	258,76	260,35	261,93	263,52	265,11	266,70	268,28	269,87	271,46	273,05	274,63	276,22	277,81	10
11	279,39	280,98	282,57	284,16	285,74	287,33	288,92	290,51	292,09	293,68	295,27	296,86	298,44	300,03	301,62	303,21	11
12	304,79	306,38	307,97	309,56	311,14	312,73	314,32	315,91	317,49	319,08	320,67	322,26	323,84	325,43	327,02	328,61	12
13	330,19	331,78	333,37	334,96	336,54	338,13	339,72	341,31	342,89	344,48	346,07	347,66	349,24	350,83	352,42	354,01	13
14	355,59	357,18	358,77	360,36	361,94	363,53	365,12	366,71	368,29	369,88	371,47	373,06	374,64	376,23	377,82	379,41	14
15	380,99	382,58	384,17	385,76	387,34	388,93	390,52	392,11	393,69	395,28	396,87	398,46	400,04	401,63	403,22	404,81	15
16	406,39	407,98	409,57	411,16	412,74	414,33	415,92	417,50	419,09	420,68	422,27	423,85	425,44	427,03	428,62	430,20	16
17	431,79	433,38	434,97	436,55	438,14	439,73	441,32	442,90	444,49	446,08	447,67	449,25	450,84	452,43	454,02	455,60	17
18	457,19	458,78	460,37	461,95	463,54	465,13	466,72	468,30	469,89	471,48	473,07	474,65	476,24	477,83	479,42	481,00	18
19	482,59	484,18	485,77	487,35	488,94	490,53	492,12	493,70	495,29	496,88	498,47	500,05	501,64	503,23	504,82	506,40	19
20	507,99	509,58	511,17	512,75	514,34	515,93	517,52	519,10	520,69	522,28	523,87	525,45	527,04	528,63	530,22	531,80	20
21	533,39	534,98	536,57	538,15	539,74	541,33	542,92	544,50	546,09	547,68	549,27	550,85	552,44	554,03	555,61	557,20	21
22	558,79	560,38	561,96	563,55	565,14	566,73	568,31	569,90	571,49	573,08	574,66	576,25	577,84	579,43	581,01	582,60	22
23	584,19	585,78	587,36	588,95	590,54	592,13	593,71	595,30	596,89	598,48	600,06	601,65	603,24	604,83	606,41	608,00	23
24	609,59	611,18	612,76	614,35	615,94	617,53	619,11	620,70	622,29	623,88	625,46	627,05	628,64	630,23	631,81	633,40	24
25	634,99	636,58	638,16	639,75	641,34	642,93	644,51	646,10	647,69	649,28	650,86	652,45	654,04	655,63	657,21	658,80	25
26	660,39	661,98	663,56	665,15	666,74	668,33	669,91	671,50	673,09	674,68	676,26	677,85	679,44	681,03	682,61	684,20	26
27	685,79	687,38	688,96	690,55	692,14	693,72	695,31	696,90	698,49	700,07	701,66	703,25	704,84	706,42	708,01	709,60	27
28	711,19	712,77	714,36	715,95	717,54	719,12	720,71	722,30	723,89	725,47	727,06	728,65	730,24	731,82	733,41	735,00	28
29	736,59	738,17	739,76	741,35	742,94	744,52	746,11	747,70	749,29	750,87	752,46	754,05	755,64	757,22	758,81	760,40	29
30	761,99	763,57	765,16	766,75	768,34	769,92	771,51	773,10	774,69	776,27	777,86	779,45	781,04	782,62	784,21	785,80	30

Fußdezialen in Zolldezialen und  
Millimeter.Hundertstel  
Zoll  
in Millimeter.

Fuß engl.	Zoll engl.	mm	Fuß engl.	Zoll engl.	mm	Zoll engl.	mm
0,01	0,12	3,05	0,51	6,12	155,45	· 02	0,51
0,02	0,24	6,10	0,52	6,24	158,49	· 04	1,02
0,03	0,36	9,14	0,53	6,36	161,54	· 06	1,52
0,04	0,48	12,19	0,54	6,48	164,59	· 08	2,03
0,05	0,60	15,24	0,55	6,60	167,64	· 10	2,54
0,06	0,72	18,29	0,56	6,72	170,69	· 12	3,05
0,07	0,84	21,34	0,57	6,84	173,73	· 14	3,56
0,08	0,96	24,38	0,58	6,96	176,78	· 16	4,06
0,09	1,08	27,43	0,59	7,08	179,83	· 18	4,57
0,10	1,20	30,48	0,60	7,20	182,88	· 20	5,08
0,11	1,32	33,53	0,61	7,32	185,92	· 22	5,59
0,12	1,44	36,58	0,62	7,44	188,97	· 24	6,10
0,13	1,56	39,62	0,63	7,56	192,02	· 26	6,60
0,14	1,68	42,67	0,64	7,68	195,07	· 28	7,11
0,15	1,80	45,72	0,65	7,80	198,12	· 30	7,62
0,16	1,92	48,77	0,66	7,92	201,16	· 32	8,13
0,17	2,04	51,82	0,67	8,04	204,21	· 34	8,63
0,18	2,16	54,86	0,68	8,16	207,26	· 36	9,14
0,19	2,28	57,91	0,69	8,28	210,31	· 38	9,65
0,20	2,40	60,96	0,70	8,40	213,36	· 40	10,16
0,21	2,52	64,01	0,71	8,52	216,40	· 42	10,67
0,22	2,64	67,06	0,72	8,64	219,45	· 44	11,18
0,23	2,76	70,10	0,73	8,76	222,50	· 46	11,68
0,24	2,88	73,15	0,74	8,88	225,55	· 48	12,19
0,25	3,00	76,20	0,75	9,00	228,60	· 50	12,70
0,26	3,12	79,25	0,76	9,12	231,64	· 52	13,21
0,27	3,24	82,29	0,77	9,24	234,69	· 54	13,72
0,28	3,36	85,34	0,78	9,36	237,74	· 56	14,22
0,29	3,48	88,39	0,79	9,48	240,79	· 58	14,73
0,30	3,60	91,44	0,80	9,60	243,84	· 60	15,24
0,31	3,72	94,49	0,81	9,72	246,88	· 62	15,75
0,32	3,84	97,53	0,82	9,84	249,93	· 64	16,26
0,33	3,96	100,58	0,83	9,96	252,98	· 66	16,76
0,34	4,08	103,63	0,84	10,08	256,03	· 68	17,27
0,35	4,20	106,68	0,85	10,20	259,08	· 70	17,78
0,36	4,32	109,73	0,86	10,32	262,12	· 72	18,29
0,37	4,44	112,77	0,87	10,44	265,17	· 74	18,80
0,38	4,56	115,82	0,88	10,56	268,22	· 76	19,30
0,39	4,68	118,87	0,89	10,68	271,27	· 78	19,81
0,40	4,80	121,92	0,90	10,80	274,32	· 80	20,32
0,41	4,92	124,97	0,91	10,92	277,36	· 82	20,83
0,42	5,04	128,01	0,92	11,04	280,41	· 84	21,34
0,43	5,16	131,06	0,93	11,16	283,46	· 86	21,84
0,44	5,28	134,11	0,94	11,28	286,51	· 88	22,35
0,45	5,40	137,16	0,95	11,40	289,55	· 90	22,86
0,46	5,52	140,21	0,96	11,52	292,60	· 92	23,37
0,47	5,64	143,25	0,97	11,64	295,65	· 94	23,88
0,48	5,76	146,30	0,98	11,76	298,70	· 96	24,38
0,49	5,88	149,35	0,99	11,88	301,75	· 98	24,89
0,50	6,00	152,40	1,00	12,00	304,79	· 100	25,40

