Jahrbuch

der

Schiffbautechnischen Gesellschaft

EXTRA
MATERIALS
extras.springer.com

Zehnter Band

1909

Verlag von Julius Springer, Berlin. Hel.u.impr. Meisenbach Riffarth & Co, Berlin.

Moltke

Jahrbuch

der

Schiffbautechnischen Gesellschaft

Zehnter Band

1909

Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH
1909

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

ISBN 978-3-642-90185-0 ISBN 978-3-642-92042-4 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-642-92042-4

Alle Rechte vorbehalten.

Softcover reprint of the hardcover 1st edition

Inhalts-Verzeichnis.

Seite

Geschäftliches: 1

I. Mitgliederliste 3

II. Satzung 40

III. Satzung für den Stipendienfonds 45

IV. Satzung für die silberne und goldene Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft 47

V. Bericht über das zehnte Geschäftsjahr 1908 49

VI. Bericht über die Sommerversammlung in Berlin 67

VII. Bericht über die zehnte ordentliche Hauptversammlung am 19. und 20. November 1908 73

VIII. Protokoll über die geschäftliche Sitzung der zehnten ordentlichen Hauptversammlung am 20. November 1908 81

IX. Unsere Toten 96

Vorträge der Sommerversammlung: 109

X. Der Schiffskreisel. Von Otto Schlick 111

XI. Über Borsigketten und Kenterschäkel. Von Max Krause 149

XII. Neuere Lichtpausapparate. Von Hans Schmidt 169

XIII. Die Oberflächen-Kondensationen der Dampfturbinen insbesondere für Schiffe. Von E. Josse 174

XIV. Schiffbau und Schiffahrt auf den großen Seen in Nordamerika. Von Wilhelm Renner 228

Seite

Vorträge der X. Hauptversammlung: 299

XV. Über moderne Turbinenanlagen für Kriegsschiffe. Von G. Bauer (Hierzu Tafel I und II) 301

XVI. Der Kreisel als Richtungsweiser auf der Erde mit besonderer Berücksichtigung seiner Verwendbarkeit auf Schiffen. Von Dr. Anschütz-Kaempfe 352

XVII. Die Widerstandsvorgänge im Wasser an Platten und Schiffskörpern. Die Entstehung der Wellen. Von Fr. Ahlborn (Hierzu Tafel I—XXII) 370

XVIII. Technische und sonstige Gesichtspunkte für die Aufstellung der Rettungsboote auf modernen Dampfern. Von Axel Welin 437

XIX. Transporttechnische Gesichtspunkte bei Hellingen. Von C. Michenfelder 452

XX. Lohntarifverträge im Schiffbau. Von Dr. Franz Hochstetter . . 539

Beiträge: 557

XXI. Nachtrag zu dem Vortrag „Der Schiffskreisel". Von Otto Schlick 559

XXII. Mathematischer Anhang zu dem Vortrag von Dr. Anschütz-Kaempfe über „Der Kreisel als Richtungsweiser auf der Erde mit besonderer Berücksichtigung seiner Verwendbarkeit auf Schiffen". Von Dipl.-Ing. Max Schuler 561

Besichtigungen: 577

XXIII. Die Fabriken der Siemens & Halske A.-G. und der Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H. am Nonnendamm bei Berlin 579

Geschäftliches.

I. Mitgliederliste.

Protektor:

SEINE MAJESTÄT DER DEUTSCHE KAISER UND KÖNIG VON PREUSSEN

WILHELM II.

Ehrenvorsitzender:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT DER GROSSHERZOG

FRIEDRICH AUGUST VON OLDENBURG.

Vorsitzender:

C. Busley, Geheimer Regierungsrat und Professor, Berlin.

Stellvertretender Vorsitzender:

Johs. Rudloff, Wirklicher Geheimer Ober-Baurat a. D. und Professor, Berlin.

Fachmännische Beisitzer:

C. Pagel, Professor, Technischer Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin.

Gotth. Sachsenberg, Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.

Otto Schlick, Dr. Ing., Konsul, Direktor des Germanischen Lloyd, Hamburg.

R. Veith, Geheimer Ober-Baurat, Abteilungsvorstand im Reichs-Marine-Amt, Berlin.

R. Zimmermann, Baurat, Schiffbau-Direktor der Stettiner Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Stettin.

Beisitzer:

Fr. Achelis, Konsul, Vizepräsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen.

G. Gillhausen, Dr. Ing., Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp A.-G., Essen a. Ruhr.

Aug. Schultze, Geheimer Kommerzienrat, Direktor der Oldenburg-Portug. Dampfschiffs-Reederei, Oldenburg i. Gr.

Ed. Woermann, Konsul und Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg.

Geschäftsstelle: Berlin NW6., Schumann-Str. 2 pt.

Telephon: III 6106.

1. Ehrenmitglieder:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr. Ing.
HEINRICH, PRINZ VON PREUSSEN
(seit 1901)

SEINE KAISERLICHE UND KÖNIGLICHE HOHEIT,
WILHELM, KRONPRINZ DES DEUTSCHEN REICHES U. VON PREUSSEN
(seit 1902)

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT
FRIEDRICH FRANZ IV., GROSSHERZOG V. MECKLENBURG-SCHWERIN
(seit 1904)

R. Haack, Königlicher Baurat, Eberswalde.

2. Inhaber der Goldenen Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

WILHELM II., DEUTSCHER KAISER UND KÖNIG VON PREUSSEN.

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT
FRIEDRICH AUGUST, GROSSHERZOG VON OLDENBURG.

3. Inhaber der Silbernen Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

Föttinger, Herm., Dr. Ing.,
Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin.

4. Fachmitglieder.

a) Lebenslängliche Fachmitglieder:

Bergius, Walter, C., Ingenieur, Queen Street 77, Glasgow.

Berninghaus, C., Ingenieur und Werftbesitzer, Duisburg.

Biles, John Harvard, Professor für Schiffbau an der Universität Glasgow.

Blohm, Herm., i. Fa. Blohm & Voß, Hamburg, Harvestehuder Weg 10.

Busley, C., Geheimer Regierungsrat und Professor, Berlin NW., Kronprinzen-Ufer 2.

de Champs, Ch., Kapitänleutnant der Königl. Schwed. Marine, Schiffbau- und Elektro-Ingenieur von der Königl. Techn. Hochschule in Stockholm, Stockholm, Johannesgatan 20.

Claussen, Georg W., Techn. Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Dock-Str. 4.

Claussen jun., Georg, Schiffbau-Betriebsleiter der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Dock-Str. 4.

Delaunay-Belleville, L., Ingénieur-Constructeur, Rue de l'Ermitage, St. Denis (Seine).

Elgar, Dr. Francis, Naval Architect, London NW., 18 Cornwall Terrace, Regents Park.

Flohr, Justus, Baurat, Maschinenbau-Direktor der Stettiner Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Stettin, Kant-Str. 9.

Howaldt, Bernhard, Ingenieur, Rastorfer Mühle, Poststation Raisdorf i. Holstein.

Klose, A., Ober-Baurat a. D., Berlin W., Kurfürstendamm 33.

Kraft de la Saulx, Ritter Friedrich, Ober-Ingenieur der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft, Mülhausen, Elsaß.

Kummer, O. L., Kommerzienrat, Radebeul bei Dresden.

Masing, Berthold, Ingenieur und Vertreter der Werft Uebigau bei Dresden, Stettin, Klosterhof 32 pt.

Meyer, Georg C. L., Ingenieur und Direktor, Hamburg, Kl. Fontenay 4.

Niclausse, Jules, Ingénieur-Constructeur, Paris, Rue des Ardennes 24.

Pommée, P. J., Direktor des Ottensener Eisenwerk, Gr.-Flottbeck, Voß-Str. 8.

Rickmers, A., Vorsitzender des Aufsichtsrates der Rickmers-Schiffswerft, Bremen.

Sachsenberg, Georg, Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.

Sachsenberg, Gotthard, Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.

Sachsenberg, Paul, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.

Spetzler, Carl, Ferd., Betriebsdirigent bei der Kaiserl. Werft Kiel, Kiel, Garten-Str. 27.

Steinike, Karl, Schiffbaudirektor der Fried. Krupp Germania-Werft, Gaarden bei Kiel.

Topp, C., Baurat, Direktor der Schiffswerft von F. Schichau zu Danzig, Neufahrwasserweg 6.

Wilton, B., Werftbesitzer, Rotterdam.

Wilton, J. Henry, Werftdirektor, Rotterdam.

Ziese, Carl H., Dr. Ing., Geheimer Kommerzienrat und Besitzer der Schichauschen Werke zu Elbing und Danzig, Elbing.

Ziese, Rud. A., Ingenieur, St. Petersburg, Wassili Ostrow, 12. Linie 27.

Zimmermann, R., Baurat, Schiffbau-Direktor der Stettiner Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Stettin, Karkutsch-Str. 1.

Zoelly-Veillon, H., Ingenieur, Vorstandsmitglied und technischer Direktor bei Escher, Wyß & Cie., Zürich.

b) Ordnungsmäßige Fachmitglieder:

Abel, Herm., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 23a.

Abel, P., Ingenieur, Besichtiger von Lloyds-Register, Düsseldorf, Herder-Str. 70.

Abel, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum zu Hamburg, Hamburg-Borgfelde, Burg-Str. 56 I.

Abraham, J., Schiffbau-Ingenieur, Inhaber der Firma O. Kirchhoff Nachfolger, Stralsund.

Achenbach, Albert, Ingenieur, Privatdozent an der Technischen Hochschule Charlottenburg, Berlin N., Schönhauser Allee 164.

Ackermann, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Garten-Str. 11.

Ahlers, Louis, Ingenieur, Roßlau a. E., Linden-Str. 65.

Ahlers, Otto, Ingenieur, Roßlau a. E., Akazien-Str. 4.

Ahlrot, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Malmö, Kockums Mek. Verkstads A. B.

de Ahna, Felix, Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Stuttgarter Platz 15.

Ahnhudt, Marine-Schiffbaumeister, Berlin W. 15, Ludwigskirch-Str. 7.

Alverdes, Max, Oberingenieur und Vertreter des Osnabrücker Georgs-Marien-Bergwerks- und Hüttenvereins, Hamburg-Uhlenhorst, Bassin-Str. 8.

Ambronn, Victor, Diplom-Ingenieur, Bremen, Born-Str. 36.

Amnell, Bengt., Schiffbau-Ingenieur, Abo, Finland.

de Angulo, Enrique Garcia, Excellenz, Général du Génie maritime Espagnol, Madrid, Salesas 10.

Arendt, Ch., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.

Aresa, Hans, Ingenieur, Breslau VI, Liegnitzer Str. 1.

Arnold, Alb., C., Schiffbau-Ingenieur, Berlin NW., Luisen-Str. 64.

Arppe, Johs., Oberingenieur u. Prokurist d. Fa. F. Schichau, Danzig, Linden-Str. 10.

Artus, Kaiserl. Marine-Baumeister, Reichs-Marine-Amt, Berlin W. 30, Eisenacher Str. 84 III.

Asthöwer, Diplom-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft.

Baars, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, St. P., Oster-Str. 9.

Baath, Kurt, Diplom-Ingenieur, Bremen, Kiel-Str. 5.

Bachmeyer, Robert, Direktor der Berliner Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N. 4, Chaussee-Str. 17/18.

Baisch, Ludwig, Ingenieur, i. Fa. Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Muhlius-Str. 63.

Barends, Ingenieur, Danzig, Schichaugasse 31.

Barg, G., Schiffbau-Direktor der Neptunwerft, Rostock i. M.

Bauer, V. J., Direktor der Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 49.

Bauer, Dr. G., Stellvertr. Direktor der Stett. Maschinenb.-A.-G. Vulcan, Bredow a. O.

Bauer, M.H., Schiffbau-Ingenieur, Berlin W. 26, Nollendorf-Str. 30.

Bauer, O., Betriebs-Ingenieur d. Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft, Flensburg.

Baur, G., Baurat, Direktor, Fried. Krupp, A.-G., Germania-Werft, Kiel-Gaarden.

Becker, Richard, Maschinen - Ingenieur, Stettin, Pölitzer Str. 17 III.

Beckh, Otto, Oberingenieur der Germania-Werft, Kiel.

van Beek, J. F., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Amsterdam, Marinewerft 5.

Behn, Theodor, Diplom-Ingenieur, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 90.

Benetsch, Armin, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Oberlehrer a. d. Städt. Maschinist.- und Gewerbeschule, Bremerhaven.

Benjamin, Ludwig, Zivil-Ingenieur, Hamburg 13, Grindel-Allee 153.

Berendt, M., Ingenieur, Hamburg, Admiralität-Str. 52.

Bergemann, W., Marine - Baurat, Danzig, Kaiserl. Werft.

Berghoff, O., Marine - Baumeister a. D., Berlin C., Dragoner-Str. 23 I.

Berling, G., Marine-Baurat, Kiel, Feld-Strasse 130.

Berndt, Fritz, Elektro-Ingenieur, Hamburg, Hohe Bleichen 28.

Berndt, Rechnungsrat, Groß - Lichterfelde, Ring-Str. 17.

Berner, Otto, Ingenieur, Hamburg, Admiralität-Str. 58.

Bertram, Ed., Geh. Marine-Baurat u. Maschinenbau - Ressortdirektor, Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.

Bettac, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Deutsche Str. 60.

Beul, Th., Oberinspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremerhaven, Lloyd-Dock.

Biedermann, Schiffbau - Diplom - Ingenieur beim Norddeutschen Lloyd, Bremen.

Bielenberg, Theodor, Schiffbau - Ingenieur bei Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden.

Biese, Max, Maschinenbau - Betriebs - Ingenieur, Geestemünde, Leher-Chaussee 46.

Bigge, Karl, Diplom-Ingenieur, Berlin W. 15, Uhland-Str. 52 II.

Billig, H., Maschinenbau - Oberingenieur, Dessau, Göthe-Str. 3.

Blackstady, E., Direktor der Oderwerke Stettin, Schiller-Str. 11.

Blechschmidt, Marine - Schiffbaumeister, Berlin W. 30, Heilbronner Str. 7.

Block, Hch., Ingenieur, Hamburg, Große Bleichen 31/43.

Blohm, Eduard, Ingenieur, Hamburg, Koop-Str. 26.

Blohm, M. C. H., Ingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Bismarck-Str. 60.

Blümcke, Richard, Direktor der Schiffs- und Maschinenbau - Akt. - Ges. Mannheim in Mannheim.

Blumenthal, G. E., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Jungfrauenthal 2.

Bocchi Guido, Chef des Schiffbau-Bureaus der Cantieri navali rimiti. Ancona, via ad Alto 7.

Bock, W., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Kiel, Feld-Str. 140.

Bockelmann, H., Schiffbau-Ingenieur, Bremerhaven, Deich-Str. 25 II r.

Bockhacker, Eug., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Berlin W. 50, Spichern-Str. 11/12.

Boekholt, H., Marine-Baurat a. D., Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.

Bohnstedt, Max, Oberlehrer u. kommissarischer Direktor der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule zu Kiel, Waiz-Str. 22.

Boie, Harry, Ingenieur, Stettin, Deutsche Str. 17.

Bonhage, K., Marine-Baurat, Kiel, Falk-Str. 2.

Böning, O., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Grabower Str. 6 b.

Borgstede, Ed., Bat und Schiffbau-Direktor a. D., Elbing.

Bormann, Alfred, Kaiserl. Russ. Schiffbau-Ingenieur am Kaiserl. Russ. Ministerium des Wegebaues, St. Petersburg, Italienische Str. 17.

Bormann, Ed., Direktor des Technikum Riesa i. S.

v. Borries, Friedrich, Marine-Baumeister, Kiel, Kirchen-Str. 1.

Böttcher, Max, Schiffbau-Ingenieur, Langfuhr b. Danzig, Robert-Reinick-Weg 8 I.

Bötticher, Ernst, Ingenieur, Bremen, Osterholzer Str. 1 II.

Boyens, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Junker-Str. 43 I.

Bramigk, Schiffbau-Ingenieur, Roßlau a. E., Dessauer Str. 90 I.

Bredsdorff, Th., Schiffbau-Direktor, Flensburg, Apenrader Str. 25.

Breer, Wilh., Schiffbau-Ing. und erster Schiffs-Vermesser, Hamburg, Frucht-Allee 38.

Breitländer, Friedrich, Oberingenieur, Niederschönhausen, Kaiserin-Augusta-Straße 22.

Breuer, C., Ingenieur, Stettin, Mühlen-Str. 12.

Brinkmann, G., Geheimer Marine-Baurat und Schiffbau-Ressortdirektor, Wilhelmshaven, Adalbert-Str. 11.

Brinkmann, Oberingenieur der Germania-Werft, Kiel, Berg-Str. 25.

Brodin, O. A., Werftbesitzer, Gefle.

Brommundt, G., Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Wall-Str. 6b.

Brotzki, Julius, Regierungsrat, Berlin W. 15, Xantener Str. 7.

Bruckhoff, Carl A. E., Leiter der Versuchs-Station des Norddeutschen Lloyd, Lehe, Hafen-Str. 159.

Brüll, Max R., Schiffsmaschinenbauingenieur, Hamburg 21, Eppendorferbaum 41.

Bruns, Heinr., Konsul, Zivilingenieur i. Fa. H. Diederichsen, Kiel, Niemannsweg 90.

Bub, H., Schiffbau-Ingenieur, Vegesack, Bremer Vulkan.

Buchsbaum, Georg, Schiffbau-Ingenieur beim Germ. Lloyd, Friedenau, Goßler-Str. 13.

Bufe, C., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Johannis-Str. 19.

Bull, Harald, Ingenieur, Hamburg, Eimsbüttler Str. 48.

v. Bülow, Schiffbau-Ingenieur, Prokurist des Germ. Lloyd, Gr.-Lichterfelde-O., Anna-Straße 2.

Bürkner, H., Geh. Marine-Baurat und vortragender Rat im Reichs-Marine-Amt, Gr.-Lichterfelde O., Jungfernstieg 12.

Buschberg, E., Marine-Baurat, Stettin, Kronprinzen-Str. 15.

Büsing, R., Maschinenbau-Ingenieur, Bremerhaven, Kaiserstr. 2 b.

Buttermann, Ingenieur, Pankow b. Berlin, Amalienpark 5.

Büttgen, Schiffbauingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft.

Buttmann, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Feld-Str. 130 III.

Caldwell, James, Marine-Engineer, Glasgow, Elliot-Street 130.

Carlson, C. F., Schiffbau-Ingenieur, Danzig, Werft von F. Schichau.

Cerio, Schiffbauingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft.

Chace, Mason, S., Schiffbau-Ingenieur, Boston, Mass. U. S. A.

Clark, Charles, Professor am Polytechnikum, Riga, Mühlen-Str. 58 II.

Clausen, Ernst, Schiffbau-Ingenieur und Chef des Konstruktionsbureaus der Fried. Krupp Akt.-Ges. Germaniawerft, Gaarden, Wilhelm-Str. 21.

Claussen, J, Schiffbau-Ingenieur, Flensburg, Flensburger Schiffbaugesellschaft, Schiffbrücke 42.

Cleppien, Max, Marine-Baumeister, Kiel, Kaiserl. Werft.

Conradi, Carl, Marine-Ingenieur, Christiania, Prinsens Gade 2 b.

Collin, Max, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.

Cornehls, Otto, Direktor der Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg, Kl. Grasbrook.

Coulmann, Marine-Bauführer, Wilhelmshaven, Wall-Str. 4.

Crets, M. C. Edmond, Direktor der Chantier naval Cockerill, Hoboken—Anvers.

Creutz, Carl Alfr., Direktor der Oehta-Schiffswerft und Maschinenfabrik, St. Petersburg, Rußland.

Dahlby, Gustav, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Logengarten 14.

Dammann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 33, Steilshoper-Str. 106 III.

Degn, Paul Frederik, Diplom-Ingenieur, Bremen, Lobbendorferstr. 7.

Deichmann, Karl, Ingenieur, Hamburg, Margarethen-Str. 76.

Delaunay-Belleville, Robert, Ingenieur, Saint-Denis sur Seine.

Dentler, Heinr., Stettin, Friedrich-Carl-Straße 6.

Dieckhoff, Hans, Prof., Techn. Direktor der Woermann-Linie und der Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 27 (Afrikahaus).

Dietrich, A., Marine-Baumeister, Steglitz, Sedan-Str. 39 pt.

Dietze, E., Schiffbau-Oberingenieur, Roßlau a. E., Pötsch-Str. 14.

Dietze, F. M., Inspektor für Maschinen- und Schiffbau, Hamburg 30, Eichelhorsterweg 15.

Dietze, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Norddeutsche Str. 63.

Dix, Joh., Marine-Baurat, Berlin W., Siegmundshof 22.

v. Dorsten, Wilhelm, Ingenieur der Rheinschiffahrt A.-G. vorm. Fendel, Mannheim.

Drakenberg, Jean, Maschinen-Ingenieur, Direktor der Bergungs-Gesellschaft „Neptun", Stockholm, Kungsträdgårdsgatan 12.

Dreyer, E., Max, Ingenieur für Schiff- und Maschinenbau, Inspektor des Germanischen Lloyd, Hamburg 11.

Dreyer, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg, Eidelstedterweg 29.

Dreyer, Karl, Elektroingenieur der Firma F. Schichau, Elbing, Königsberger Str. 14a.

Drossel, Aug., Schiffbaumeister, Stettin, Birkenallee 40 II.

Egan, Edward, Oberingenieur in der Schiffahrtssektion des k. ungar. Handelsministeriums, Budapest II.

Eggers, Julius, Oberingenieur, Prokurist, Chef des Maschinenwesens der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Hartung-Str. 16 pt.

Ehrlich, Alexander, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 11.

Eichhorn, Osc., Geh. Marinebaurat u. Schiffbaudirektor, Danzig, Rennerstiftsgasse 10.

Eigendorff, G., Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Brake i. Oldenburg.

Ekström, Gunnar, Extra-Marine-Ingenieur, Flottansvarf, Karlskrona.

Elste, R., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Bismarckstr. 4.

Elze, Theodor, Schiffbau-Ingenieur, Roßlau a. E., Burgwall.

Engel, Otto, Marine-Baurat, Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.

Erbach, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.

von Essen, W. W., Ingenieur, Hamburg 11, Globushof, Trostbrücke 2.

Esser, Matthias, Ober-Ingenieur, Bremen, Wall 36.

Euterneck, P., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Viktoria-Str.

Evans, Charles, Oberingenieur bei Vickers, Sons and Maxim Ltd., 2, Cavendish Park, Barrow-in-Furness, England.

Evers, C., Ingenieur, Hamburg, Hohelufft-Chaussee 117.

Evers, Charles, Zivilingenieur, Dortmund, Hagen-Str. 36.

Evers, F., Ober-Ingenieur der A.-G. Weser, Bremen, Werft-Str. 22.

Evers, G., Schiffbau-Ingenieur, Bevollmächtigter des Germanischen Lloyd, Bremen, Schlachte 21.

Falbe, E., Diplom-Ingenieur, Techn. Hilfsarbeiter im Reichsmarineamt, Charlottenburg, Pestalozzi-Str. 33.

Falk, W., Schiffbau-Ingenieur und Yacht-Agentur, Schiffbaulehrer a. d. Navigationsschule, Hamburg, Annenstr. 30.

Fechter, Georg, Ingenieur, Landsberg a. W., Berg-Str. 41.

Fechter, Gust., Schiffbaumeister, Königsberg i. Pr.

Festerling, S., Ingenieur, Hamburg 24, Wandsbeckerstieg 43.

Fischer, Fr., Betriebs-Ingenieur, Elbing Altst., Wall-Str. 13.

Fischer, Willi, Ingenieur, Altona a. d. Elbe, Philosophenweg 25.

Flach, H., Marine-Oberbaurat a. D., Stettin, Friedrich-Carl-Str. 36.

Flamm, Osw., Geheimer Regierungsrat und Prorektor der Königl. Techn. Hochschule, Charlottenburg, Mommsen-Str. 27.

Fliege, Gust., Stellvertretender Direktor der Stettiner Maschinenbau Akt.-Ges. Vulcan, Bredow a. O.

Flood, H. C., Ingenieur und Direktor der Bergens Mechaniske Varksted, Bergen (Norwegen).

Flügel, Paul, Ingenieur und Maschinen-Inspektor, Lübeck, Fischergrube 55 I.

Foerster, Dr. Ing. Ernst, Diplom-Schiffbauingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg-Blankenese, Wedeler Chaussee 39.

Folkerts, H., Direktor, Ilsenburg.

Föttinger, Herm., Dr. Ing., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Prutz-Str. 4 I.

Frahm, Herm., Direktor der Werft Blohm & Voß, Hamburg, Kloster-Allee 18.

Franke, Emil, Betriebs-Ingenieur, Roßlau, Haupt-Str. 49.

Frankenberg, Ad., Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Ostfriesen-Str. 73.

Franz, J., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 25.

Fränzel, Curt, Direktor der Königl. Seemaschinistenschule in Stettin.

Friederichs, K., Friedenau, Hähnel-Str. 3.

Fritz, G., Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Berlin W. 30, Winterfeldt-Str. 33 pt.

Früchtenicht, O., Schiffbau-Ingenieur, Werft vorm. Janssen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Steinwärder.

Galetschky, W., Ingenieur, Groß-Flottbeck b. Altona, Fritz-Reuter-Str. 9.

Gamst, A., Fabrikbesitzer, Kiel, Eckernförder Chaussee 61.

Gannott, Otto, Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amte, Groß-Lichterfelde West, Ring-Str. 24.

Gätjens, Heinr., Schiffbau-Ingenieur der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinand-Str.

Gebauer, Alex, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

Gebers, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Dresden-Uebigau, Schwind-Str. 16 I.

Gehlhaar, Franz, Baurat, Mitglied des Kaiserlichen Schiffs-Vermessungs-Amtes, Berlin-Westend, Eschenallee 13.

Gerlach, Ferd., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Mühlen-Str. 8.

Gerlach, Marinebaurat, Kiel, Kaiserl. Werft, Niemannsweg 14.

Gerloff, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Borries-Str. 40 I r.

Gerner, Fr., Betriebs-Ingenieur der Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Kirchhofs-Allee 19.

Gierth, R., Oberingenieur der Vereinigten Elbschiffahrts-Gesellschaften A.-G., Dresden-Plauen, Würzburger Str. 38.

Giese, Ernst, Geheimer Regierungsrat, Berlin NW., Schleswiger Ufer 13.

Gleim, W., Direktor, Kassel, Hohenzollern-Str. 137½.

Gnutzmann, J., Schiffbau-Oberingenieur, Langfuhr b. Danzig, Heiligenbrunnerweg 4.

Goecke, E., Marine-Baurat, Danzig, Kaiserl. Werft.

Gorgel, Diplom-Ingenieur, Berlin W. 30, Eisenacherstr. 3a.

Grabow, C., Marine-Oberbaurat und Maschb.-Betriebsdirektor, Kiel, Kaiserliche Werft.

Grabowski, E., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Friedrich-Wilhelm-Str. 35.

Grauert, M., Marine-Baurat, Langfuhr bei Danzig, Heiligenbrunnerweg 6.

Green, Rudolf, Zivilingenieur für Flußschiffbau, Berlin W. 30, Viktoria-Luise-Platz 4.

Greve, Heinrich, Ingenieur, Dessau, Richard Wagner-Str. 15.

Grimm, Max, Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsleiter im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg 4, Krumme Str. 26 I.

Gronwald, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Töpferpark-Str. 9.

Groth, W., Ingenieur der Hanseat. Elektr.-Ges., Hamburg, Gr. Reichen-Str. 27, Afrikahaus.

Grotrian, H., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum zu Hamburg, Hamburg-Ohlsdorf, Fuhlsbütteler Str. 589.

Gümbel, L., Oberingenieur und stellvertr. Direktor der Norddeutschen Maschinen- u. Armaturenfabrik, Bremen, Nord-Str. 46.

Gutschow, Wilhelm, Dipl.-Ing., Hamburg 24, Lerchenfeld 5.

Haack, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Inspektor des Germanischen Lloyd, Stettin, Sellhausbollwerk 3.

Hadenfeldt, Ernst, Direktor, Hamburg, 2. Vorsetzen 4.

Haedicke, Fachschuldirektor, Siegen.

Haensgen, Osc., Maschinenbau-Ingenieur, Flensburger Schiffsbau-Ges., Flensburg.

Haertel, Siegfried, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Stettin, Kronenhof-Str. 28.

Hahn, Carl, Ingenieur der Bremer Assekuradeure, Bremen, Am Wall 164.

Hahn, Paul L., Schiffsmaschineningenieur bei der Akt.-Ges. „Weser", Bremen, Kornerwall 15.

Halberstaedter, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

Halm, Paul L., Schiffsmaschinen-Ingenieur, Bremen, Hörnerwall 15.

Hammar, Hugo G., Schiffbau-Oberingenieur, Göteborgs Nya Verkstad A. B., Göteborg.

Häpke, Gustav, Diplom-Ingenieur, Hilfsarbeiter am Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Weimarer Str. 13 I.

Harich, Arnold, Dipl.-Ing., Stettin, Augusta-Str. 59.

Harmes, Fritz, Schiffbauingenieur, Stettin, Kronenhof-Str. 7.

Harms, W., Schiffbautechniker, Hamburg 21, Uhlenhorster Weg 38.

Hartmann, C., Bauinspektor u. Vorstand des Dampfkesselrevisionsbureaus der Baupolizeibehörde, Hamburg, Juratenweg 4.

Hartmann, Hans, Marine-Baurat, Zoppot bei Danzig, Cecilien-Str. 5 I.

Hartung, Carl Herm., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde.

Hass, Hans, Diplom-Ingenieur, Oberingenieur der A.-G. „Weser", Bremen, Nord-Str. 149.

Heberrer, F., Ing., Stettin, Birkenallee 30 III.

Hedén, A., Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.

Hein, Paul, Ingenieur, Stettin, Gutenberg-Str. 11 I.

Hein, Th., Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Kant-Str. 68 I.

Heitmann, Johs., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, St. G., Langereihe 112 pt.

Heitmann, Ludwig, Betriebsingenieur, Stettin, Garten-Str. 11a.

van Helden, H., Inspektor bei der Holland-Amerika-Linie, Rotterdam, Boompjes 117.

Heldt, Karl, Schiffbauingenieur, Kiel, Goethe-Str. 23.

Hellemans, Thomas Nikolaus, Schiffsm.-Ingenieur, Roßlau, Akazien-Str. 2.

Helling, Wilhelm, Oberingenieur, Gr.-Flottbeck b. Altona, Grotten-Str. 9.

Hemmann, Marinebaumeister, Wilhelmshaven, Wall-Str. 27.

Hempe, Gust., Oberingenieur, Steglitz bei Berlin, Grunewald-Str. 5.

Henke, Gust., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Weingarten 3.