## Kilogramm p. m in englische Pfund p. f. und umgekehrt.

kg p. m	lbs p. foot	kg p. m	lbs p. foot	lbs p. foot	kg p. m	lbs p. foot	kg p. m
1	0,67196	51	34,26977	1	1,48819	51	75,89778
2	1,34391	52	34,94173	2	2,97639	52	77,38597
3	2,01587	53	35,61369	3	4,46458	53	78,87417
4	2,68783	54	36,28565	4	5,95277	54	80,36236
5	3,35978	55	36,95760	5	7,44096	55	81,85055
6	4,03174	56	37,62956	6	8,92915	56	83,33874
7	4,70369	57	38,30152	7	10,41734	57	84,82693
8	5,37565	58	38,97347	8	11,90553	58	86,31512
9	6,04761	59	39,64543	9	13,39373	59	87,80332
10	6,71956	60	40,31738	10	14,88192	60	89,29151
11	7,39152	61	40,98934	11	16,37011	61	90,77970
12	8,06348	62	41,66130	12	17,85830	62	92,26789
13	8,73543	63	42,33325	13	19,34649	63	93,75608
14	9,40739	64	43,00521	14	20,83469	64	95,24428
15	10,07935	65	43,67717	15	22,32288	65	96,73247
16	10,75130	66	44,34912	16	23,81107	66	98,22066
17	11,42326	67	45,02108	17	25,29926	67	99,70885
18	12,09522	68	45,69304	18	26,78745	68	101,19704
19	12,76717	69	46,36499	19	28,27564	69	102,68523
20	13,43913	70	47,03695	20	29,76384	70	104,17343
21	14,11108	71	47,70891	21	31,25203	71	105,66162
22	14,78304	72	48,38086	22	32,74022	72	107,14981
23	15,45500	73	49,05282	23	34,22841	73	108,63800
24	16,12695	74	49,72477	24	35,71660	74	110,12619
25	16,79891	75	50,39673	25	37,20480	75	111,61439
26	17,47087	76	51,06869	26	38,69299	76	113,10258
27	18,14282	77	51,74064	27	40,18118	77	114,59077
28	18,81478	78	52,41260	28	41,66937	78	116,07896
29	19,48674	79	53,08456	29	43,15756	79	117,56715
30	20,15869	80	53,75651	30	44,64575	80	119,05534
31	20,83065	81	54,42847	31	46,13395	81	120,54354
32	21,50261	82	55,10043	32	47,62214	82	122,03173
33	22,17456	83	55,77238	33	49,11033	83	123,51992
34	22,84652	84	56,44434	34	50,59852	84	125,00811
35	23,51847	85	57,11629	35	52,08671	85	126,49630
36	24,19043	86	57,78825	36	53,57490	86	127,98449
37	24,86239	87	58,46021	37	55,06310	87	129,47269
38	25,53434	88	59,13216	38	56,55129	88	130,96088
39	26,20630	89	59,80412	39	58,03948	89	132,44907
40	26,87826	90	60,47608	40	59,52767	90	133,93726
41	27,55021	91	61,14803	41	61,01586	91	135,42545
42	28,22217	92	61,81999	42	62,50406	92	136,91365
43	28,89413	93	62,49195	43	63,99225	93	138,40184
44	29,56608	94	63,16390	44	65,48044	94	139,89003
45	30,23804	95	63,83586	45	66,96863	95	141,37822
46	30,90999	96	64,50782	46	68,45682	96	142,86641
47	31,58195	97	65,17977	47	69,94501	97	144,35460
48	32,25391	98	65,85173	48	71,43321	98	145,84280
49	32,92586	99	66,52368	49	72,92140	99	147,33099
50	38,59782	100	67,19564	50	74,40959	100	148,81918

Englische Tons p. f. in metrische Tonnen p. m = engl. Tons  $\times$  3,33355  
oder angenähert  $\times$  10/3.

## Englische Tons in Kilogramm.

Tons	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0		1 016,047	2 032,095	3 048,142	4 064,189	5 080,237	6 096,284	7 112,332	8 128,379	9 144,426
10	10 160,474	11 176,521	12 192,568	13 208,616	14 224,663	15 240,711	16 256,758	17 272,805	18 288,853	19 304,900
20	20 320,947	21 336,995	22 353,042	23 369,090	24 385,137	25 401,184	26 417,232	27 433,279	28 449,326	29 465,374
30	30 481,421	31 497,468	32 513,516	33 529,563	34 545,611	35 561,658	36 577,705	37 593,753	38 609,800	39 625,847
40	40 641,895	41 657,942	42 673,990	43 690,037	44 706,084	45 722,132	46 738,179	47 754,226	48 770,274	49 786,321
50	50 802,369	51 818,416	52 834,463	53 850,511	54 866,558	55 882,605	56 898,653	57 914,700	58 930,747	59 946,795
60	60 962,842	61 978,890	62 994,937	64 010,984	65 027,032	66 043,079	67 059,126	68 075,174	69 091,221	70 107,269
70	71 123,316	72 139,363	73 155,411	74 171,458	75 187,505	76 203,553	77 219,600	78 235,647	79 251,695	80 267,742
80	81 283,790	82 299,837	83 315,884	84 331,932	85 347,979	86 364,026	87 380,074	88 396,121	89 412,169	90 428,216
90	91 444,263	92 460,311	93 476,359	94 492,405	95 508,453	96 524,500	97 540,548	98 556,595	99 572,642	100 588,690
100	101 604,737	102 620,784	103 636,832	104 652,879	105 668,926	106 684,974	107 701,021	108 717,069	109 733,116	110 749,163
110	111 765,211	112 781,258	113 797,305	114 813,353	115 829,400	116 845,448	117 861,495	118 877,542	119 893,590	120 909,637
120	121 925,684	122 941,732	123 957,779	124 973,827	125 989,874	127 005,921	128 021,969	129 038,016	130 054,064	131 070,111
130	132 086,158	133 102,205	134 118,253	135 134,300	136 150,348	137 166,395	138 182,442	139 198,490	140 214,537	141 230,584
140	142 246,632	143 262,679	144 278,727	145 294,774	146 310,821	147 326,869	148 342,916	149 358,964	150 375,011	151 391,058
150	152 407,106	153 423,115	154 439,200	155 455,248	156 471,295	157 487,342	158 503,390	159 519,437	160 535,484	161 551,532
160	162 567,579	163 583,627	164 599,674	165 615,721	166 631,769	167 647,816	168 663,863	169 679,911	170 695,958	171 712,006
170	172 728,053	173 744,100	174 760,148	175 776,195	176 792,242	177 808,290	178 824,337	179 840,384	180 856,432	181 872,479
180	182 888,527	183 904,574	184 920,621	185 936,669	186 952,716	187 968,763	188 984,811	190 000,858	191 016,906	192 032,953
190	193 049,900	194 065,948	195 081,995	196 097,142	197 113,190	198 129,237	199 145,285	200 161,332	201 177,379	202 193,426
200	203 209,474	204 225,521	205 241,569	206 257,616	207 273,663	208 289,711	209 305,758	210 321,806	211 337,853	212 353,900
210	213 369,948	214 385,995	215 402,042	216 418,090	217 434,137	218 450,185	219 466,232	220 482,279	221 498,327	222 514,374
220	223 530,421	224 546,469	225 562,516	226 578,564	227 594,611	228 610,658	229 626,706	230 642,753	231 658,800	232 674,848
230	233 690,895	234 706,942	235 722,990	236 739,037	237 755,085	238 771,132	239 787,179	240 803,227	241 819,274	242 835,321
240	243 851,369	244 867,416	245 883,464	246 899,511	247 915,558	248 931,606	249 947,653	250 963,700	251 979,748	252 995,795
250	254 011,843	255 027,890	256 043,937	257 059,985	258 076,032	259 092,079	260 108,127	261 124,174	262 140,221	263 156,268
260	264 172,316	265 188,364	266 204,411	267 220,458	268 236,506	269 252,553	270 268,600	271 284,648	272 300,695	273 316,743