Hering, Geh. Konstr.-Sekretär, Zehlendorf, Beeren-Str. 39.

Herner, H., Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer an der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule, Kiel, Holtenauer Str. 157.

Herzberg, Emil, Maschinen-Inspektor, Expert für Lloyds Register, Stettin, Bollwerk 12—14.

Hildebrandt, Hermann, Schiffbau-Oberingenieur der Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Hafen-Str. 30.

Hildebrandt, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Stettiner Maschinenbau A.-G. „Vulkan".

Hildenbrand, Carl, Oberingenieur, Bremen, Werft-Str. 24.

Hinrichsen, Henning, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

Hitzler, Th., Schiffbau-Ingenieur, Schiffswerft Hamburg-Veddel.

Hoch, Johannes, Schiffsmaschinenb.-Ing., Roßlau, Friedrich-Str. 22.

Hohn, Theodor, Schiffsmaschinenbau-Ing., Roßlau, Dessauer Str. 47.

Holthusen, Wilh., Ober-Ingenieur, Hamburg-Steinwärder, Ellerholzdamm, Norderwerft (R. Holtz).

Holtz, R., Werftbesitzer, Harburg a. E.

't Hooft, J., Chefingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Hellevoetsluis.

Hölzermann, Fr., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Danzig, Kaiserl. Werft.

Hossfeld, P., Geheimer Oberbaurat und vortragender Rat im Reichs-Marine-Amt, Berlin W. 15, Pariserstr. 38.

Howaldt, G., Kommerzienrat, Kiel, Düsternbrook 75.

Howaldt jr., Georg, Konsul u. Ingenieur, Kiel.

Hüllmann, H., Geh. Oberbaurat u. Vorstand der Abteilung für Schiffbau-Angelegenheiten des Konstr.-Departements des Reichs-Marine-Amts, Berlin W. 15, Mommsen-Str. 63.

Hutzfeldt M., Prokurist, Kiel-Wellingsdorf, Wehdenweg 26.

Ilgenstein, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Steglitz, Paulsenstr. 47.

Isakson, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Inspektor des Brit. Lloyd, 34 Skeppsbron, Stockholm.

Jaborg, Georg, Marine-Baumeister, Charlottenburg, Grolman-Str. 21.

Jacob, Oskar, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Harkutsch-Str. 15.

Jacobsen, J., Schiffbau-Ingenieur i. Fa. Jacobsen & Friedrich, G. m. b. H., Schiffs- u. Jachtwerft, Neumühlen b. Kiel.

Jacobsen, Waldemar, Oberingenieur, Bergsunds Mek. Verkstads A. B., Stockholm.

Jaeger, Johs., Geheimer Ober-Baurat a. D., Halle a. S., Richard-Wagner-Str. 40.

Jahn, Paul, Schiffbau-Oberingenieur, Berlin NW. 87, Eycke von Repkow-Platz 1.

Jahnel, A., Schiffbau-Oberingenieur, Vereinigte Elbschiffahrts-Gesellschaft, Radebeul b. Dresden, Bismarck-Str. 5.

Jänecke, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Danzig, Pfefferstadt 72.

Janke, Paul, Marine-Baurat und Schiffbau-Betriebsdirektor a. D., Generaldirektor, Danzig.

Jansson, H., Ingenieur, Bremen, Am Wall 114 II.

Jappe, Fr., Konstruktions-Ingenieur, Königl. Techn. Hochschule, Charlottenburg.

Jensen, Alb., Schiffbau-Ingenieur, Oliva (Westpr.), Georg-Str. 10.

Johannsen, F., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Wellingdorf, Wehdenweg 20.

Johannsen, W., Schiffbaumeister, Direktor der Danziger Schiffswerft und Maschinenbauanstalt Johannsen & Co., Danzig.

Johansen, P. C. W., Schiffbau-Ingenieur, Flensburg, Bauer Land-Str. 11 I.

Johns, H. E., Ingenieur, Hamburg, Admiralitäts-Str. 37 pt.

Johnson, Alex A., Schiffbau-Ingenieur, Newcastle on Tyne, Sandhill 14.

Jülicher, Ad., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Am Wall 62.

Jungclaus, E. W., Besichtiger des Germ. Lloyd, Bremerhaven.

Just, Curt, Kaiserlicher Marine-Schiffbaumeister, Berlin W. 30, Eisenacher Str. 32/33 III.

Kagerbauer, Ernst, k. und k. Schiffbau-Oberingenieur i. P., Techn. Vertreter der Schiffbau- u. Maschinenfabriks-Akt.-Ges. „Danubius", Wien, VIII., Buchfeldgasse 6.

Karstens, Paul, Ingenieur, Harburg-Elbe, Buxtehuder Str. 102.

Kasten, Max, Schiffbau-Ingenieur, Grabow a. O., Gustav-Adolf-Str. 11 a.

Keil, Friedrich, k. und k. Maschinenbau-Oberingenieur I. Kl., Maschinenbau-Direktor des k. und k. Seearsenals, Pola.

Kell, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Birkenallee 3.

Keiller, James, Oberingenieur, Göteborg.

Kellerhoff, Joh., Schiffbau-Ingenieur, Breslau 17, Werft Caesar Wollheim.

Kenter, Max, Marine-Baumeister, Baubeaufsichtiger bei den Howaldts-Werken, Kiel.

Kernke, Fritz, Marine-Baumeister, Wilhelmshaven, Wall-Str. 27.

Keuffel, Aug., Maschinenb.-Oberingenieur d. Akt.-Ges. Weser, Bremen, Ellhorn-Str. 34.

Kiel, Karl, Ingenieur, Stettin-Bredow, Stettiner Maschinenbau-A.-G. „Vulkan".

Kielhorn, Carl, Schiffbau-Ingenieur bei Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde.

Kienappel, Karl, Betriebs-Ingenieur, Elbing, Brandenburger Str. 10 I.

Kiepke, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin, Poelitzer Str. 86.

Kihelowsky, E., Berlin NW. 5, Rathenower Str. 19.

Killat, Techn. Sekretär, Friedenau, Taunus-Str. 3.

Kindermann, B., Baurat, Mitglied des Kaiserl. Schiffsvermessungsamtes, Friedenau bei Berlin, Frege-Str. 72.

Kirberg, Friedrich, Konstr.-Sekretär, Steglitz, Ring-Str. 57.

Kiselowsky, Erich, Diplom-Ingenieur, Berlin NW. 5, Rathenower Str. 19 II.

Klamroth, Gerhard, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Kiel, Holtenauer Str. 144.

Klatte, Johs., Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Kl. Grasbrook, Arning-Str. 11.

Klawitter, Fritz, Ingenieur u. Werftbesitzer, Danzig, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.

Kleen, J., Ingenieur, Hamburg-Hamm, Landwehr-Str. 81.

Klein, Karl, Betriebs-Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.

Kluge, Otto, Marine-Baurat, Kiel, Jägersberg 19a.

Klust, Herm., Ober-Ingenieur, Elbing, Berliner Chaussee 9.

Knaffl, A., Ingenieur, Dresden-A., Bendemann-Str. 13.

Knappe, H., Maschinenbau-Direktor, Neptunwerft, Rostock.

Knauer, W., Oberingenieur und Prokurist des Bremer Vulkans, Vegesack.

v. Knobloch, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Weber-Str. 8.

Knorr, Paul, Ingenieur u. Oberlehrer an der Königl. höheren Schiff- u. Maschinenbau-Schule, Kiel, Schiller-Str. 15.

Koch, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Am Logengarten 6.

Koch, Karly, Oberingenieur der Ottensener Maschinenfabrik, Altona (Elbe).

Koch, Joh., Ingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel.

Koch, W., Ing., Lübeck, K. Friedrich-Platz 4.

Köhn von Jaski, Th., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Langfuhr, Johannistal 22.

Kolbe, Chr., Werftbesitzer, Wellingdorf b. Kiel.

Kolkmann, J., Schiffsmaschinenb.-Ingenieur, Elbing, Brandenburger Str. 15.

Konow, K., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Charlottenburg, Fasanen-Str. 11.

Kopp, Herm., Schiffbau-Betriebsdirektor, Kiel, Kirchhofallee 15.

Körner, Paul, Ingenieur, Langfuhr, Brunshöfer Weg 40.

Köser, I., Ingenieur, i. Fa. I. H. N. Wichhorst, Hamburg, Kl. Grasbrook.

Kraft de la Saulx, Ritter Johann, Dr. Ing., Chef-Ingenieur der Gesellschaft John Cockerill, Seraing.

Krainer, Paul, Ordentl. Professor a. d. Königl. Techn. Hochschule Berlin, Charlottenburg, Leibniz-Str. 55.

Krell, H., Marine-Baurat, Kiel, Kaiserliche Werft.

Kretschmer, Otto, Geheimer Marine-Baurat a. D. u. Professor, Charlottenburg, Stuttgarter Platz 21.

Kretzschmar, F., Schiffbau-Ingenieur bei Escher, Wyss & Cie., Zürich, Sonneggasse 72.

Krieger, Ed., Geheimer Marinebaurat, Langfuhr-Danzig, Taubenweg 8.

Kristanz, Hermann, Ingenieur, Stettin-Grabow, Alexander-Str. 7a II.

Krohn, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Werft-Str. 124 g.

Krüger, C., Direktor, Hamburg 24, Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik.

Krüger, Hans, Marine-Maschinenbaumeister a. D., Berlin W. 9, Potsdamer Str. 127/128.

Krüger, Gustav, Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 4, Wilhelminenstr. 15.

Kruft, J. L., Oberingenieur und Expert des Bureau Veritas, Material-Abnahme-Bevollmächtigter der Kaiserl. Deutschen Marine, Essen a. Ruhr.

Krumbein, Berthold, Diplom-Ingenieur, Elbing, Mühlen-Str. 12.

Krumreich, Konstr.-Sekretär, Steglitz, Peschke-Str. 4.

Kruth, Paul, Maschinen-Ingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Wiesen-Str. 3.

Kuck, Franz, Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.

Kühn, Richard, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Papenburg a. Ems.

Kühne, Ernst, Ingenieur, Bremen, Lloyd-Straße 110.

Kühnke, Marine-Schiffsbaumeister, Kiel, Düppel-Str. 54.

Kunert, Leo, Ingenieur, Breslau, Friedrich-Karl-Str. 17.

Kuschel, W., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Grabower Str. 6 II.

Laas, Walter, Professor für Schiffbau an der Königl. Techn. Hochschule, Charlottenburg, Technische Hochschule.

Lake, Simon, Naval Architect, Carlton House, Waterloo Place, London.

Lampe, Marine-Baumeister, Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.

Lange, Alfred, Diplom-Ingenieur, Schiffbau-Betriebs-Ingenieur, Wilhelmshaven, Wall-Str. 28.

Lange, Johs., Diplom-Ingenieur, Charlottenburg, Guericke-Str. 38 III.

Lange, J. W., Ingenieur, Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga.

Lange, Leo, Betriebs-Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga, Schiffer-Str. 44.

Laudahn, Wilhelm, Marinebaumeister, Grunewald, Gill-Str. 2a.

Läzer, Max, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.

Lechner, E., Marine-Baumeister a. D., Generaldirektor, Köln-Bayenthal, Alteburger Str. 357.

Lehmann, Martin, Geheimer Marine-Baurat a. D., Düsseldorf, Worringer-Str. 63 II.

Lehr, Julius, Regierungs-Baumeister a. D., Berlin W. 35, Potsdamer Str. 17.

Leist, Carl, Professor a. d. Technischen Hochschule, Berlin W. 15, Fasanen-Str. 63.

Lemke, Diplom-Ingenieur, Rostock i. M., Friedrich-Str. 7.

Leux, Carl, Schiffbau-Direktor, Prokurist bei F. Schichau, Elbing.

Leux, Ferdinand, Boot- und Yachtwerft, Frankfurt a. M.-Niederrad.

Libbertz, Otto, Generaldirektor, Hamburg, Schäferkamp-Allee 47.

Liddell, Arthur R., Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Herder-Str. 14.

Lilliehöök, H. H., Chef-Konstrukteur der Kgl. Schwed. Marine, Stockholm, Linnégatan 22.

Lienau, Otto, Diplom-Ingenieur, Bremen, Ritterhuder Str. 50, II.

Lindfors, A. H., Ingenieur, Göteborg, Skeppsbron 4.

Lipkow, Herm., Ingenieur, Roßlau a. E., Dessauer Str. 47.

Lippold, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Derfflinger-Str. 20.

Loder, C. L., Schiffbau-Direktor der Königl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Laan van Meerdervoort 137.

Löflund, Walter, Marine-Schiffbaumeister, Wilhelmshaven, Ostfriesen-Str. 73.

Löfstrand, Gust. L., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 5.

Lorenz, Karl, Geh. Konstruktions-Sekretär, Friedenau, Eschen-Str. 3.

Lösche, Joh., Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.

Losehand, Fritz, Maschinen-Ingenieur, Kiel, Germania-Werft.

Lottmann, Marine-Bauführer, Wilhelmshaven, Wilhelm-Str. 10.

Luehrs, Daniel, M., Oberingenieur, i. Fa. Mc. Creery Engineering Co., Toledo, Ohio, Nord-Amerika, 410, Y. M. C. A.

Ludewig, Otto, jr., Schiffbaumeister, Rostock, Schiffswerft beim Wendentor.

Lundholm, O. E., Professor d. Königl. Techn. Hochschule, Stockholm, Thulegatan 27.

Lühring, F. W., Schiffbau-Oberingenieur, Bremerhaven, Lange Str. 32 II.

Mainzer, Bruno, Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Hohezinn-Str. 2.

Malisius, Paul, Marine-Baurat, Bremen, Stephanitorssteinweg 9.

Markwart, Th., Ingenieur, Stettin, Bollwerk 12/14.

Marseille, Theo, Diplom-Ingenieur, Schiffswerft, Cöln-Deutz, Cöln a. Rh., Rheingasse 16.

Martens, Rud., Marine-Baurat, Berlin W., Augsburger Str. 60 II.

Matthaei, Wilhelm, O., Dr. Ing., Charlottenburg, Galvani-Str. 7.

Matthiessen, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Alardus-Str. 8.

Mau, Wilhelm, Diplom-Ingenieur, Elbing, Hohezinn-Str. 11a.

Mechlenburg, K., Marine-Oberbaurat a. D., Elbing.

Medelius, Oskar Th., Betriebs-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.

van Meerten, Henrik, Oberingenieur der Königl. Niederl. Marine a. D., Buitenzorg, Java.

Mehlhorn, Alfred, Oberingenieur u. Prokurist d. Howaldts-Werke, Neumühlen-Dietrichsdorf, Katharinen-Str. 3.

Mehlis, H., Dr. Ing., Regierungsrat, Mitglied des Kaiserl. Patent-Amtes, Charlottenburg, Knesebeck-Str. 48/49.

Mehrtens, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Niemannsweg 23.

Meier, B., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A. G. Germaniawerft.

Meier, Bruno, Schiffbau-Ingenieur, Stettin-Bredow, Derfflinger-Str. 20.

Meifort, Joh., Direktor der Dresdener Masch.-Fabr. u. Schiffswerft-Akt.-Ges., Uebigau.

Meinke, Aug., Ingenieur, Kiel, Königsweg 29.

Meldahl, K. G., Schiffbau-Direktor der Frederiksstad mek. Verksted, Frederikstad, Norwegen.

Menier, Gaston, Zivilingenieur, Paris, Rue de Châteaudun 15.

Menke, Hermann, Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 18, II.

Mennicken, E., Geh. Konstruktions-Sekretär, Steglitz, Stubenrauchplatz 3, I.