## Englische Tons in Kilogramm.

Tons	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
270	274 332,790	275 348,837	276 364,885	277 380,932	278 396,979	279 413,027	280 429,074	281 445,121	282 461,169	283 477,216
280	284 493,264	285 509,311	286 525,358	287 541,406	288 557,453	289 573,500	290 589,548	291 605,595	292 621,643	293 637,690
290	294 653,737	295 669,785	296 685,832	297 701,879	298 717,927	299 733,974	300 750,022	301 766,069	302 782,116	303 798,164
300	304 814,211	305 830,258	306 846,306	307 862,353	308 878,400	309 894,448	310 910,495	311 926,543	312 942,590	313 958,637
310	314 974,685	315 990,732	317 006,779	318 022,827	319 038,874	320 054,922	321 070,969	322 087,016	323 003,064	324 119,111
320	325 135,158	326 615,206	327 167,253	328 483,301	329 199,348	330 245,395	331 231,443	332 247,490	333 263,537	334 279,585
330	335 295,632	336 311,679	337 327,727	338 343,774	339 359,822	340 375,869	341 391,916	342 407,964	343 424,011	344 440,058
340	345 456,106	346 472,153	347 488,200	348 504,248	349 520,295	350 536,343	351 552,390	352 568,437	353 584,485	354 600,532
350	355 616,580	356 632,627	357 648,674	358 664,722	359 680,769	360 696,816	361 712,864	362 728,911	363 744,958	364 761,006
360	365 777,053	366 793,101	367 809,148	368 825,195	369 841,243	370 857,290	371 873,337	372 889,385	373 905,432	374 921,478
370	375 937,527	376 953,574	377 969,622	378 985,669	380 001,716	381 017,764	382 033,811	383 049,858	384 065,906	385 081,953
380	386 098,001	387 114,048	388 130,095	389 146,143	390 162,190	391 178,237	392 194,285	393 210,332	394 226,380	395 242,427
390	396 258,474	397 274,522	398 290,569	399 306,616	400 322,664	401 338,711	402 354,759	403 370,806	404 386,853	405 402,901
400	406 418,948	407 434,995	408 451,043	409 467,090	410 483,137	411 499,185	412 515,232	413 531,280	414 547,327	415 563,374
410	416 579,422	417 595,469	418 611,516	419 627,564	420 643,611	421 659,659	422 675,706	423 691,753	424 707,801	425 723,848
420	426 739,895	427 755,943	428 771,990	429 788,038	430 804,084	431 820,132	432 836,180	433 852,227	434 868,274	435 884,322
430	436 900,369	437 916,416	438 932,464	439 948,511	440 964,559	441 980,606	442 996,653	443 1012,701	444 1028,748	445 1044,795
440	447 060,843	448 076,890	449 092,938	450 108,985	451 125,032	452 141,080	453 157,127	454 173,174	455 189,222	456 205,269
450	457 221,317	458 237,364	459 253,411	460 269,459	461 285,506	462 301,553	463 317,601	464 333,648	465 349,695	466 365,743
460	467 391,790	468 397,838	469 413,885	470 429,932	471 445,980	472 462,027	473 478,074	474 494,122	475 510,169	476 526,217
470	477 542,264	478 558,311	479 574,359	480 590,406	481 606,453	482 622,501	483 638,548	484 654,595	485 670,643	486 686,690
480	487 702,738	488 718,785	489 734,832	490 750,880	491 766,927	492 782,974	493 799,022	494 815,069	495 831,117	496 847,164
490	497 863,211	498 879,259	499 895,307	500 911,353	501 927,401	502 943,448	503 959,496	504 975,543	505 991,590	506 1007,638
500	508 023,685	509 039,732	510 055,780	511 071,827	512 087,874	513 103,922	514 119,969	515 136,017	516 152,064	517 168,111

Englische Pfund in Kilogramm.  
 Von 1 lbs bis 112 lbs = 1 cwt.

lbs avdp	kg	lbs avdp	kg	lbs avdp	kg	lbs avdp	kg
1	0,4536	29	13,154	57	25,855	85	38,555
2	0,907	30	13,608	58	26,308	86	39,009
3	1,361	31	14,061	59	26,762	87	39,463
4	1,814	32	14,515	60	27,216	88	39,916
5	2,268	33	14,968	61	27,669	89	40,370
6	2,722	34	15,422	62	28,123	90	40,823
7	3,175	35	15,876	63	28,576	91	41,277
8	3,628	36	16,329	64	29,030	92	41,731
9	4,082	37	16,783	65	29,483	93	42,184
10	4,536	38	17,237	66	29,937	94	42,638
11	4,989	39	17,690	67	30,391	95	43,091
12	5,443	40	18,144	68	30,844	96	43,545
13	5,897	41	18,597	69	31,298	97	43,998
14	6,350	42	19,051	70	31,751	98	44,452
15	6,804	43	19,504	71	32,205	99	44,906
16	7,257	44	19,958	72	32,659	100	45,359
17	7,711	45	20,412	73	33,112	101	45,813
18	8,165	46	20,865	74	33,566	102	46,266
19	8,618	47	21,319	75	34,019	103	46,720
20	9,072	48	21,772	76	34,473	104	47,174
21	9,525	49	22,226	77	34,927	105	47,627
22	9,979	50	22,680	78	35,380	106	48,081
23	10,433	51	23,133	79	35,834	107	48,534
24	10,886	52	23,587	80	36,287	108	48,988
25	11,340	53	24,040	81	36,741	109	49,442
26	11,793	54	24,494	82	37,195	110	49,895
27	12,247	55	24,947	83	37,648	111	50,349
<b>28</b>	<b>12,701</b>	<b>56</b>	<b>25,401</b>	<b>84</b>	<b>38,102</b>	<b>112</b>	<b>50,802</b>
= I	Quarter	= II	Quarter	= III	Quarter	= I	Hundred- weight

Englische Zentner in Kilogramm.

cwts	kg	cwts	kg	cwts	kg	cwts	kg
1	50,80237705	6	304,81426231	11	558,82614757	16	812,83803283
2	101,60475410	7	355,61663936	12	609,62852462	17	863,64040988
3	152,40713116	8	406,41901642	13	660,43090168	18	914,44278694
4	203,20950821	9	457,22139347	14	711,23327873	19	965,24516399
5	254,01188526	10	508,02377052	15	762,03565578	20	1016,04754104

Englische Pfund p. Quadratzoll in Kilogramm  
p. Quadratzentimeter.

1 Pfund/Quadratzoll = 0,07030955 kg/cm<sup>2</sup>.

Pfd. p. Qu.-Z.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,000	0,070	0,141	0,211	0,281	0,352	0,422	0,492	0,562	0,633
10	0,703	0,773	0,844	0,914	0,984	1,055	1,125	1,195	1,266	1,336
20	1,406	1,476	1,547	1,617	1,687	1,758	1,828	1,898	1,969	2,039
30	2,109	2,180	2,250	2,320	2,391	2,461	2,531	2,601	2,672	2,742
40	2,812	2,882	2,953	3,023	3,094	3,164	3,234	3,305	3,375	3,445
50	3,515	3,586	3,656	3,726	3,797	3,867	3,937	4,008	4,078	4,148
60	4,219	4,289	4,359	4,429	4,500	4,570	4,640	4,711	4,781	4,851
70	4,922	4,992	5,062	5,133	5,203	5,273	5,344	5,414	5,484	5,554
80	5,625	5,695	5,765	5,836	5,906	5,976	6,047	6,117	6,187	6,258
90	6,328	6,398	6,468	6,539	6,609	6,679	6,750	6,820	6,890	6,961
100	7,031	7,101	7,172	7,242	7,312	7,382	7,453	7,523	7,593	7,664
110	7,734	7,804	7,875	7,945	8,015	8,086	8,156	8,226	8,297	8,367
120	8,437	8,507	8,578	8,648	8,718	8,789	8,859	8,929	9,000	9,070
130	9,140	9,211	9,281	9,351	9,421	9,492	9,562	9,632	9,703	9,773
140	9,843	9,914	9,984	10,054	10,125	10,195	10,265	10,336	10,406	10,476
150	10,546	10,617	10,687	10,757	10,828	10,898	10,968	11,039	11,109	11,179
160	11,250	11,320	11,390	11,460	11,531	11,601	11,671	11,742	11,812	11,882
170	11,953	12,023	12,093	12,164	12,234	12,304	12,374	12,445	12,515	12,585
180	12,656	12,726	12,796	12,867	12,937	13,007	13,078	13,148	13,218	13,289
190	13,359	13,429	13,499	13,570	13,640	13,710	13,781	13,851	13,921	13,992
200	14,062	14,132	14,203	14,273	14,343	14,413	14,484	14,554	14,624	14,695
210	14,765	14,835	14,906	14,976	15,046	15,117	15,187	15,257	15,327	15,398
220	15,468	15,538	15,609	15,679	15,749	15,820	15,890	15,960	16,031	16,101
230	16,171	16,242	16,312	16,382	16,452	16,523	16,593	16,663	16,734	16,804
240	16,874	16,945	17,015	17,085	17,156	17,226	17,296	17,366	17,437	17,507
250	17,577	17,648	17,718	17,788	17,859	17,929	17,999	18,070	18,140	18,210
260	18,280	18,351	18,421	18,491	18,562	18,632	18,702	18,773	18,843	18,913
270	18,984	19,054	19,124	19,195	19,265	19,335	19,405	19,476	19,546	19,616
280	19,687	19,757	19,827	19,898	19,968	20,038	20,109	20,179	20,249	20,319
290	20,390	20,460	20,530	20,601	20,671	20,741	20,811	20,882	20,952	21,023
300	21,093	21,163	21,233	21,304	21,374	21,444	21,515	21,585	21,655	21,726

Englische Pfund p. Quadratfuß in Kilogramm p. Quadratmeter  
und umgekehrt.

Engl. Pfund p. Quadrat- fuß	kg p. m <sup>2</sup>	Engl. Pfund p. Quadrat- fuß	kg p. m <sup>2</sup>	kg p. m <sup>2</sup>	Engl. Pfund p. Quadratfuß	kg p. m <sup>2</sup>	Engl. Pfund p. Quadratfuß
1	4,88258	6	29,29548	1	0,20481	6	1,22886
2	9,76516	7	34,17806	2	0,40962	7	1,43367
3	14,64774	8	39,06064	3	0,61443	8	1,63848
4	19,53032	9	43,94322	4	0,81927	9	1,84329
5	24,41290	10	48,82580	5	1,02405	10	2,04814

## Englische Tons p. Quadratzoll in Kilogramm p. Quadratcentimeter.

Tons p. Quadr.-Zoll	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<b>0</b>	0,0000	157,49	314,99	472,48	629,97	787,47	944,96	1102,5	1259,9	1417,4
<b>10</b>	1574,9	1732,4	1889,9	2047,4	2204,9	2362,4	2519,9	2677,4	2834,9	2992,4
<b>20</b>	3149,9	3307,4	3464,9	3622,3	3779,8	3937,3	4094,8	4252,3	4409,8	4567,4
<b>30</b>	4724,8	4882,3	5039,8	5197,3	5357,7	5512,3	5669,8	5827,2	5984,7	6142,2
<b>40</b>	6299,7	6457,2	6614,7	6772,2	6929,7	7087,2	7244,7	7402,2	7559,7	7717,2
<b>50</b>	7874,7	8032,2	8189,6	8347,1	8504,6	8662,1	8819,6	8977,1	9134,6	9292,1

## Englische Pfund p. Kubikfuß in Kilogramm p. Kubikmeter und umgekehrt.

Engl. Pfund p. Kubikfuß	kg p. m <sup>3</sup>	Engl. Pfund p. Kubikfuß	kg p. m <sup>3</sup>	kg p. m <sup>3</sup>	Engl. Pfund p. Kubikfuß	kg p. m <sup>3</sup>	Engl. Pfund p. Kubikfuß
<b>1</b>	16,0196	6	96,1175	<b>1</b>	0,06242	6	0,37454
<b>2</b>	32,0392	7	112,1371	<b>2</b>	0,12485	7	0,43697
<b>3</b>	48,0588	8	128,1567	<b>3</b>	0,18727	8	0,49939
<b>4</b>	64,0784	9	144,1763	<b>4</b>	0,24969	9	0,56181
<b>5</b>	80,0980	10	160,1960	<b>5</b>	0,31212	10	0,62423

## Englische Fußpfund in Meterkilogramm.

Fußpfund	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<b>0</b>	0,0000	0,1383	0,2765	0,4148	0,5530	0,6913	0,8295	0,9678	1,1060	1,2443
<b>10</b>	1,3825	1,5208	1,6590	1,7973	1,9355	2,0738	2,2120	2,3503	2,4885	2,6268
<b>20</b>	2,7650	2,9033	3,0416	3,1798	3,3183	3,4563	3,5946	3,7328	3,8711	4,0093
<b>30</b>	4,1476	4,2858	4,4241	4,5623	4,7006	4,8388	4,9771	5,1153	5,2536	5,3918
<b>40</b>	5,5301	5,6684	5,8066	5,9449	6,0831	6,2214	6,3596	6,4979	6,6361	6,7744
<b>50</b>	6,9126	7,0509	7,1891	7,3274	7,4656	7,6039	7,7421	7,8804	8,0186	8,1569