Mentz, Walter, Professor an der Königl. Techn. Hochschule Danzig, Langfuhr, Friedenssteg 1.

Merten, Paul, Ingenieur, Hamburg, Kloster-tor 3.

Methling, Kaiserlicher Marinebaurat, Halensee, Schweidnitzer Str. 10, I.

Meyer, Bernhard, Diplom-Ingenieur, Papenburg.

Meyer, C., Dipl.-Ing., Hamburg, Banks-Str. 44.

Meyer, F., Schiffbau-Ingenieur, Kgl. Techn. Hochschule, Charlottenburg.

Meyer, F., Schiffbau-Ingenieur, Stett. Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Betriebsbureau, Bredow-Stettin.

Meyer, Franz, Jos., Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. Jos. L. Meyer, Papenburg.

Meyer, Johs., Marine-Baumeister, Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.

Meyer, Jos. L., Schiffbaumeister, Papenburg.

Michael, Alfred, Oberingenieur, Bremen, Nordd. Maschinen- und Armaturen-Fabrik.

Michelbach, Jos., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Kirchenallee 26.

Milde, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Trutz-Str. 4.

Minnich, Fritz, Schiffbau-Ing., Breslau 17, Werft Caesar Wollheim.

Misch, Ernst, Zivil-Ingenieur, Gr.-Lichterfelde West, Karl-Str. 32.

Misdorf, J., Direktor der Stettiner Oderwerke, Grabow a. O., Burg-Str. 11.

Mohr, Marinebaumeister, Kiel, Kaiserl. Werft, Holtenauer Str. 129.

Mölle, Geh. Konstr.-Sekretär, Friedenau, Feurig-Str. 15.

Möller, Erich, Ingenieur, Stettin, Friedeborn-Str. 21.

Möller, J., Schiffbaumeister, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 36.

Möller, W., Ingenieur der Vulkan-Werft, Elbhof, Hamburg.

Morche, J., Geh. Konstr.-Sekretär, Friedenau, Taunus-Str. 2.

Mötting, Emil, Ingenieur, Dampfschiffahrts-Gesellschaft Argo, Bremen.

Müller, A. C. Th., Oberingenieur und Prokurist der Firma F. Schichau, Elbing.

Müller, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Abteilungs-Vorsteher des Germanischen Lloyd, Berlin NW. 40, Alsen-Str. 12.

Müller, Ernst, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum Bremen, Rhein-Str. 6 pt.

Müller, Gust., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Unter-Str. 30.

Müller, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Pölitzer Str. 83.

Müller, Kurt, Marine-Schiffbaumeister, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 128, I.

Müller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Wilhelmshaven, Roon-Str. 63 I.

Müller, Rich., Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Adalbert-Str. 12.

Müller, Wenzel, k. und k. Oberster Maschinenbau-Ingenieur i. R., Pola.

Mugler, Julius, Marine-Baurat, Langfuhr b. Danzig.

Nagel, Joh. Theod., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Schäfer-Str. 30.

Nawatzki, V., Direktor des Bremer Vulkan, Vegesack.

Neudeck, Georg, Marine-Baumeister a. D. u. Direktor der marinetechnischen Abt. der Gebr. Körting A.-G., Kiel, Holtenauer Str. 146.

Neugebohrn, Carl, Dr.-Ing., Stettin, Pölitzer Str. 24.

Neukirch, Fr., Zivilingenieur, Maschineninspektor des Germanischen Lloyd, Bremen, Dobben 17.

Neumann, W., Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Markt-Str. 45.

Neumeyer, W., Ingenieur, Langfuhr b. Danzig.

Nitsch, Josef, Schiffsmaschinenbau-Ingen., Roßlau, Hainicht-Str. 8a.

Nixdorf, Osw., Betriebsingenieur des Nordd. Lloyd, Bremerhaven, Bremer Str. 8.

Nordhausen, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg-Hamm, Jordan-Str. 25.

Nott, W., Geheimer Marine-Baurat und Maschinenbau-Ressortdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.

Novotny, Theodor, k. u. k. Oberingenieur I. Kl. Pola, Seearsenal, Bauleitung.

Oeding, Gustav, Lloydinspektor, Bremerhaven, Schleusen-Str. 3.

Oertz, Max, Jacht-Konstrukteur, Neuhof am Reiherstieg, Hamburg.

Oesten, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Danzig-Langfuhr, Hermannshöfer Weg 2 II.

Oestmann, C. H., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Trauben-Str. 2 I.

Orbanowski, Kurt, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Schlump 53.

Ortlepp, Max W., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Sonnen-Str. 76 pt.

Otto, H., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg St. P., Annen-Str. 18.

Otto, Hugo, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel, Kirchhofsallee 53.

Overbeck, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Oslebshausen b. Bremen.

Pagel, Carl, Professor, Techn. Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin W. 50, Nürnberger Platz 4.

Paradies, Reinh., Ingenieur, Groß-Flottbeck bei Altona, Uhland-Str.

Paulus, K., Regierungsrat, Berlin W. 30, Münchener Str. 12.

Peters, Franz, Mannheim, Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G. Mannheim.

Peters, Karl, Ingenieur, Kiel, Lerchen-Str. 15.

Peters, Marinebaumeister, Danzig-Langfuhr.

Petersen, Ernst, Ingenieur, Kiel-Dietrichsdorf, Kirchen-Str. 12.

Petersen, Martin, Ingenieur, Kiel, Metz-Str. 46, III r.

Petersen, Otto, Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.

Peterson, Pehr Wilh., Kgl. Marine-Ingenieur, Karlskrona, Kgl. Flottans-Varf, Ingenieur-Departement.

Petzold, Waldemar, Schiffbau-Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 25.

Peuss, Franz, Schiffbau-Direktor der Stabilimento tecnico Triestino, Triest.

Peuss, Otto, Werftbesitzer, i. Fa. Nüscke & Co., Stettin, Grabower Str. 12.

Pfeiffer, Adolf, Schiffbau-Ingenieur, Brandenburg a. H., Jakob-Str. 25.

Pietzker, Felix, Marine-Baumeister, Friedenau, Menzel-Str. 25.

Pihlgren, Johan, vorm. Schiffbaudirektor der Kgl. Schwed. Marine, Ministerialdirektor, Stockholm, Carlavägen 28.

Pilatus, Rich., Marine-Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.

Pitzinger, Franz, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur I. Kl., Schiffbau-Direktor im k. u. k. Seearsenal, Pola.

Plehn, Marine-Ober-Baurat, Wilhelmshaven, Wall-Str. 16.

Poeschmann, C. R., Ingenieur, Bremerhaven, Deich-Str. 180.

Pohl, Robert, Ober-Ingenieur, Hamburg, Ritter-Str. 112.

Pophanken, Dietrich, Marine-Baurat, Bremen, Am Wall 190.

Popper, Siegfried, k. und k. General-Ingenieur i. P., Triest, Stabilimento tecnico.

Potyka, Ernst, Schiffbau-Betriebsingenieur der Germania-Werft, Kiel-Gaarden, Jahn-Str. 9 II.

Praetorius, Paul, Marine-Baumeister, Stettin, Bismarck-Str. 1 I.

Presse, Paul, Marine-Baurat, Kiel, Feld-Str. 90.

Prusse, G., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Lerchen-Str. 20.

Raabe, G., Marinebaumeister, Wilhelmshaven, Bülow-Str. 1a.

Raben, Friedr., Schiffbaumeister a. D., Hamburg, Innocentia-Str. 21.

Radermacher, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Godesberg b. Bonn, Augusta-Str. 20.

v. Radinger, Carl Edler, Ingenieur, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 90.

Radmann, J., Schiffbau-Ingenieur, Gr.-Flottbeck, Grotten-Str. 2.

Rahn, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Karl-Str. 15.

Rammetsteiner, Moriz, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur I. Kl., Pola, Marinetechnisches Komitee.

Rath, Konstr.-Sekretär, Berlin W., Grunewald-Str. 46.

Rea, Harry E., Manager of Messrs. Iwan, Hunter & Wigham Richardson, Ltd., Wallsend-on-Tyne, Northumberland, England.

Rechea, Miguel, Ingénieur de la Marine, Constructeur naval, Cadiz, Isabel la Catolica, 2 Prâl.

Reeh, Viktor, k. u. k. Maschinen-Oberingenieur I. Klasse, Wien, Reichskriegsministerium, Marinesektion.

Reichert, Gustav, Diplom-Ingenieur, Vegesack, Hafen-Str. 16, pt.

Reimers, H., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserliche Werft.

Reitz, Th., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Berlin-Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 16.

Renner, Wilh., Oberingenieur, Budapest-Rakospalota, Villa Sor 8.

Richmond, F. R., Direktor, i. Fa. G. & J. Weir Ltd., Holm-Foundry, Cathcart bei Glasgow.

Richter, Hans, Maschinenbaudirektor der Germaniawerft, Kiel, Düsternbrook 18.

Richter, Konstr.-Sekretär, Steglitz, Zimmermann-Str. 24.

Richter, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Bremen 13, Gröpelinger Chaussee 413.

Riechers, Carl, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Am Lustgarten 14.

Rieck, Ch., Ingenieur des Brit. Lloyd, Hamburg-Eimsbüttel, Marktplatz 26.

Rieck, John, Ingenieur, Mitinhaber der Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg-Eimsbüttel, Tornquist-Str. 32.

Rieck, Rud., Ingenieur, Hamburg, Hayn-Str. 26.

Riehn, W., Geh. Regierungsrat u. Professor, Hannover, Taubenfeld 19.

Riess, O., Dr. phil., Geheimer Regierungsrat, Berlin W., Kaiserin-Augusta-Str. 23.

Rodiek, Otto, Maschinenbau-Ingenieur der Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Am Wall 22b.

Roedel, Georg, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.

Roellig, Martin, Marine-Baumeister, Halensee, Westfälische Str. 31 II.

Romberg, Friedrich, Professor a. d. Königl. Techn. Hochschule zu Berlin, Nikolassee b. Berlin, Teutonia-Str. 20.

Rosenberg, Conr., Maschinenbau-Oberingenieur, Geestemünde, Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges.

Rosenbusch, Hermann, Ingenieur, Elbing, i. Fa. F. Schichau.

Rosenstiel, Rud., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Jungfernstieg 20.

Roters, F., Ingenieur, Direktor d. Worthington & Blake Pumpen Comp. G.m.b.H., Berlin C., Kaiser-Wilhelm-Str. 48.

Roth, C., Zivilingenieur, Zehlendorf b. Berlin, Anna-Str. 9.

Rothardt, Otto, Schiffbau-Oberingenieur d. Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinand-Str. 58.

Rothe, Rud., Maschinenbau-Ingenieur, Stett. Maschinenb.-Akt.-Ges. Vulcan, Bredow b. Stettin.

Rother, Eugen, Oberingenieur, Mannheim, Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G. Mannheim.

Rottmann, Alf., Schiffbau-Ing., Berlin NW. 6, Kaiserl. Schiffs-Vermessungsamt.

Rudloff, Johs., Wirkl. Geheimer Ober-Baurat a. D. und Professor, Berlin W. 15, Konstanzer Straße 2.

Runkwitz, Arthur, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel, Harms-Str. 98 II.

Rusch, Fr., Ober-Ingenieur, Papenburg, Bahnhof-Str.

Rusitska, Fr., Ingenieur, Elbing, Wall-Str. 8 II, Speicher-Insel.

Sachse, Theodor, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.

Sachsenberg, Ewald, Dr. Ing., Cöln, Riehler-Str. 75 III.

Saeftel, Hüttendirektor, Dillingen-Saar.

von Saenger, Wladimir, Ingenieur, Leiter der Schiffbau-Abteilung der Putilow-Werke, St. Petersburg, Fontanka 17.

Salfeld, Paul, Marinebaumeister, Kiel, Kaiserl. Werft, Francke-Str. 4.

Saiuberlich, Th., Direktor der J. Frerichs & Co. A.-G., Osterholz-Scharmbeck.

Sartorius, Geh. Konstr.-Sekretär, Friedenau, Stubenrauch-Str. 11.

Schaefer, Karl, Ingenieur, Oliva bei Danzig, Heimstätte.

Schalin, Hilding, Maschinenbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.

Scharlible, Dipl.-Ing., Kiel, Kaiserl. Werft.

Scheitzger, Geh. Konstruktions-Sekretär, Friedenau, Stubenrauch-Str. 11.

Scherbarth, Franz, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Grabower Str. 17 ptr.

Scheurich, Th., Marine-Baurat, Elbing, Baubeaufsichtiger bei der Schichau-Werft.

Schippmann, Heinrich, Ingenieur d. Akt.-Ges. „Weser", Bremen, Kiel-Str. 14.

Schirmer, C., Marine-Ober-Baurat u. Schiffb.-Betriebsdirektor, Kiel, Niemannsweg 39.

Schlichting, Marine-Baumeister, Kiel, Holtenauer Str. 130 II.

Schlick, Otto, Dr. Ing., Konsul, Hamburg, Jungfernstieg 2.

Schlie, Hans, Dipl.-Ingenieur, Bollinken 2a bei Stettin.

Schlüter, Chr., Ingenieur, Stettiner Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Bredow.

Schlueter, Fr., Marine-Bauinspektor a. D., Techn. Direktor der Röhrenkesselfabrik Dürr, Düsseldorf, Goethe-Str. 22.

Schmidt, Eugen, Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Kiel, Waitz-Straße 33.

Schmidt, H., Marine-Baumeister, Kiel, Schiller-Str. 8.

Schmidt, Harry, Marine-Oberbaurat, Friedenau bei Berlin, Wieland-Str. 2/3.

Schnack, S., Ingenieur, Flensburg, Große-Str. 48.

Schnapauff, Wilh., Professor der Königl. Techn. Hochschule Danzig, Langfuhr b. Danzig, Heiligenbrunnerweg 6.

Schneider, F., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 21, Osterburg III.

Schnell, J., Oberingenieur und Prokurist der Firma Franz Haniel & Co., Ruhrort.

Scholz, William, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Grindelhof 8.

Schömer, W., Werftbesitzer, Tönning.

Schönemann, R., Dipl.-Ing., Charlottenburg, Spree-Str. 2.

Schönherr, Paul, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.

Schreck, H., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.

Schreiter, Marine-Baumeister, Kiel, Kaiserl. Werft, Fichte-Str. 2.

Schroeder, Richard, Ingenieur der Schichau-Werft, Danzig, Bootsmannsgasse 5/6.

Schubart, O., Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.

Schubert, Ernst, Maschinenbau-Techniker, Elbing, Innerer Georgendamm 9.

Schubert, E., Schiffbau-Ingenieur, Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg-Steinwärder.

Schultenkämper, Fr., Betriebs-Ingenieur, Bergedorf bei Hamburg, Bismarck-Str. 1.

Schulthes, K., Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Marine-Baumeister a. D., Berlin W. 15., Kurfürstendamm 34.

Schultz, Alwin, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges., Geestemünde.

Schultz, Hans L., Ingenieur, Vegesack, Weser-Str. 30.

Schultze, Ernst, Ingenieur, Kiel, Sophienblatt 61a.

Schulz, Bruno, Marine-Baurat, Wilmersdorf, Trautenauer Str. 14 I.

595 Schulz, Carl, Ingenieur, Betriebschef der Kesselschmiede und Lokomotivenfabrik F. Schichau, Elbing, Trettinkenhof.

Schulz, Paul, Maschinenbau-Betriebsingenieur, Bremerhaven, Cäcilien-Str. 12.

Schulz, R., Direktor, Berlin NW., Flensburger Str. 2.