## Englische Fußtons in Meterkilogramm.

Fußtons	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<b>0</b>	0,0000	309,72	619,44	929,16	1238,88	1548,60	1858,31	2168,03	2477,75	2787,47
<b>10</b>	3097,19	3406,91	3716,63	4026,35	4336,07	4645,79	4955,50	5265,22	5574,94	5884,66
<b>20</b>	6194,38	6504,10	6813,82	7123,54	7433,26	7742,98	8052,69	8362,41	8672,13	8981,85
<b>30</b>	9291,57	9601,29	9911,01	10220,73	10530,45	10840,17	11149,88	11459,60	11769,32	12079,04
<b>40</b>	12388,76	12698,48	13008,20	13317,92	13627,64	13937,36	14247,07	14556,79	14866,51	15176,23
<b>50</b>	15485,95	15795,67	16105,39	16415,11	16724,83	17034,55	17344,26	17653,98	17963,70	18273,42

## Englische Pferdestärken in metrische.

1 PS = 75 mkg; 1 HP = 550 Sek -Fußpfund = 76,042 mkg = 1 PS × 1,01390.

## Englische Registertons in Kubikmeter.

1 engl. Reg.-T. = 100 engl. Kub.-Fuß = 2,8315109 m<sup>3</sup>.

Reg.-Tons	m <sup>3</sup>								
1	2,83151	21	59,46173	41	116,09195	61	172,72216	81	229,35238
2	5,66302	22	62,29324	42	118,92346	62	175,55367	82	232,18389
3	8,49453	23	65,12475	43	121,75497	63	178,38519	83	235,01540
4	11,32604	24	67,95626	44	124,58648	64	181,21670	84	237,84691
5	14,15755	25	70,78777	45	127,41799	65	184,04821	85	240,67843
6	16,98906	26	73,61928	46	130,24950	66	186,87972	86	243,50994
7	19,82058	27	76,45079	47	133,08101	67	189,71123	87	246,34145
8	22,65209	28	79,28230	48	135,91252	68	192,54274	88	249,17296
9	25,48360	29	82,11382	49	138,74403	69	195,37425	89	252,00447
10	28,31511	30	84,94533	50	141,57554	70	198,20576	90	254,83598
11	31,14662	31	87,77684	51	144,40705	71	201,03727	91	257,66749
12	33,97813	32	90,60835	52	147,23857	72	203,86878	92	260,49900
13	36,80964	33	93,43986	53	150,07008	73	206,70029	93	263,33051
14	39,64115	34	96,27137	54	152,90159	74	209,53181	94	266,16202
15	42,47266	35	99,10288	55	155,73310	75	212,36332	95	268,99353
16	45,30417	36	101,93439	56	158,56461	76	215,19483	96	271,82505
17	48,13568	37	104,76590	57	161,39612	77	218,02634	97	274,65656
18	50,96720	38	107,59741	58	164,22763	78	220,85785	98	277,48807
19	53,79871	39	110,42892	59	167,05914	79	223,68936	99	280,31958
20	56,63022	40	113,26044	60	169,89065	80	226,52087	100	283,15109

## Kubikmeter in englische Registertons.

1 m<sup>3</sup> = 35,31683 engl. Kub.-Fuß = 0,353 Reg.-Tons.

m <sup>3</sup>	Reg.-Tons								
1	0,353	21	7,416	41	14,480	61	21,543	81	28,607
2	0,706	22	7,770	42	14,833	62	21,896	82	28,960
3	1,059	23	8,123	43	15,186	63	22,250	83	29,313
4	1,413	24	8,476	44	15,539	64	22,603	84	29,666
5	1,766	25	8,829	45	15,892	65	22,956	85	30,019
6	2,119	26	9,182	46	16,246	66	23,309	86	30,372
7	2,472	27	9,535	47	16,599	67	23,662	87	30,726
8	2,825	28	9,889	48	16,952	68	24,015	88	31,079
9	3,178	29	10,242	49	17,305	69	24,369	89	31,432
10	3,532	30	10,595	50	17,658	70	24,722	90	31,785
11	3,885	31	10,948	51	18,011	71	25,075	91	32,138
12	4,238	32	11,301	52	18,365	72	25,428	92	32,491
13	4,591	33	11,654	53	18,718	73	25,781	93	32,845
14	4,944	34	12,008	54	19,071	74	26,134	94	33,198
15	5,297	35	12,361	55	19,424	75	26,488	95	33,551
16	5,651	36	12,714	56	19,777	76	26,841	96	33,904
17	6,004	37	13,067	57	20,130	77	27,194	97	34,257
18	6,357	38	13,420	58	20,484	78	27,547	98	34,610
19	6,710	39	13,773	59	20,837	79	27,900	99	34,964
20	7,063	40	14,127	60	21,190	80	28,253	100	35,317

**10. Spezifische Gewichte.**

Chemische Elemente<sup>1)</sup>.

Gewicht eines Kubikdezimeters in Kilogramm

Element	Zeichen	Atomgewicht	Spezifisches Gewicht	Element	Zeichen	Atomgewicht	Spezifisches Gewicht
Aluminium	Al	27,1	2,60	Magnesium	Mg	24,3	1,74
Antimon	Sb	120,2	6,62	Mangan	Mn	54,9	7,42
Arsen	As	74,96	5,73	Natrium	Na	23,0	0,98
Barium	Ba	137,37	3,75	Nickel	Ni	56,68	8,80
Blei	Pb	207,20	11,37	Phosphor	P	31,04	weiß 1,83 rot 2,20
Bor	B	11,0	2,53	Platin	Pt	195,2	21,50
Brom	Br	79,9	3,19	Quecksilber	Hg	200,6	13,55
Cadmium	Cd	112,4	8,65	Radium	Ra	226,0	—
Calcium	Ca	40,07	1,58	Sauerstoff	O	16,00	1,11
Chlor	Cl	35,46	2,42	Schwefel	S	32,06	rhombo. 2,07 amorph. 1,92
Chrom	Cr	52,0	6,50	Selen	Se	79,2	krist. 4,47
Eisen	Fe	55,8	7,88	Silber	Ag	107,88	10,50
Gold	Au	197,2	19,33	Silicium	Si	28,3	krist. 2,39
Iridium	Ir	193,1	22,42	Stickstoff	N	14,01	0,97
Jod	J	126,9	4,95	Wasserstoff	H	1,008	0,069
Kalium	K	39,1	0,87	Wismut	Bi	208,0	9,80
Kobalt	Co	58,97	8,42	Wolfram	W	184,0	19,10
Kohlenstoff	C	12,0	Diamant 3,52	Zink	Zn	65,37	7,10
			Graphit 2,3	Zinn	Sn	118,7	7,29
			Holzkohle 1,6				
			8,93				

Metalle und Legierungen.

Aluminium . . . . .	}	gegossen	2,56
		gewalzt	2,65—2,67
		gehämmert	2,75
Bronzen . . . . .		mit 7,4 bis 14 vH Sn	7,4—8,9
Aluminiumbronze . . . . .		90 vH Cu, 10 vH Al	7,69
Deltametall . . . . .		60 vH Cu, etw. Zn u. maß. Eis.	8,6
Glockenmetall . . . . .		80 vH Cu, 20 vH Sn	8,81
Kanonenmetall . . . . .		—	8,44—8,79
Kunstbronze . . . . .		80—90 vH Cu, 5—8 vH Sn	8,45—9,20
Maschinenbronze	}	80—90 vH Cu, 10—18 vH Sn, 2—4 vH Zn	} 8,3—8,6
= Rotguß . . . . .			
Phosphorbronze . . . . .		bis 3 vH P	8,8
Eisen, chemisch rein . . . . .		—	7,88
Flußeisen . . . . .		—	7,85
Schmiede-(Schweiß-)eisen . . . . .		—	7,8
Fluß-/Schweißstahl . . . . .		—	7,86
Roheisen	}	} grau . . . . .	} 6,7—7,6 } i. M.
Gußeisen			
Eisendraht . . . . .		—	7,6—7,75
Kupfer . . . . .	}	gegossen	8,30—8,92
		gehämmert	8,92—8,96
		Draht	8,93—8,95
Magnalium . . . . .		90 vH Al, 10 vH Mg	2,4—2,57
Messing . . . . .		70 vH H, 30 vH Zn	8,3
Neusilber (Argentan) . . . . .		—	8,77
Quecksilber (20°) . . . . .		—	13,54
Weiß- } Lagerschalen . . . . .	}	} 85 vH Sn, 10 vH Sb, 5 vH Cu	} 8,11
metall } Stopfbüchsen . . . . .			

<sup>1)</sup> Nur die wichtigsten sind hier angeführt.

Anorganische Stoffe.		Organische Stoffe.	
Beton . . . . .	1,8—2,4	Anthrazit . . . . .	1,4—1,7
Bleimennige . . . . .	8,6—9,1	Baumwolle . . . . .	1,47—1,5
Bleiweiß . . . . .	6,7	Kautschuk . . . . .	1,0—1,2
Glas . . . . .	2,4—3,0	Knochen . . . . .	1,7—2,0
Kies . . . . .	1,4—2,0	Kohle:	
Marmor . . . . .	2,5—2,8	Braunkohle . . . . .	1,2—1,5
Porzellan . . . . .	2,3—2,5	Hclzkohle . . . . .	0,3—0,6
Salz . . . . .	2,15	Steinkohle . . . . .	1,2—1,5
Schamottesteine . . . . .	1,85—2,2	Koks . . . . .	1,4
Schießpulver, lose . . . . .	0,9	Mehl . . . . .	0,4—0,8
„ gestampft . . . . .	1,75	Papier . . . . .	0,7—1,5
Steingut . . . . .	2,3	Putzwolle . . . . .	0,16
Ziegelsteine . . . . .	1,4—2,0	Torf . . . . .	0,64
Zinnober . . . . .	8,0—8,1	Zellstoff . . . . .	1,52

Flüssigkeiten.		Gase und Dämpfe.	
Äther . . . . .	0,729	Atmosphärische Luft	1,000
Alkohol (wasserfrei) . . . . .	0,794	Azetylen . . . . .	0,91
Bier . . . . .	1,023—1,034	Chlorwasserstoff . . . . .	1,261
Glycerin . . . . .	1,27	Grubengas . . . . .	0,559
Masut . . . . .	0,91	Kohlenoxyd . . . . .	0,967
Naphtha . . . . .	0,76	Kohlensäure . . . . .	1,529
Petroleum . . . . .	0,79—0,82	Leuchtgas . . . . .	0,34—0,45
Quecksilber (0°) . . . . .	13,596	Quecksilberdampf . . . . .	6,94
Seewasser . . . . .	1,015—1,025	Sauerstoff . . . . .	1,106
Spiritus . . . . .	0,83—0,93	Schwefelkohlenstoff . . . . .	2,644
Teer (Steinkohlen-) . . . . .	1,20	Schwefelwasserstoff . . . . .	1,175
Teeröl . . . . .	0,9—1,1	Steinkohlengas . . . . .	0,48—0,51
Tran . . . . .	0,92	Wasserdampf (100°) . . . . .	0,605
Wasser (4°) . . . . .	1,000	„ (0°) . . . . .	0,00475

## Gebräuchlichste Schiffbauhölzer (lufttrocken).

Für Zimmerei und Tischlerei		Für Tischlerei	
Eiche . . . . .	0,85 <sup>1)</sup>	Ahorn . . . . .	0,70 <sup>1)</sup>
Kiefer (Föhre) . . . . .	0,60	Birnbaum . . . . .	0,70
Pappel (amerik.) . . . . .	0,55	Buche . . . . .	0,75
Pechkiefer (Pitchpine) . . . . .	0,78	Esche . . . . .	0,75
Oregonpine . . . . .	0,62	Mahagoni . . . . .	0,78
Teak . . . . .	0,82	Nußbaum . . . . .	0,75
Ulme (Rüster, Ypern) . . . . .	0,70	Tanne . . . . .	0,56

<sup>1)</sup> Diese Angaben gelten für die Hölzer im Einbauzustand; sie sind mit Rücksicht auf Entwurfrechnungen hoch gewählt.

## 11. Seemeile und Knoten.

Kilometer in Seemeilen, admiralty knots und statute miles.

km	Seemeilen	admiralty knots	statute miles
1	0,539957	0,539622	0,621381
2	1,079914	1,079243	1,242763
3	1,619870	1,618865	1,864144
4	2,159827	2,158487	2,485526
5	2,699784	2,698109	3,106907
6	3,239741	3,237730	3,728288
7	3,779698	3,777352	4,349670
8	4,319654	4,316974	4,971051
9	4,859611	4,856596	5,592433

Seemeilen	km	admiralty knots	statute miles
1	1,852	0,999433	1,150798
2	3,704	1,998867	2,301597
3	5,556	2,998300	3,452395
4	7,408	3,997733	4,603194
5	9,260	4,997167	5,753992
6	11,112	5,996600	6,904790
7	12,964	6,996033	8,055589
8	14,814	7,995467	9,206387
9	16,668	8,994333	10,357186

admiralty knots	km	Seemeilen	statute miles
1	1,853151	1,000622	1,151514
2	3,706302	2,001243	2,303027
3	5,559453	3,001865	3,454541
4	7,412604	4,002486	4,606054
5	9,265755	5,003108	5,757568
6	11,118906	6,003729	6,909082
7	12,972057	7,004351	8,060595
8	14,825208	8,004972	9,212109
9	16,678359	9,005594	10,363622

statute miles	km	Seemeilen	admiralty knots
1	1,609317	0,868962	0,868422
2	3,218635	1,737924	1,736844
3	4,827952	2,606886	2,605267
4	6,437270	3,475848	3,473689
5	8,046587	4,344810	4,342111
6	9,655805	5,213771	5,210533
7	11,265122	6,082733	6,078955
8	12,874440	6,951695	6,947378
9	14,483757	7,820657	7,815800

Seemeilen in der Stunde (Knoten) = Meter in der Sekunde.