Schulz, Rich., Ingenieur, Werft von F. Schichau, Danzig.

Schulze, Bernhard, Ingenieur und Masch.-Inspektor des Germanischen Lloyd, Düsseldorf, Wagner-Str. 29.

600 Schulze, Fr. Franz, Schiffbau-Ingenieur, Mülheim a. Rh., Franz-Str. 5 II.

Schumacher, C., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Bernhard-Str. 10.

Schunke, Geheimer Regierungsrat, Vorstand des Kaiserl. Schiffs-Vermessungsamtes, Charlottenburg, Fasanen-Str. 21.

Schürer, Friedrich, Marine-Bauführer, Wilhelmshaven, Roon-Str. 74b.

Schütte, Joh., Professor für Schiffbau an der Königl. Techn. Hochschule, Danzig.

605 Schwartz, L., Stellvertretender Direktor der Stett. Maschinenb.-Akt.-Ges. Vulcan, Stettin, Kronenhof-Str. 10 I.

Schwarz, Tjard, Geheimer Marine-Baurat u. Schiffbaudirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.

Schwerdtfeger, Schiffbau-Oberingenieur bei J. W. Klawitter, Danzig.

Schwiedeps, Hans, Zivilingenieur und Maschinen-Inspektor, Stettin, Unterwieck 16.

Seide, Otto, Ingenieur, Bremen, Kiel-Str. 37.

610 Seidler, Hugo, Ingenieur, Berlin W. 15, Kurfürstendamm 43.

Severin, C., Oberingenieur, Breslau, Bären-Straße 23.

Sichtau, Reinhold, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Holtenauer Str. 130.

Sieg, Georg, Marine-Baumeister, Wilhelmshaven, Ostfriesen-Str. 72.

Sievers, C., Ingenieur, Hamburg, Eppendorfer Weg 99.

Skalweit, Diplom-Ingenieur, Charlottenburg, 615 Herder-Str. 3/4.

Smitt, Erik, Schiffbau-Ingenieur, Bredow-Stettin, Vulcan.

Sodemann, Rudolf, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Emilien-Str. 38.

Södergren, Ernst, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 30.

Soliani, Nabor, Direktor der Werft Gio Ansoldo, Armstrong & Co., Sestri Ponente.

Sombeek, C., Oberingenieur der Firma 620 J. Frerichs & Co., A.-G., Hamburg, Eilbek, Landwehr-Str. 31.

Spieckermann, L., Ingenieur, Hamburg, Hafen-Str. 118 II.

Spies, Marine-Baumeister, Wilhelmshaven, Mittel-Str. 4

Stach, Erich, Marine-Baumeister, Berlin W 30, Münchener Str. 40 III.

Staeding, Hugo, Marine-Bauführer a. D., Direktor, Hamburg, Mühlenkamp 7.

Stammel, J., Ingenieur, Hamburg, Hansa- 625 Str. 19 I.

Stauch, Adolf, Dr.-Ing., Oberingenieur und Prokurist der Siemens-Schuckert-Werke, G. m. b. H., Friedenau, Wilhelms-Platz 4.

Stegmann, Erich, Schiffbau-Ingenieur bei F. Schichau, Elbing, Tal-Str. 13.

Steen, Chr., Maschinen-Fabrikant, Elmshorn, Gärtner-Str. 91.

Steinbeck, Friedr., Ingenieur, Rostock, Patriotischer Weg 100.

Stellter, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, 630 Harm-Str. 1.

Sternberg, A., Konstr.-Sekretär, Berlin W., Bülow-Str. 34.

Stieghorst, Geh. Konstr.-Sekretär, Wilmersdorf, Weimarsche Str. 6.

Stielau, Richard, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Oberlehrer an der Städt. Seemaschinistenschule, Rostock, John-Brinkmann-Str. 10.

Stockhusen, Schiffbau-Ingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel.

Stöckmann, Geh. Konstr.-Sekretär, Berlin 635 N.W. 87, Beussel-Str. 75.

Stoll, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Lange Str. 8.

Stolz, E., Schiffbau - Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 22.

Strache, A., Marine-Baurat, Kiel, Kaiserl. Werft.

Strebel, Carlos, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Stettin, Kronenhof-Str. 17.

Strehlow, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.

Strüver, Arnold, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur d. Nordd. Lloyd, Bremerhaven, Mittel-Str. 3a II.

Stülcken, J. C., Schiffbaumeister, i. Fa. H. C. Stülcken Sohn, Hamburg-Steinwärder.

Süssenguth, H., Marine - Baurat, Kiel, Baubeaufs. bei Howalds-Werken.

Süssenguth, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

Sütterlin, Georg, Oberingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg, Eppendorfer Weg 59.

Täge, Ad., Schiffbau - Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 12 III.

Techel, H., Schiffbau - Ingenieur, Kiel, Wilhelminen-Str. 18.

Teucher, J. S., Oberingenieur der Germaniawerft, Kiel, Holstenbrücke 28 II.

Thämer, Carl, Geh. Marine - Baurat und Maschinenbau - Ressortdirektor, Danzig, Langfuhr, Haupt-Str. 48.

Theu, Dr.-Ing., Baumeister, Hamburg 14, Harburger Str.

Thiel, Josef, k. und k. Schiffbau-Obering. a. D., Direktor der Stabilimento tecnico triestino, Triest.

Thomas, H. E., Diplom-Ingenieur, Charlottenburg, Grolman-Str. 21.

Tonsa, Anton, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur II. Kl., Wien, k. u. k. Reichskriegsministerium, Marinesektion.

Toussaint, Heinr., Maschinenbau - Direktor der Germaniawerft, Kiel-Gaarden.

Tradt, M., Dipl.-Ing., Friedenau, Südwest - Corso 74.

Trautwein, William, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Roßlau, Linden-Str. 13.

Treplin, Wilhelm, Diplom - Schiffbau - Ingenieur, Berlin NW. 52, Paul-Str. 28.

Troost, Joh. N., Schiffbaudirektor der Eiderwerft A.-G., Tönning.

Truhlsen, H., Geheimer Baurat, Friedenau, Mosel-Str. 7.

Tuxen, J. C., Schiff- und Maschinenbau-Direktor, Orlogsvarftet, Kopenhagen.

Ullrich, J., Civil-Ingenieur, Hamburg, Steinhöft 3 II.

Unger, R., Direktor, Akt.-Ges. Weser, Bremen.

Uthemann, Fr., Geh. Marine-Baurat und Maschinenbau - Ressortdirektor, Kiel, Feld-Str. 125.

van Veen, J. S., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, la Haye.

Veith, R., Geheimer Ober-Baurat, Vorstand der Abteilung für Maschinenbauangelegenheiten des Konstruktionsdepartements im Reichs-Marine-Amt, Berlin W. 50, Spichern-Str. 23, I.

Viereck, W., Ingenieur, Kiel, Wall 30a.

Vivanco, de, Adolph, Dipl.-Ingenieur, Kiel, Kaiserl. Werft, Ahlmann-Str. 1.

Vogeler, H., Marine-Baurat, Kiel, Feld-Str. 16.

Vollert, Ph. O., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Samm-Str. 21.

Vollmer, Franz, Schiffbau-Ingenieur, Breslau 17, Wollheimsche Werft.

Voß, Ernst, i. Fa. Blohm & Voß, Hochkamp bei Kl.-Flottbeek, Holstein.

Voß, Karl, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur der A. E. G.-Turbinenfabrik, Berlin NW., Hutten-Str. 12—16.

Vossnack, Ernst, Professor für Schiffbau an der Techn. Hochschule zu Delft (Holland).

Wagner, Heinrich, k. u. k. Schiffbau - Oberingenieur, Referent für Schiffbau im Reichs - Kriegs - Ministerium (Marine-Sektion), Dozent an der Techn. Hochschule in Wien.

Wagner, Rud., Dr. phil., Schiffsmaschinen-Ingenieur, Stettin, Kronenhof-Str. 5 pt.

Wahl, Herm., Marine - Baurat, Hamburg, Hochallee 28.

Walter, M., Schiffbau-Oberingenieur, Bremen, Nordd. Lloyd, Zentralbureau.

Walter, J. M., Ingenieur und Direktor, Berlin NW., Lüneburger Str. 23.

Walter, W., Schiffbau-Ingenieur, Grabow a. O., Blumen-Str. 20—21.

Weidemann, H. S., Werftdirektor der Königl. Norwegischen Marine, Kristiania, Munkedamsveien 72.

Weir, William, Direktor, i. Fa. G. & J. Weir Ltd., Holm-Foundry, Cathcart b. Glasgow.

Weiss, Georg, Regierungsrat, Berlin SW., Patentamt.

Weiss, Otto, Ingenieur, Charlottenburg, Friedberg-Str. 31.

Wencke, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Quer-Str. 3.

Wendenburg, H., Marine - Baumeister, Schöneberg, Kaiser-Friedrich-Str. 17.

Werner, A., Schiffbau - Oberingenieur, Hamburg, Bundes-Str. 20.

Werner, Schiffbau-Ingenieur der Germaniawerft in Kiel-Gaarden.

Westphal, Gustav, Schiffbau - Ingenieur, Kiel - Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Bellmann-Str. 15.

Wichmann, Marine - Bauführer, Wilhelmshaven, Ostfriesen-Str. 72.

Wiebe, Ed., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

Wiegand, V., Ingenieur, Danzig-Langfuhr, Haupt-Str. 91.

Wiemann, Paul, Ingenieur und Werftbesitzer, Brandenburg a. H.

Wiesinger, W., Geheimer Marine-Baurat und Schiffbau-Ressortdirektor a. D., Hamburg, Agnes-Str. 28a.

Wiesinger, W., Diplom-Ingenieur, Marinebaumeister, Kiel, Waitz-Str. 27.

Wigand, Albert, Diplom-Ingenieur, Steglitz, Holsteinische Str. 32a.

Wiking, And. Fr., Schiffbau-Ingenieur, Stockholm, Slußplan 63b.

Willemsen, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 38.

William, Curt, Marine - Oberbaurat und Maschinenbau - Betriebsdirektor, Berlin W. 30, Heilbronner Str. 25.

Wilson, Arthur, Schiffbau - Oberingenieur, Grabow a. O., Burg-Str. 11.

Wimplinger, A., Diplom-Ingenieur, Stettin, Preußische Str. 40 I.

Winter, M., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg-St. P., Paulinen-Str. 16 III.

Wippern, C., Ingenieur des Norddeutschen Lloyd, Bremerhaven.

Witte, Gust. Ad., Schiffbau-Ingenieur, Werft von Heinr. Brandenburg, Blankenese, Strandweg 80.

Wittmaak, H., Diplom-Ingenieur, Zehlendorf, Potsdamer Str. 38.

Wittmann, Marine-Baumeister, Wilhelmshaven, Kaiser-Str. 16, II.

Worsoe, W., Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.

Wulff, D., Ober-Inspektor der D. D. Ges. Hansa, Bremen, Altmann-Str. 34.

Wys, Fr. S. C. M., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Helder.

Zahn, Dr. G. H. B., Oberingenieur, Berlin NW. 52, Rathenower Str. 2.

Zarnack, M., Geh. Regierungsrat und Professor a. D., Berlin W. 57, Göben-Str. 9.

Zeise, Alf., Senator, Ingenieur und Fabrikbesitzer, i. Fa. Theodor Zeise, Altona-Othmarschen, Reventlow-Str. 10.

Zeising, Th., Geh. Baurat und Marine-Schiffbau-Direktor a. D., Stettin, Friedrich Karl-Str. 29.

Zeiter, F., Ingenieur und Oberlehrer am Technikum Bremen, Bülow-Str. 22.

Zeitz, Oberingenieur, Kiel, Karl-Str. 38.

Zeltz, A., Schiffbau - Direktor, Akt. - Ges. „Weser“, Bremen, Olbers-Str. 12.

Zetzmann, Ernst, Schiffbau-Oberingenieur und Prokurist der Akt. - Ges. „Weser“, Bremen, Lobbendorfer Str. 9.

Ziehl, Emil, Oberingenieur, d. B M. A. G. vorm. Schwartzkopff, Berlin N. 4, Chausseestr. 23.

Zilliax, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Preußische Str. 29.

Zimnic, Josef Oscar, k. und k. Maschinenbau-Oberingenieur III. Klasse, Budapest, Szobiutcza 4.

Zirn, Karl A., Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik vorm. Janßen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Hochallee 119 II.

Zöpf, Th., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga.

Zweig, Heinrich, k. und k. Oberster Schiffbau-Ingenieur, k. und k. Seearsenal, Pola.

5. Mitglieder.

a) Lebenslängliche Mitglieder:

Achelis, Fr., Konsul, Vicepräsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Am Dobben 25.

Arnhold, Eduard, Geheimer Kommerzienrat, Berlin W., Französische Str. 60/61.

Biermann, Leopold G. H., Künstler, Bremen, Blumenthalstr. 15.

Borsig, Ernst, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N., Chaussee-Str. 6.

Boveri, W., i. Fa. Brown, Boveri & Cie., Baden (Schweiz).

Brügmann, Wilh., Kommerzienrat, Hüttenbesitzer und Stadtrat, Dortmund, Born-Str. 23.

Buchloh, Hermann, Reeder, Mülheim-Ruhr, Friedrich-Str. 26.

Cassirer, Hugo, Dr. phil., Chemiker und Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Kepler-Str. 1/7.

Edye, Alf., i. Fa. Rob. M. Sloman jr., Hamburg, Baumwall 3.

Fehlert, Carl, Zivilingenieur und Patentanwalt, Berlin SW. 61, Belle-Alliance-Platz 17.

Flohr, Carl, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N. 4, Chaussee-Str. 28b.

Forstmann, Erich, Kaufmann, i. Fa. Schulte & Schemmann und Schemmann & Forstmann, Hamburg, Neueburg 12.

v. Guilleaume, Max, Kommerzienrat, Köln, Apostelnkloster 23.

Gutjahr, Louis, Kommerzienrat, Generaldirektor d. Badischen A.-G. f. Rheinschifffahrt u. Seetransport, Antwerpen.

Harder, Hans, Ingenieur, Berlin C. 2, Neue Friedrich-Str. 2.

Heckmann, G., Königl. Baurat u. Fabrikbesitzer, Berlin W. 62, Maaßen-Str. 29.

Heckmann, Paul, Geheimer Kommerzienrat, Berlin W. 35, Ulmen-Str. 2.

von der Heydt, August, Freiherr, Generalkonsul und Kommerzienrat, Elberfeld.

Huldschinsky, Oscar, Fabrikbesitzer, Berlin W. 10, Matthäikirch-Str. 3a.

Jacobi, C. Adolph, Konsul, Bremen, Osterdeich 58.

Kannengießer, Louis, Kommerzienrat und Württembergischer Konsul, Mülheim a. d. Ruhr.

Karcher, Carl, Reeder, i. Fa. Raab, Karcher & Co., G. m. b. H., Mannheim P. 7. 15.

Kessler, E., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim, Parkring 27/29.

Kiep, Johannes N., Kaiserl. Deutscher Konsul, Berlin W., Prager Str. 23.

Knaudt, O., Hüttendirektor, Essen a. Ruhr, Julius-Str. 10.

Küchen, Gerhard, Kommerzienrat, Mülheim a. d. Ruhr.

Lachmann, Edmund, Dr. jur., Justizrat, i. Fa. Neue Berliner Messingwerke Wilh. Borchert jr., Berlin W. 10, Bendler-Str. 9.

v. Linde, Dr. Carl, Professor, Thalkirchen b. München.

Loesener, Rob. E., Schiffsreeder, i. Fa. Rob. M. Sloman & Co., Hamburg, Alter Wall 20.

Märklin, Ad., Kommerzienrat, Borsigwerk, Oberschlesien.

Meister, C., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim.

Meuthen, Wilhelm, Direktor der Rheinschiffahrts-Aktien-Gesellschaft vorm. Fendel, Mannheim.

Moleschott, Carlo H., Ingenieur, Konsul der Niederlande, Rom, Via Volturno 58.

v. Oechelhaeuser, Wilh., Dr. Ing., Generaldirektor, Dessau.

Oppenheim, Franz, Dr. phil., Fabrikdirektor, Wannsee, Friedrich-Carl-Str. 24.

Palmié, Heinr., Kommerzienrat, Dresden-Altstadt, Hohe Str. 12.

Pintsch, Albert, Fabrikbesitzer, Berlin O., Andreas-Str. 72/73.

Pintsch, Julius, Geheimer Kommerzienrat, Berlin W., Tiergarten-Str. 4a.

Plate, Geo, Präsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen.

Ravené, Geheimer Kommerzienrat, Berlin C., Wall-Str. 5/8.

Riedler, A., Dr. Ing., Geh. Regierungsrat und Professor, Charlottenburg, Königl. Techn. Hochschule.

Ribbert, Julius, Kommerzienrat, Schöneberg b. Berlin, Eisenacher Str. 10.

Rinne, H., Hüttendirektor, Essen a. Ruhr, Kronprinzen-Str. 17.

Roer, Paul G., Vorsitzender im Aufsichtsrate der Nordseewerke, Emder Werft und Dock Aktien-Gesellschaft zu Emden, Bad Bentheim.

Schappach, Albert, Bankier, Berlin, Markgrafen-Str. 48 I.

Scheld, Theodor Ch., Technischer Leiter der Firma Th. Scheld, Hamburg 11, Elb-Hof.

Schlutow, Alb., Geheimer Kommerzienrat, Stettin, Roßmarkt 1.

Selve, Gust., Geheimer Kommerzienrat, Altena (Westf.).

v. Siemens, Wilh., Geheimer Kommerzienrat, Dr. Ing., Berlin SW., Askanischer Platz 3.

Simon, Felix, Rentier, Berlin W., Matthäikirch-Str. 31.

Siveking, Alfred, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Gr. Theater-Str. 35.

Sinell, Emil, Ingenieur, Berlin W. 15, Kürfürstendamm 26.

v. Skoda, Karl, Ingenieur, Pilsen, Ferdinand-Str. 10.

Sloman, Fr. L., i. Fa. F. L. Sloman & Co., Hamburg, Kaufmannshaus 20.

Smidt, J., Konsul, Kaufmann, in Fa. Schröder, Smidt u. Co., Bremen, Söge-Str. 15 A.

Stahl, H. J., Dr. Ing., Kommerzienrat, Düsseldorf, Ost-Str. 10.

Stinnes, Gustav, Reeder, Mülheim a. Ruhr.

Traun, H. Otto, Fabrikant, Hamburg, Meyer-Str. 60.

Ulrich, R., Verwaltungs-Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW., Alsen-Str. 12.

Wiegand, H., Dr. jur., Generaldirektor des Nordd. Lloyd, Bremen, Papen-Str. 5/6.

Woermann, Ed., Konsul und Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 27.

b) Ordnungsmäßige Mitglieder:

Abé, Rich., Ingenieur, Annen (Westf.).

Abel, Rud., Geheimer Kommerzienrat, Stettin, Heumarkt 5.

Ach, Narziß, Universitäts-Professor, Königsberg, Universität.

Achgelis, H., Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Geestemünde, Dock-Str. 9.

Ahlborn, Friedrich, Professor, Dr. phil., Oberlehrer, Hamburg 24, Mundsburgerdamm 61 III.

v. Ahlefeld, Vize-Admiral z. D., Exzellenz, Bremen, Contrescarpe 71.

Ahlers, O. J. D., Direktor, Bremen, Park-Str. 40.

Alexander-Katz, Bruno, Dr. jur., Patentanwalt, Berlin SW. 13, Neuenburger Str. 12.

v. Ammon, Fregatten-Kapitän, Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.

Amsinck, Arnold, Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 27.

Amsinck, Th., Direktor der Hamburg-Südamerikan. Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Hamburg, Holzbrücke 8 I.

Anger, Paul, Ingenieur, Frankfurt a. M., Nidda-Str. 47 III.

Ansorge, Martin, Ingenieur, Berlin W. 9, Potsdamer Str. 127/128.

Arenhold, L., Marinemaler und Korvetten-Kapitän a. D., Berlin W. 35, Karlsbad 4.

Arldt, C., Dr. Ing., Elektro-Ingenieur, Berlin W. 15, Pfalzburger Str. 80.

v. Arnim, V., Admiral, à la Suite des Seeoffizierkorps, Exzellenz, Kiel.

Baare, B., Geh. Kommerzienrat, Berlin NW. 40, Alsen-Str. 8.

Baare, Fritz, Kommerzienrat, Generaldirektor des Bochumer Vereins, Bochum.

Bachmann, Kapitän zur See, Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.

Bahl, Johannes, Oberingenieur, Charlottenburg, Tegeler Weg 3.

Ballin, General-Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm.

Banner, Otto, Ingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade (Rheinland).

Banning, Heinrich, Fabrikdirektor, Hamm i. Westf., Moltke-Str. 7.

Bartels, Georg, Direktor der Land- und Seekabelwerke, Aktiengesellschaft, Köln-Nippes, Wilhelm-Str. 53.

Bartsch, Carl, Direktor des „Astillero-Behrens", Valdivia, Chile.

Baumann, M., Walzwerks-Chef, Burbach a. S., Hoch-Str. 17.

Becker, J., Fabrikdirektor, Kalk b. Köln a. Rh.

Becker, Julius Ferdinand, Schiffbau-Ingenieur, Glücksburg (Ostsee).

Becker, Theodor, Ingenieur, Berlin NO., Elbinger Str. 15.

Beckh, Georg Albert, Kommerzienrat und Fabrikbes., Nürnberg, Salzbacher Str. 39.

Beeken, Hartwig, Kaufmann, i. Fa. D. Stehr, Hamburg 9, Vorsetzen 42.

Behrmann, Maschinenbau-Ingenieur der Germaniawerft in Kiel-Gaarden.

Beikirch, Franz Otto, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland, Holtkam-Sptr. 20.

Belitz, Georg, Redakteur des „Wassersport", Berlin, Friedrich-Str. 239.

Belknap, R., R., Korvetten-Kapitän und Marine-Attaché bei der amerikanischen Botschaft, Berlin W., Königin-Augusta-Str. 42.

Bendemann, F., Dr. Ing., Lindenberg, Kr. Beeskow.

Benkert, Hermann, Oberingenieur, Hamburg, Lorgerstieg 17.

Berg, Hart O., Ingenieur, Berlin NW., Universitäts-Straße 3b.

Bergner, Fritz, Kaufmann, Düsseldorf, Graf-Adolf-Str. 71.

Berndt, Franz, Kaufmann und Stadtrat, Swinemünde, Lootsen-Str. 51 I.

Beschoren, Karl, Diplom-Ingenieur, Charlottenburg, Weimarer Str. 14.

Bier, A., Amtlicher Abnahme-Ingenieur, St. Johann a. d. Saar, Kaiser-Str. 30.

Bierans, S., Ingenieur, Bremerhaven, Siel-Str. 39 I.

Bitterling, Willi, Marine-Ingenieur a. D., Friedenau, Wilhelmshöher Str. 24.

Bluhm, E., Fabrikdirektor, Berlin S., Ritter-Str. 12.

Blumenfeld, Bd., Kaufmann und Reeder, Hamburg, Dovenhof 77/79.

Bock, A., Techniker, Hamburg, Blohm & Voß.

Böcking, Geheimer Kommerzienrat, Hüttenbesitzer, Brebach-Saar.

Böcking, Rudolph, Kommerzienrat, Halbergerhütte b. Brebach a. d. Saar.

Böger, M., Direktor der Vereinigten Bugsier- und Frachtschiffahrt-Gesellschaft, Hamburg, Steinhöft 3.

Bojunga, Justus, Fabrikbesitzer, i. Fa. W. Griese & Co., Delmenhorst.

Böker, M., G., Technischer Direktor, Remscheid, Eberhard-Str. 22a.

Boner, Franz A., Dr. jur., Dispacheur, Bremen, Börsen-Nebengebäude 24.

Borja de Mozota, A., Direktor des Bureaus Veritas, Paris, 8 Place de la Bourse.

Bormann, Geheimer Ober-Regierungsrat, Charlottenburg, Bleibtreu-Str. 12.

v. Born, Theodor, Korvetten-Kapitän a. D., Düsseldorf, Uhland-Str. 11.

Borowitsch, Wladimir, Ingenieur, Moskau, Mjassnitzkaja, Haus Mischin.

Borsig, Conrad, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin W., Bellevue-Str. 6a.

Bosse, Rudolf, Betriebs-Direktor der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.

Boy-Ed, Kapitänleutnant, Berlin W. 9, Leipziger Platz 13.

Bracht, Walter, Diplom-Ingenieur, Wilmersdorf, Prinz-Regenten-Str. 56.

Bramslöw, F. C., Reeder, Hamburg, Admiralitäts-Str. 33/34.

Brand, Robert, Fabrikant, Remscheid-Hasten.

Brandenburg, Jacob, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.

Brandt, Leopold, Direktor, Kassel-Wilhelmshöhe, Wigand-Str. 6.

Breest, Wilhelm, Fabrikbesitzer, Berlin W., Cornelius-Str. 10.

Breitenbach, Exzellenz, Staatsminister und Minister der öffentl. Arbeiten, Berlin W., Wilhelm-Str. 79.

Bremermann, Joh. F., Lloyd-Direktor, Bremen.

Bresina, Richard, i. Fa. Steffens & Nölle A.-G., Berlin-Tempelhof, Ringbahn-Str. 7.

Breuer, L. W., Ingenieur, i. Fa. Breuer, Schumacher & Co., Kalk b. Köln a. Rh., Haupt-Str. 315.

Briede, Otto, Ingenieur, Direktor der Benrather Maschinenfabrik-Akt.-Ges., Benrath b. Düsseldorf.

Brinkmann, Gustav, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Witten-Ruhr, Garten-Str. 7.

Broström, Dan, Schiffsreeder, Göteborg.

Bröckelmann, Ernst, Generaldirektor a. D., Beedenbostel, Prov. Hannover.

Brumm, Ernst, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.

Brunner, Karl, Ingenieur, Mannheim, Lamey-Str. 22.

Bücking, Oberbaudirektor der Baudirektion der Freien und Hansestadt Bremen, Bremen, Werder-Str. 1.

Bueck, Henri Axel, Generalsekretär, Berlin W. 35, Karlsbad 4 a.

Büttner, Dr. Max, Ingenieur, Berlin W., Achenbach-Str. 7/8.

Burmester, Ad., Assekuradeur, Hamburg, Rathaus-Str. 6.

Buschow, Paul, Ingenieur, General-Vertreter von A. Borsig-Tegel, Hannover, Bödeker-Str. 71.

Calmon, Generaldirektor, Hamburg, Asbest- und Gummiwerke, Akt.-Ges.

Caspary, Gustav, Ingenieur, Marienfelde bei Berlin.

Caspary, Emil, Diplom-Ingnieur, Marienfelde bei Berlin.

Cellier, A., Schiffsmakler, Hamburg, Neuer Wandrahm 1.

Clouth, Franz, Fabrikbesitzer, Köln-Nippes.

Clouth, Max, Fabrikant und französ. Konsularagent, Köln-Nippes.

Colmorgen, Christian, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen, Wartburg-Str. 79 I.

Constabel, Maschinenbauingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.

Conti, Alfred, Leiter des Schütte-Kessel-Konsortiums, Charlottenburg 4, Niebuhr-Str. 72.

Courtois, Louis, Ingenieur, Berlin W., Potsdamer Str. 122c.

Curti, A., Direktor der Daimler-Motoren-Gesellschaft (Marine-Abteilung), Berlin W. 9, Königgrätzer Str. 7.

Dahl, Hermann, Ingenieur und Direktor der Gesellschaft für moderne Kraftanlagen, Berlin NW. 52, Alt-Moabit 116 I.

Dahlström, Axel, Direktor der Reederei Akt.-Ges. von 1896, Hamburg, Steinhöft 8/11, Elbhof.

Dahlström, H., Direktor d. Nordd. Bergungs-Vereins, Hamburg, Neß 9 II.

Dahlström, W., jr., Direktor der Reederei Aktien-Gesellschaft von 1896, Hamburg, Vorsetzen 15 I.

Dahlström, W., Assessor, z. Zt. Syndikus der Firma W. Dahlström, Hamburg, Steinhöft 8—11, Elbhof.

D'Andrezel, Capitaine de Frégate, Attaché Naval à l'Ambassade de France, Berlin, Bendler-Str. 14.

Danneel, Fr., Dr. jur., Wirkl. Geheimer Admiralitätsrat, Grunewald bei Berlin, Trabener-Str. 2.

Dapper, Dr., Carl, Professor, Geheimer Medizinalrat, Bad Kissingen.

Debes, Ed., Fabrikdirektor, Hamburg, Meyer-Str. 59.

Deichsel, A., Fabrikbesitzer, Myslowitz O.-S.

Deissler, Rob., Ingenieur, Berlin SW., Gitschiner Str. 108.

Delbrück, Preuß. Staatsminister u. Minister für Handel und Gewerbe, Berlin W. 9, Leipziger Platz 11a.

Demnitz, Gustav, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Stettin, Deutsche Str. 66 II.

Dieckhaus, Jos., Fabrikbesitzer und Reeder, Papenburg a. Ems.

Diederichs, Direktor der Norddeutschen Seekabelwerke A.-G., Nordenham.

Diederichsen G., jr., Schiffsreeder, i. Fa. M. Jebsen, Hamburg-Reichenhof.

Diederichsen, H., Schiffsreeder, Kiel.

Diesel, Rudolf, Dr. Ing., Zivil-Ingenieur, München, Maria-Theresia-Str. 32.

Dietrich, Georg, Direktor der Sächsischen Maschinen-Fabrik vorm. Rich. Hartmann Akt.-Ges., Chemnitz, West-Str. 36.

Dietrich, Otto, Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Potsdamer Str. 35.

Ditges, Rud., Generalsekretär des Vereins Deutscher Schiffswerften, Berlin W., Lützow-Ufer 13.

Dodillet, Richard A., Ober-Ingenieur, Südende bei Berlin, Potsdamer Str. 27.

Doehring, Heinr., Direktor der Hanseat. Dampfschifff.-Ges., Lübeck.

Dolberg, E., Oberleutnant zur See, Wilhelmshaven, Brommy-Str. 13.

Dörken, Georg, Heinrich, Fabrikbesitzer, i. Fa. Gebr. Dörken, G. m. b. H., Gevelsberg i. W.

Dörken, Rudolf, Dipl.-Ingenieur, Mitinhaber und Leiter der Gevelsberger Nietenfabrik, G. m. b. H., Gevelsberg i. W.

Dreger, P., Hüttendirektor, Peine bei Hannover.

Driessen, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Prutz-Str. 11 I.

Duncker, Arthur, Assekuradeur, Hamburg, Trostbrücke 1, Laeiszhof.

Duschka, H., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg, Vorsetzen 24/27.

Dücker, A., Kapitän, Hamburg, Afrikahaus, Gr. Reichen-Str.