kn	,0	,1	,2	,3	,4	,5	,6	,7	,8	,9	kn
1,	0,514	0,566	0,617	0,669	0,720	0,772	0,823	0,874	0,926	0,977	1,
2,	1,029	1,080	1,132	1,183	1,235	1,286	1,337	1,389	1,440	1,492	2,
3,	1,543	1,595	1,646	1,698	1,749	1,800	1,852	1,903	1,955	2,006	3,
4,	2,058	2,109	2,161	2,212	2,263	2,315	2,366	2,418	2,469	2,521	4,
5,	2,572	2,624	2,675	2,727	2,778	2,829	2,881	2,932	2,984	3,035	5,
6,	3,087	3,138	3,190	3,241	3,292	3,344	3,395	3,447	3,498	3,550	6,
7,	3,601	3,653	3,704	3,755	3,807	3,858	3,910	3,961	4,013	4,064	7,
8,	4,116	4,167	4,218	4,270	4,321	4,373	4,424	4,476	4,527	4,579	8,
9,	4,630	4,681	4,733	4,784	4,836	4,887	4,939	4,990	5,042	5,093	9,
10,	5,144	5,196	5,247	5,299	5,350	5,402	5,453	5,505	5,556	5,607	10,
11,	5,659	5,710	5,762	5,813	5,865	5,916	5,968	6,019	6,070	6,122	11,
12,	6,173	6,225	6,276	6,328	6,379	6,431	6,482	6,533	6,585	6,636	12,
13,	6,688	6,739	6,791	6,842	6,894	6,945	6,996	7,048	7,099	7,151	13,
14,	7,202	7,254	7,305	7,357	7,408	7,459	7,511	7,562	7,614	7,665	14,
15,	7,717	7,768	7,820	7,871	7,922	7,974	8,025	8,077	8,128	8,180	15,
16,	8,231	8,283	8,334	8,385	8,437	8,488	8,540	8,591	8,643	8,694	16,
17,	8,746	8,797	8,848	8,900	8,951	9,003	9,054	9,106	9,157	9,209	17,
18,	9,260	9,311	9,363	9,414	9,466	9,517	9,569	9,620	9,672	9,723	18,
19,	9,774	9,826	9,877	9,929	9,980	10,032	10,083	10,135	10,186	10,237	19,
20,	10,289	10,340	10,392	10,443	10,495	10,546	10,598	10,649	10,700	10,752	20,
21,	10,803	10,855	10,906	10,958	11,009	11,061	11,112	11,163	11,215	11,266	21,
22,	11,318	11,369	11,421	11,472	11,524	11,575	11,626	11,678	11,729	11,781	22,
23,	11,832	11,884	11,935	11,987	12,038	12,089	12,141	12,192	12,244	12,295	23,
24,	12,347	12,398	12,450	12,501	12,552	12,604	12,655	12,707	12,758	12,810	24,
25,	12,861	12,913	12,964	13,015	13,067	13,118	13,170	13,221	13,273	13,324	25,
26,	13,376	13,427	13,478	13,530	13,581	13,633	13,684	13,736	13,787	13,839	26,
27,	13,890	13,941	13,993	14,044	14,096	14,147	14,199	14,250	14,302	14,353	27,
28,	14,404	14,456	14,507	14,559	14,610	14,662	14,713	14,765	14,816	14,867	28,
29,	14,919	14,970	15,022	15,073	15,125	15,176	15,228	15,279	15,330	15,382	29,
30,	15,433	15,485	15,536	15,588	15,639	15,691	15,742	15,793	15,845	15,896	30,
31,	15,948	15,999	16,051	16,102	16,154	16,205	16,256	16,308	16,359	16,411	31,
32,	16,462	16,514	16,565	16,617	16,668	16,719	16,771	16,822	16,874	16,925	32,
	16,977	17,028	17,080	17,131	17,182	17,234	17,285	17,337	17,388	17,440	33,
34,	7,491	17,543	17,594	17,645	17,697	17,748	17,800	17,851	17,903	17,954	34,
35,	18,006	18,057	18,108	18,160	18,211	18,263	18,314	18,366	18,417	18,469	35,
36,	18,520	18,571	18,623	18,674	18,726	18,777	18,829	18,880	18,932	18,983	36,
37,	19,034	19,086	19,137	19,189	19,240	19,292	19,343	19,395	19,446	19,497	37,
38,	19,549	19,600	19,652	19,703	19,755	19,806	19,858	19,909	19,960	20,012	38,
39,	20,063	20,115	20,166	20,218	20,269	20,321	20,372	20,423	20,475	20,526	39,
40,	20,578	20,629	20,681	20,732	20,784	20,835	20,886	20,938	20,989	21,041	40,
41,	21,092	21,144	21,195	21,247	21,298	21,349	21,401	21,452	21,504	21,555	41,
42,	21,607	21,658	21,710	21,761	21,812	21,864	21,915	21,967	22,018	22,070	42,
43,	22,121	22,173	22,224	22,275	22,327	22,378	22,430	22,481	22,533	22,584	43,
44,	22,636	22,687	22,738	22,790	22,841	22,893	22,944	22,996	23,047	23,099	44,
45,	23,150	23,202	23,253	23,304	23,356	23,407	23,459	23,510	23,562	23,613	45,
46,	23,664	23,716	23,767	23,819	23,870	23,922	23,973	24,025	24,076	24,127	46,
47,	24,179	24,230	24,282	24,333	24,385	24,436	24,488	24,539	24,590	24,642	47,
48,	24,693	24,745	24,796	24,848	24,899	24,951	25,002	25,053	25,105	25,156	48,
49,	25,208	25,259	25,311	25,362	25,414	25,465	25,516	25,568	25,619	25,671	49,
50,	25,722	25,774	25,825	25,877	25,928	25,980	26,031	26,082	26,134	26,185	50,