Dümling, W., Kommerzienrat, Schönebeck a. E.

Dürr, Ludwig, Zivil-Ingenieur, München, Mozart-Str. 18.

Ecker, Dr. jur., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm.

Eckmann, C. John, Maschinen-Inspektor der Deutsch-Amerikan. Petrol.-Ges., Hamburg, Paul-Str. 38.

Ehlers, Otto, Diplom-Ingenieur, Charlottenburg, Tauroggener Str. 48.

Ehlers, Paul, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Adolphsbrücke 4.

Ehrensberger, E., Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, Essen-Ruhr.

Eich, Nicolaus, Direktor, Düsseldorf, Stern-Str. 38.

Eichhoff, Professor a. d. Königl. Bergakademie Berlin, Charlottenburg, Mommsen-Str. 57.

v. Eickstedt, A., Admiral z. D., Exzellenz, Berlin W. 15, Olivaer Platz 7 I.

Eilert, Paul, Direktor, Hamburg, St. Annen 1.

Einbeck, Joh., Ingenieur, Kiel, Roon-Str. 5.

v. Einem, George, Kapitänleutnant, Kiel, Beseler-Allee 32a.

Ekman, Gustav, Ehrendoktor, Göteborg, Mek. Werkstad.

Ellingen, W., Ingenieur, Direktor der J. Pohlig A.-G., Köln-Zollstock.

Elvers, Ad., Schiffsmakler und Reeder i. Fa. Knöhr & Burchardt Nfl., Hamburg 11, Neptunhaus.

Engel, K., Mitinhaber der Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg, Feldbrunnen-Str. 46.

Engelhausen, W., Betriebs-Ingenieur, Bremen, Luther-Str. 55.

Engelmayer, Otto, Ingenieur, Südende, Potsdamer Str. 26.

Engels, Hubert, Geheimer Hofrat und Professor, Dresden-A., Schweizer Str. 12.

Erdmann, Georg, Ingenieur der Rheinischen Stahlwerke, Duisburg-Meiderich.

Essberger, J. A., Oberingenieur, Prokurist der A. E. G. und U. E. G., Schöneberg b. Berlin, Münchener Str. 18.

von Eucken-Addenhausen, Georg, Exzellenz, Wirklicher Geheimer Rat und Großherzoglich Oldenburgischer Gesandter, Berlin W. 15, Kaiser-Allee 207.

Faber, Theodor, Schiffahrtsdirektor, Hirschfeld i. Sachsen.

Fankhauser, Eduard, Diplom-Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 31 II.

Fasse, Ernst, Ingenieur, Hanseatische Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Lübeck.

Fendel, Fritz, Prokurist der Rheinschiffahrt-Aktiengesellschaft vorm. Fendel, Mannheim, Hafen-Str. 6.

Fesenfeld, Wilh., Dipl.-Ingenieur, Akt.-Ges. „Weser", Bremen, Kraut-Str. 34.

Fischer, Curt, Salomon, Direktor der Sächsisch-Böhmischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Dresden A., Gerichts-Str. 26 II.

Fischer, Heinrich, Fabrikbesitzer, Stettin, Birken-Allee 3 a.

Fitzner, R., Fabrikbesitzer, Laurahütte O.-S.

Fleck, Richard, Fabrikbesitzer, Berlin N., Chaussee-Str. 29 II.

Flender, H. Aug., Direktor der Brückenbau-Flender-Act.-Ges., Benrath.

Flohr, Willy, Dipl.-Ingenieur, Berlin N. 4, Chaussee-Str. 35.

Flügger, Eduard, Fabrikant, Hamburg, Rödingsmarkt 19.

Förster, Georg, i. Fa. Emil G. v. Höveling, Hamburg, Sechslingspforte 3.

François, H. Ed., Konstrukteur Elektrischer Apparate für Kriegs- und Handelsschiffe, Hamburg, Holstenwall 9 II.

Franke, Rudolf, Dr., Direktor d. Akt.-Ges. Mix & Genest, Privatdozent a. d. Kgl. Techn. Hochschule, Südende, Bahnstr. 18.

945 de Freitas, Carlos, Reeder, i. Fa. A. C. de Freitas & Co., Hamburg, Ferdinand-Str. 15 I.

Frese, Herm., Senator, Mitglied des Aufsichtsrates des Nordd. Lloyd, Kaufmann, i. F. Frese, Ritter & Hillmann, Bremen.

Frick, Richard, Berlin SW. 11, Königgrätzer Str. 61.

Friedhoff, L., Bureauvorsteher der Burbacherhütte, Burbach a. Saar.

Friedlaender, Konrad, Korvettenkapitän z. D., Kiel, i. Fa. Neufeldt & Kuhnke.

950 de Fries, Wilhelm, Generaldirektor der Benrather Maschinenfabrik, A.-G., Düsseldorf, Harald-Str. 8.

Frikart, J. R., Zivilingenieur, München, Akademie-Str. 17.

Fritz, Heinrich, Ingenieur, Elbing, Große Lastadien-Str. 11.

Fritz, P., Konsul und Ingenieur, Berlin W. 9, Link-Str. 33.

Froriep, Paul, Maschinenfabrikant, Rheydt.

955 Frölich, Fr., Ingenieur, Düsseldorf, Jakobi-Straße 5.

Frühling, O., Regierungs-Baumeister, Braunschweig, Monumentsplatz 5.

Fürbringer, Oberbürgermeister, Emden, Bahnhof-Str. 10.

Funck, Carl, Direktor der Elbinger Metallwerke G. m. b. H., Elbing, Äußerer Georgendamm 25 a.

Galland, Leo, Ingenieur, Berlin W. 57, Bülow-Str. 10.

960 Galli, Johs., Hüttendirektor a. D., Professor für Eisenhüttenkunde a. d. Kgl. Bergakademie Freiberg i. Sa.

Ganssauge, Paul, Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.

van Gendt, Hans, Betriebsdirektor, Magdeburg-Buckau, Schönebecker Str. 88.

Genest, W., Generaldirektor der Aktien-Gesellschaft Mix & Genest, Berlin W., Bülow-Str. 67.

Gerdau, B., Direktor, Düsseldorf-Grafenberg, p. a. Haniel & Lueg.

Gerdts, Gustav F., Kaufmann, Bremen, 965 Soege-Str. 42—44.

Gerling, F., Reeder i. Fa. Marschall & Gerling, Antwerpen.

Geyer, Wilh., Regierungsbaumeister a. D., Berlin W., Luitpold-Str. 44.

Giebeler, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Breslau XVII, Werft und Rhederei von C. Wollheim.

Gillhausen, Dr. Ing. G., Mitglied des Direktoriums d. Fa. Fried. Krupp A.-G., Essen a. Ruhr, Hohenzollern-Str. 12.

Gleitz, Ernst, Direktor der Neuen Deutsch- 970 Böhmischen Elbschiffahrt-A.-G., Dresden, Jahn-Str. 2.

Glitz, Erich, Geschäftsführer des Schiffbaustahl-Kontors G. m. b. H., Essen-Ruhr, Selma-Str. 15.

Goedhart, P. C., Direktor der Gebrüder Goedhart A.-G., Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 40.

Goldtschmidt, Dr. Hans, Fabrikbesitzer, Essen a. Ruhr, Bismarck-Str. 98.

Goßler, Oskar, Kaufmann, Hamburg, Alsterdamm 4/5 P.

Gradenwitz, Richard, Ingenieur und Fabrik- 975 besitzer, Berlin S., Dresdener Str. 38.

de Grahl, Gustav, Obering. und Prokurist, Friedenau b. Berlin, Sponholz-Str. 47.

Griebel, Franz, Reeder, Stettin, Große Lastadie 56.

Grosse, Carl, Generalvertreter von Otto Gruson & Co., Buckau, Hamburg, Alsterdamm 16/17.

v. Grumme, F., Kapitän zur See a. D., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm.

Grunow, Roderich, Kaufmann, Stettin, 980 Gr. Oder-Str. 10.

de Gruyter, Dr. Paul, Fabrikbesitzer, Berlin W., Kurfürstendamm 36.

Guilleaume, Emil, Kommerzienrat, Generaldirektor der Carlswerke, Mülheim a. Rh.

Günther, R., Regierungsbaumeister a. D., Berlin W. 50, Marburger Str. 2.

Gutermuth, M. F., Geh. Baurat u. Professor a. d. Techn. Hochschule zu Darmstadt.

Guthmann, Robert, Baumeister und Fabrik- 985 besitzer, Berlin W., Voß-Str. 18.

Haack, Hans, Kaufmann, i. Fa. Haack & Nebelthau, Bremen.

Habich, Paul, Regierungs-Baumeister a. D., Direktor der Aktien-Gesellschaft für überseeische Bauunternehmungen, Berlin W. 31, Landshuter Str. 25.

Hackelberg, Eugen, Kaufmann, Charlottenburg, Bismarck-Str. 106.

Hahn, Dr. phil. Georg, Fabrikbesitzer, Düsseldorf-Oberbilk.

990 Hahn, Willy, Dr. jur., Rechtsanwalt, Berlin W. 9, Köthener Str. 1.

Haller, M., Ingenieur, Direktor der Gebr. Körting Aktien-Gesellschaft, Berlin NW., Alt-Moabit 110.

Hammar, Birger, Kaufmann, Hamburg, König-Str. 7/9.

Hammer, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.

Hammer, Felix, Dipl.-Ing., Stettin, Giesebrecht-Str. 14.

995 Harbeck, Martin, Hamburg, Glashütten-Straße 37/40.

Hardcastle, F. E., Besichtiger des Germ. Lloyd, Bureau Veritas usw., Bombay, Apollo-Str. 89.

Harms, Otto, Vorstand der Deutsch-Austral. D. G., Hamburg, Trostbrücke 1.

Hartmann, Eugen, Professor, Ingenieur, Frankfurt a. M., König-Str. 97.

Hartmann, W., Professor, Grunewald-Berlin, Trabener Str. 2.

1000 Hartwig, Rudolf, Dipl.-Ingenieur u. Prokurist der Firma Fried. Krupp, Akt.-Ges., Essen-Ruhr, Hohenzollern-Str. 34.

Hedberg, Sigurd, Reeder, Malmö, Kalendergatan 6/8.

Heegewaldt, A. Fabrikbesitzer, Berlin W. 15, Uhland-Str. 175.

Heemsoth, Heinrich, General-Vertreter des Stahlwerk Mannheim u. der Sieg-Rheinische Hütten-Aktien-Gesellschaft Friedrich-Wilhelms-Hütte, Hamburg, Admiralität-Straße 52/53.

Heese, Albrecht, Hauptmann a. D., Berlin W. 10, Hitzig-Str. 5.

1005 Heidmann, R. W., Kaufmann, Hamburg, Hafen-Str. 97.

Heidmann, Henry W., Ingenieur, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 25.

Heinrich, W., Diplom-Ingenieur, Kiel, Knooperweg 185.

Heller, E., Direktor, Wien I, Schwarzenberg-Platz 7.

Hemmel, C., Techniker, Hamburg, Blohm & Voß.

Hempelmann, August, Dr. Ing., Ingenieur, 1010 Kassel-Wilhelmshöhe, Siebertweg 6, Villa Sust.

Henkel, Gustav, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Direktor der Herkulesbahn, Kassel-Wilhelmshöhe, Villa Henkel.

Hensolt, Johannes, Dipl.-Ing., Hamburg, Blohm & Voß, Großneumarkt 56 I, l.

Herbrecht, Carl, Direktor der Rheinischen Stahlwerke, Abt. Duisburger Eisen- und Stahlwerke, Duisburg, Heide-Str. 36a.

Hertz, Ad., Direktor der Deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 25.

Herwig, August, Hüttenbesitzer, Dillenburg, 1015 Oranien-Str. 11.

Herwig, M., jr., Fabrikbesitzer, i. Fa. Eisenwerk Lahn, M. & R. Herwig jr., Dillenburg.

Herzberg, A., Baurat u. Ingenieur, Wilmersdorf b. Berlin, Landhaus-Str. 23.

Hess, Henry, i. Fa. The Hess Machine Co. 1002 Pensylvania Building, 15th and Chestnut Street, Philadelphia, U. S. A.

Hesse, Paul, Fabrikdirektor, Berlin N. 39, Müller-Str. 180.

Hessenbruch, Fritz, Direktor, Duisburg, 1020 Mülheim-Str. 59.

Heubach, Ernst, Ingenieur, Berlin-Tempelhof, Ringbahn-Str. 42/44.

Heyne, Walter, Deutsche Vacuum Oil Company, Wandsbeck b. Hamburg, Marienanlage 15.

Hilbenz, Dr. phil., Techn. Direktor der Friedrich-Alfred-Hütte der Fried. Krupp A.-G., Rheinhausen-Friemersheim.

Hipssich, Karl, Ingenieur, Bremen, Bollmann-Str. 5.

Hirsch, Emil, Kaufmann, Mannheim, E. 7. 21. 1025

Hirschfeld, Ad., Dampfkessel-Revisor der Baupolizei-Behörde Hamburg, Uhlenhorst, Overbeck-Str. 15.

Hirte, Johs., Regierungs-Baumeister, Berlin SW., Markgrafen-Str. 94.

Hissink, Direktor der Bergmann-Elektrizitäts-Werke, Berlin NW., Hansa-Ufer 8.

Hjarup, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin N., Prinzen-Allee 24.

1030 Hochstetter, Franz, Dr. phil., Geschäftsführer, Berlin NW. 6, Schumannstr. 2.

Hoernes, Hermann, K. u. K. Major, Königgrätz, Infanterie-Regiment 42.

Hoffert, Kapitänleutnant, IV. Halbflotille, S. M. Tpdbt. V 157.

Hoffmann, M. W., Dr. phil., i. Fa. Werkstätten für Präzisions-Mechanik und Optik Carl Bamberg, Friedenau, Berlin-Friedenau, Süd-West-Corso 74.

Hoffmann, W., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.

1035 Holzapfel, A. C., Fabrikant, London E. C., Fenchurch Street 57.

d'Hone, Heinrich, Fabrikbesitzer, Duisburg.

Hopf, Wilhelm, Ingenieur, Malstatt-Burbach, Wilhelm-Str.

Horn, Maschinenbau-Ingenieur der Germaniawerft in Kiel-Gaarden.

Hölck, Heinr., Konsul von Brasilien, Düsseldorf, Graf-Recke-Str. 69.

1040 Höltzcke, Paul, Dr. phil., Chemiker, Kiel, Eisenbahndamm 12.

v. Höveling, Emil G., Fabrikant, Hamburg, Steinhöft 13.

Horn, Fritz, Hüttendirektor, Berlin W. 30, Motz-Str. 31.

Hornbeck, A., Ingenieur, Hamburg 19, Tornquist-Str. 26.

Howaldt, Adolf, Ingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel.

1045 Huber, Carl, Zivil-Ingenieur, Berlin SW. 48, Friedrich-Str. 16.

Hübner, K., Direktor, Kiel, Schwanenweg 23.

Ihlder, Carl, Ingenieur, Bremerhaven, Deich 24.

Illig, Hans, Direktor der Felten & Guilleaume-Lahmeyer-Werke A.-G., Frankfurt a. M., Schumann-Str. 40.

Imle, Emil, Diplom-Ingenieur, I. Assistent a. d. Königl. Techn. Hochschule zu Dresden, Dresden-A., Bismarckplatz.

1050 Inden, Hub., Fabrikant, Düsseldorf, Neander-Str. 15.

Ito, O., Kapitän z. S. d. Kais. Jap. Marine, Marineattaché, Berlin W., Luitpoldstr. 10.