Dampferwege in Seemeilen. Entfernungen verschiedener Punkte.			
Hamburg—Brunsbüttel . . . . .	40	Boulogne—Elbe I . . . . .	332
„ —Cuxhaven . . . . .	55	„ —Weser F. S. . . . .	316
„ —Elbe I . . . . .	73	„ —Cherbourg . . . . .	138
„ —Holtenau } Nordost-	93	„ —H. v. Holland . . . . .	128
„ —Kiel } seekanal	96	„ —Southampton . . . . .	120
„ —Emden . . . . .	104	„ —Vlissingen . . . . .	98
„ —Bremerhaven . . . . .	118	„ —Dover . . . . .	25
„ —Wilhelmshaven . . . . .	122	Amsterdam—Ymuiden . . . . .	15
„ —Lübeck . . . . .	194	„ —Rotterdam . . . . .	67
„ —Stettin . . . . .	315	„ —Antwerpen . . . . .	146
„ —Danzig (Nordostsee-		„ —Dünkirchen . . . . .	150
kanal) . . . . .	435	„ —Dover . . . . .	160
„ —Königsberg . . . . .	469	„ —Boulogne . . . . .	171
„ —Memel . . . . .	493	Rotterdam—Dünkirchen . . . . .	122
Elbe I—Weser F. S. . . . .	18	„ —Gravesend . . . . .	164
„ —Bremerhaven . . . . .	42	Antwerpen—Dünkirchen . . . . .	123
„ —Vlissingen . . . . .	263	„ —Gravesend . . . . .	157
Kiel (Friedrichsort)—Kopenhag.	159	Dünkirchen—Dover . . . . .	38
Cuxhaven—Elbe I . . . . .	20	„ —Boulogne . . . . .	44
„ —Bremerhaven . . . . .	62	„ —Gravesend . . . . .	93
„ —Wilhelmshaven . . . . .	65	„ —Havre . . . . .	143
„ —Borkum F. S. . . . .	90	Dover—Dungeness . . . . .	18
„ —Emden . . . . .	140	„ —Gravesend . . . . .	70
„ —Amsterdam . . . . .	235	„ —Havre . . . . .	115
„ —Dünkirchen . . . . .	327	Tynemouth—Cuxhaven . . . . .	364
„ —Gravesend . . . . .	360	„ —Emden . . . . .	333
Bremerhaven wie Cuxhaven		„ —Antwerpen . . . . .	330
„ —Bremen . . . . .	34	„ —Dünkirchen . . . . .	292
„ —Weser F. S. . . . .	36	„ —Rotterdam . . . . .	288
Wilhelmshaven—Emden . . . . .	129	„ —Dover . . . . .	287
„ —Dover . . . . .	331	Hull—Cuxhaven . . . . .	328
Emden—Amsterdam . . . . .	190	„ —Antwerpen . . . . .	240
„ —Rotterdam . . . . .	207	„ —Dover . . . . .	202
„ —Dünkirchen . . . . .	276	Cardiff—Dover . . . . .	435
„ —Antwerpen . . . . .	281	„ —C. Finisterre . . . . .	600
„ —Dover . . . . .	289	„ —Madeira . . . . .	1310
„ —Boulogne . . . . .	301	„ —St. Vincent . . . . .	2340
„ —Gravesend . . . . .	309	Dundee—Cuxhaven . . . . .	435
Borkum F. S.—Emden . . . . .	55	„ —Dover . . . . .	381
„ —Amsterdam . . . . .	135	Quessant—Dover . . . . .	298
„ —Rotterdam . . . . .	168	„ —Boulogne . . . . .	295
„ —Dünkirchen . . . . .	237	„ —Havre . . . . .	237
„ —Antwerpen . . . . .	240	„ —Southampton . . . . .	210
„ —Dover . . . . .	250	Cadiz—Bilbao . . . . .	806
„ —Boulogne . . . . .	262	„ —Coruña . . . . .	567
„ —Gravesend . . . . .	270	„ —Lissabon . . . . .	245
Weser F. S.—H. v. Holland . . . . .	204	„ —Gibraltar . . . . .	77
„ —Vlissingen . . . . .	247	Gibraltar—Teneriffa . . . . .	735
„ —Dover . . . . .	310	„ —Barcelona . . . . .	470
H. v. Holland—Rotterdam . . . . .	18	Genua—Montevideo . . . . .	6078
„ —Vlissingen . . . . .	49	Buenos Aires—San Nicolas . . . . .	177
Vlissingen—Antwerpen . . . . .	47	„ —Rosario . . . . .	216
„ —Dover . . . . .	90	„ —Bahia Blanca . . . . .	510
Southampton—Dover . . . . .	118	Cadiz—San Francisco . . . . .	4525

## Dampferwege in See-meilen. Größere Entfernungen von Hamburg.

Adelaide . . . . .	11 520	Natal (über Suez) . . . . .	8 450
Aden . . . . .	5 000	Neapel . . . . .	2 630
Alexandria . . . . .	3 500	New-Orleans . . . . .	5 420
Algier . . . . .	2 050	Newyork . . . . .	3 610
Arica (Chile) . . . . .	10 370	Norfolk . . . . .	4 060
Athen (über Neapel) . . . . .	3 300	Odessa . . . . .	4 000
Azoren . . . . .	1 870	Oporto . . . . .	1 310
Bahia . . . . .	4 890	Oslo . . . . .	475
Baltimore . . . . .	3 900	Quessant . . . . .	705
Barbados . . . . .	4 200	Palermo . . . . .	2 550
Batavia . . . . .	9 250	Panama (Golf) . . . . .	11 880
Bibundi (Kamerun) . . . . .	5 065	Penang . . . . .	8 340
Bombay . . . . .	6 660	Pernambuco . . . . .	4 525
Boston . . . . .	3 420	Petrograd . . . . .	900
Buenos Aires . . . . .	6 630	Philadelphia . . . . .	3 750
Calcutta . . . . .	8 430	Plymouth . . . . .	610
Cherbourg . . . . .	535	Port au Prince (Haiti) . . . . .	4 900
Christianssand . . . . .	345	Port Said . . . . .	3 600
Colombo (Ceylon) . . . . .	7 140	Portsmouth . . . . .	500
Dar-es-Salaam . . . . .	6 800	Punta Arenas (Mag.-Str.) . . . . .	7 555
Delagoa-Bai . . . . .	8 150	Rio de Janeiro . . . . .	5 500
Englischer Kanal (Eingang) . . . . .	700	Rotterdam . . . . .	320
Fernando Po . . . . .	5 010	Santos . . . . .	5 825
Finisterre . . . . .	1 080	San Domingo . . . . .	4 480
Genua . . . . .	2 480	Savanilla . . . . .	5 605
Gibraltar . . . . .	1 630	Shanghai . . . . .	11 020
Glasgow . . . . .	1 050	Sierra Leone . . . . .	3 410
Halifax . . . . .	3 000	Singapore . . . . .	8 720
Havanna . . . . .	4 840	Skagen . . . . .	360
Havre . . . . .	500	Smyrna . . . . .	3 500
Hull (Grimsby) . . . . .	375	Soerabaja (Java) . . . . .	10 150
Kamerun . . . . .	4 950	Southampton . . . . .	510
Kap Horn . . . . .	7 800	St. Helena . . . . .	4 800
Kapstadt (K. d. g. H.) . . . . .	6 500	St. Thomas . . . . .	4 175
Konstantinopel . . . . .	3 650	St. Vincent (Kap Verdi) . . . . .	3 000
Kreta (Kanea) . . . . .	3 090	Stockholm . . . . .	650
Kronstadt . . . . .	855	Suez . . . . .	3 690
Lagos . . . . .	4 510	Swakopmund . . . . .	5 835
La Guaira (Venezuela) . . . . .	4 800	Sydney . . . . .	12 570
Lissabon . . . . .	1 340	Tanga . . . . .	6 660
Liverpool . . . . .	1 000	Tanger . . . . .	1 610
Loanda (Kongo) . . . . .	5 265	Teneriffa . . . . .	2 020
London . . . . .	430	Tientsin (Peking) . . . . .	11 770
Madeira (Funchal) . . . . .	1 800	Tongatabu (Tonga-Ins.) . . . . .	14 600
Madras . . . . .	7 660	Toulon . . . . .	2 330
Malta . . . . .	2 620	Triest (über Brindisi) . . . . .	3 315
Manila . . . . .	10 000	Tschifu . . . . .	11 520
Marokko (C. Mazagan) . . . . .	1 830	Venedig . . . . .	3 310
Marseille . . . . .	2 330	Vera Cruz . . . . .	5 660
Mauritius . . . . .	7 500	Vigo . . . . .	1 310
Melbourne . . . . .	12 000	Vlissingen . . . . .	343
Messina . . . . .	2 650	Walfischbai . . . . .	5 830
Montevideo . . . . .	6 520	Wladiwostock . . . . .	11 950
Nagasaki . . . . .	11 130	Zanzibar . . . . .	6 730

## **II. Tafeln.**

Additional material from *Hilfsbuch für den Schiffbau*,  
ISBN 978-3-642-50392-4 (978-3-642-50392-4\_OSFO2),  
is available at <http://extras.springer.com>