Ivers, C., Schiffsreeder, Kiel.

Jacobsen, Louis, Oberingenieur, Hamburg 29, Norder Elb-Str. 4 I.

Jahn, W., Fabrikdirektor, Düsseldorf, Graf-Adolf-Str. 26.

Jahn, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, 105[illegible] Germaniawerft.

Janda, Emil R., Architekt, Hamburg 21, Pellert-Str. 25.

Jannasch, G. A., Fabrikdirektor, Laurahütte O.-S.

Janssen, Oberingenieur der Bergmann-Elektrizitäts-Werke, Berlin N., Oudenarder Str. 23/32.

Janzon, Paul, Ober-Ingenieur, Berlin N. 65, Brüsseler-Str. 49.

Jarke, Alfred, Präsident des Syndicat 106[illegible] Continental des Compagnies de Navigation à vapeur au La Plata, Antwerpen, Place de Meir 21.

Jebsen, J., Reeder, Apenrade.

Jebsen, M., Reeder, Hamburg, Große Reichen-Str. 49/57, Reichenhof.

Jochimsen, Karl, Oberingenieur, Charlottenburg, Kamminer Str. 35.

Jochmann, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin, Grabower Str. 17 I.

Johnson, Axel Axelson, Zivil-Ingenieur 106[illegible] und Konsul, Stockholm, Wasagatan 4.

Johnson, Axel, Generalkonsul und Reeder, Stockholm, Wasagatan 4.

Joly, A., Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Wittenberg, Bez. Halle, Linden-Str. 37.

Joost, J., Direktor der Norddeutschen Farbenfabrik Holzapfel, G. m. b. H., Hamburg, Steinhöft 1.

Jordan, Dr. Hans, Direktor der Bergisch-Märkischen Bank, Mitglied des Aufsichtsrates des Nordd. Lloyd, Schloß Malinckroot b. Witten (Ruhr).

Jordan, Paul, Direktor der Allg. Elektr.-Ges., 107[illegible] Grunewald b. Berlin, Bismarck-Allee 26.

Josse, Emil, Professor a. d. Königl. Technischen Hochschule Berlin, Charlottenburg, Uhland-Str. 158.

Judaschke, Franz, Schiffbau-Ingenieur, Rostock, Karl-Str. 62.

Junkers, Hugo, Professor, Aachen, Brabant-Straße 64.

Jurenka, Rob., Direktor der Deutschen Babcock & Wilcox-Dampfkesselwerke A.-G., Oberhausen, Rheinland.

1075 Jürgens, R., Ingenieur, Hamburg, Kl. Schäferkamp 58 II.

Kaemmerer, W., Ingenieur, Berlin NW., Charlotten-Str. 43.

v. Kajdacsy, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.

Kammerhoff, Meno, Direktor der Deutschen Edison-Akkumulatoren-Company, G. m. b. H., Berlin N., Drontheimer Str. 35—38.

Kampffmeyer, Theodor, Baumeister, Berlin SW., Friedrich-Str. 20.

1080 Karcher, E., Hüttendirektor, Dillingen a.d.Saar.

v. Katzler, Rud., Dr. jur., Rechtsanwalt, Bitburg a. Eifel.

Kauermann, August, Direktor d. Duisburger Maschb.-A.-G. vorm. Bechem & Keetman, Abt. Hochfeld, Duisburg, Realschul-Str. 42.

Kaufhold, Max, Fabrikdirektor, Essen-Ruhr, Elisabeth-Str. 7.

Kayser, M., Direktor des Westfäl. Stahlwerkes, Bochum.

1085 Keetman, Wilhelm, Direktor, Duisburg, Hedwig-Str. 29.

Kelch, Hans, Leutnant a. D., i. Fa. Motorenwerk Hoffmann & Co., Potsdam, Neue König-Str. 95.

Kellner, L., Direktor des Stahlwerks Augustfehn, Oldenburg i. Gr., Caecilien-Str. 1.

Kelly, Alexander, Direktor v. H. Napier Brothers Ltd., Glasgow, Hyde-Park Street 100.

Kemperling, Adolf, Bevollmächtigter der Gebr. Böhler & Co., A.-G., Berlin NW. 5, Quitzow-Str. 24.

1090 Kerlen, K., Direktor der English Mc. Kenna Process Company Ltd., Birkenhead, England.

Kiefer, Georg, Ingenieur, Hannover, Adolf-Str. 5.

Kins, Johs., Direktor der Dampfschifff.-Ges. Stern, Berlin SO., Brücken-Str. 13 I.

Kintzel, E., Torpeder-Kapitänleutn. a. D., Dresden, Ludwig-Richter-Str. 2.

Kinzelbach, Rudolf, Elektroingenieur und Fabrikdirektor, Köln a. Rh., Unter-Fettenhennen 4.

Kippenhan, Ph., Direktor der Karlsruher 1095
Schiffahrts-Gesellschaft m. b. H., Karlsruhe, Kaiser-Allee 107.

Klauke, E., Fabrikbesitzer, Berlin W. 8, Charlotten-Str. 56.

Klawitter, Willi, Kaufmann u. Werftbesitzer, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.

Klée, W., Kaufmann, i. Fa. Klée & Koecher, Hamburg, König-Str. 15.

Klein, Ernst, Kommerzienrat, Dahlbruch i. Westf.

Klippe, Hans, Ingenieur, Hamburg, König- 1100
Straße 8.

Klock, Chr., Ingenieur, Hamburg, Bismarck-Str. 5 pt.

Kluge, Hans, Dipl.-Ing., Stettin, Birken-Allee 36 ptr.

Klüpfel, Ludwig, Finanzrat, Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp Akt.-Ges., Essen a. Ruhr.

Knackstedt, Ernst, Fabrikdirektor, Düsseldorf, Ahnfeld-Str. 107.

Knecht, Friedr. Heinrich, Erster Direktor 1105
der Mannheimer Lagerhaus-Gesellschaft, Mannheim.

Knobloch, Emil, Kommissionsrat, Berlin W. 9, Link-Str. 15.

Knoll, Walter, Ingenieur, Alt Geltow bei Werder a. H., Villa Mariannenhof.

Knust, H., Kapitän a. D., Stadtrat, Stettin, Königsplatz 5.

Köbisch, Marine-Chefingenieur, Wilhelmshaven, Victoria-Str. 7.

Kölln, Friedrich, Dipl.-Ing., Hamburg, Blohm 1110
& Voß, Eilenau 84.

König, Rudolf, Diplom-Ingenieur u. Hüttendirektor, Emden, Hohenzollern-Hütte.

Kopitzke, Erich, Ingenieur, Stettin, Stolting-Str. 9.

Korten, R., Direktor, Malstatt-Burbach, Hoch-Str. 19.

Kosegarten, Max, Generaldirektor der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin NW. 7, Dorotheen-Str. 43/44.

1115 Köhler, Ober-Postdirektor, Hamburg, Stephans-Platz 5.

Köhncke, Heinr., Zivilingenieur, Bremen, Markt 14.

Körting, Ernst, Ingenieur, Techn. Direktor der Gebr. Körting A.-G., Körtingsdorf b. Hannover.

Köser, Fr., Kaufmann, i. Fa. Th. Höeg, Hamburg, Steinhöft 8, Elbhof.

Kösel, Albert, Direktor und Vorstand der Ernst Schieß Werkzeugmaschinenfabrik Akt.-Ges., Düsseldorf, Kurfürsten-Str. 20.

1120 von Kraewel, Ottokar, Betriebs-Direktor der Rheinischen Stahlwerke, Duisburg-Meiderich, Duisburg, Stahl-Str. 56.

Krauschitz, Georg, Ingenieur und Fabrikant, Charlottenburg, Savigny-Platz 9.

Krause, Max, Baurat, Direktor von A. Borsig's Berg- und Hüttenverwaltung, Berlin N., Chaussee-Str. 6.

Krause, Max, Arthur, Fabrikant, Berlin-Charlottenburg, Knesebeck-Str. 28.

Krell, Otto, Direktor der Kriegs- u. Schiffbautechnischen Abteilung bei den Siemens-Schuckert-Werken, Berlin W. 15, Kurfürstendamm 22.

1125 Krell, Rudolf, Professor, München, Techn. Hochschule.

Krieg, Kapitän zur See z. D., Bibliothekar der Marine-Akademie und Schule, Kiel.

Krieger, R., Hüttendirektor, Düsseldorf, Garten-Str. 79.

von Kries, Carl, Direktor der Howaldtswerke, Kiel.

Kroebel, R., Ingenieur, Hamburg, Glockengießerwall 1.

1130 Krogmann, Richard, Vorsitzender der See-Berufsgenossenschaft, Hamburg, Trostbrücke 1.

Krüger, Friedrich, Prokurist, Roßlau, Dessauer Str. 2.

Kühlwetter, Kapitän z. S, Wilhelmshaven, Verwaltung der Deckoffizierschule.

Kühnen, Th., Betriebs-Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.

Kuhnke, Fabrikant, Kiel, Holtenauer Str. 182I.

1135 Kunstmann, Walter, Schiffsreeder, Stettin, Moltke-Str. 19.

Kunstmann, W., Konsul und Reeder, Stettin, Bollwerk 1.

Kunstmann, Arthur, Konsul und Reeder, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 9.

Kübler, Wilhelm, Ingenieur für Elektromaschinenbau, Professor a. d. Techn. Hochschule zu Dresden, Dresden-A., Münchener Str. 25.

Küwnick, Franz A., Ladungs-Inspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremen Piers, Hoboken N. 7. U. S. A.

Lange, Chr., Ingenieur, i. Fa. Waggonleihanstalt Ludewig & Lange, Berlin W., Ranke-Str. 34.

Lange, Dr. phil. Otto, Ingenieur, Stahlwerkschef des Hoerder Vereins, Hoerde i. W., Tull-Str. 4.

Lange, Claus, Schiffsmaschinen-Ingenieur, Bremen 10, Seehauser Land-Str. 44.

Lange, Felix, Regierungs-Baumeister a. D., Essen (Ruhr), Huyssen-Str. 6.

Lange, H., Ingenieur, Hamburg, Friedrich-Str. 10.

Langheinrich, Ernst, Fabrikdirektor, Kalk b. Köln a. Rh.

Langreuter, H., Kapitän des Nordd. Lloyd, Bremerhaven.

Lans, W., Kapitän zur See, Chef des Stabes der Hochseeflotte, Kiel, Niemannsweg 94.

Lanz, Karl, Fabrikant, Mannheim, Hilda-Str. 7/8.

Läsch, Otto, Prokurist, Hamburg, Steinhöft 8/11, Elbhof II.

Lasche, O., Direktor der Turbinenfabrik der Allgem. Elektr.-Gesellsch., Berlin NW., Hutten-Str. 12.

Lass, F., Ingenieur, Hamburg, Sophien-Allee 18.

Laubmeyer, Hermann, Zivil-Ingenieur, Danzig, Winterplatz 15.

Laue, Wm., Generaldirektor, Düsseldorf, Kaiser-Str. 47.

Lehmann, Marine-Chefingenieur a. D., Kiel, Feld-Str. 54.

Leist, Chr., Direktor des Nordd. Lloyd, Bremen, Papen-Str. 5/6.

Leitholf, Otto, Zivilingenieur, Berlin SW., Großbeeren-Str. 55 u. 56d.

Lempelius, Ove, Diplom-Ingenieur, Flensburg, Werft-Str. 1.

Lender, Rudolf, Kapitän a. D. und Fabrikbesitzer, i. Fa. Dr. Graf & Comp., Berlin-Wien, Schöneberg, Haupt-Str. 26.

Lentz, Hugo, Ingenieur, Berlin W., Potsdamer Str. 10/11.

Leopold, Direktor, Hoerde i. W.

Leue, Georg, Ingenieur, Grunewald bei Berlin, Königsallee 54.

Leyde, Oskar, Zivil-Ingenieur, Wilmersdorf, Hohenzollernplatz 5.

Liebe-Harkort, Ch., Direktor der Düsseldorfer Kranbaugesellschaft Liebe-Harkort m. b. H., Düsseldorf.

Liebe-Harkort, W., Ingenieur, i. Fa. Casp. Harkort G. m. b. H., Harkorten b. Haspe i. Westf.

Liechtensteiner, Ludwig, Ingenieur, Mannheim, Lindenhof-Str. 53—57.

Liefeld, Curt, Direktor, Friedrichswalde b. Pirna, Bez. Dresden.

Linde, Gustav, Regierungs-Baumeister a. D., Berlin NW. 7, Charlotten-Str. 43.

Lipin, Alexander, Wirklicher Staatsrat und Ingenieur, St. Petersburg, Italienische Str. 17.

Loeck, Otto, Kaufmann, Hamburg, Agnes-Str. 22.

Loewe, J., Geheimer Kommerzienrat, Generaldirektor von Ludw. Loewe & Co. Akt.-Ges., Berlin NW. 6, Dorotheen-Str. 43/44.

v. Loewenstein zu Loewenstein, Hans, Bergassessor und Geschäftsführer des Vereins für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund, Essen (Ruhr), Friedrich-Str. 2.

Lorentz, Victor, Ingenieur, Berlin, Landgrafenstr. 2.

Lorenz, Dr. Hans, Dipl. Ingenieur, Professor an der techn. Hochschule in Danzig-Langfuhr, Johannisberg 7.

Lorenzen, L., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.

The Losen, Paul, Direktor der Bergisch Märkischen Bank, Düsseldorf, Uhland-Str. 4.

Lotzin, Willy, Kaufmann, Danzig, Brabant-Str. 3.

Loubier, G., Patentanwalt, Berlin SW. 61, Belle-Alliance-Platz 17.

Lueg, E., Ingenieur, i. Fa. Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.

Lueg, H., Geheimer Kommerzienrat, Düsseldorf-Grafenberg.

Lüders, W. M. Ch., Fabrikant, Hamburg P. 9, Norderelb-Str. 31.

Lütgens, Henry, Vorsitzender des Aufsichtsrates der Vereinigt. Bugsier- und Frachtschiffahrt-Ges., Hamburg, Steinhöft 3.

Maaß, Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Charlottenburg, Mommsen-Str. 21.

Magnus, Emil, Vorsitzender im Aufsichtsrate der Neptunwerft-Rostock, Hamburg, Heimhuder Str. 64.

Martens, A., Professor, Geh. Regierungsrat, Direktor des Königl. Materialprüfungsamtes der Techn. Hochschule zu Berlin, Gr.-Lichterfelde West, Fontane-Str. 22.

Martini, Günther, Kapitänleutnant, Danzig-Neufahrwasser, Kleine-Str. 9.

Mathies, Osk., Reeder, i. Fa. L. F. Mathies & Co., Hamburg, Grimm 27.

Mathies, Regierungs- und Baurat a. D., Generaldirektor, Dortmund.

Mauder, Georg, Oberingenieur, Nürnberg, Siemens-Schuckert-Werke, Pflug-Str. 10.

May, Hermann, Hüttendirektor, Breslau, Kaiser-Wilhelm-Str. 197.

Meier, M., Hüttendirektor, Differdingen, Luxemburg.

Meinders, Hermann, Diplom-Ingenieur, Bremen, Osterfeuerberg-Str. 4.

Meißner, Conrad, Ingenieur, i. Fa. Carl Meißner, Maschinenfabrik für Schiffsschrauben u. Motorbootbau, Hamburg 27, Billwärder, Neuerdeich 192.

Melms, Gustav J., Ingenieur, Berlin W. 10, Margareten-Str. 4.

Mendelssohn, A., Erster Staatsanwalt, Potsdam, Neue König-Str. 65.

Menthen, Wilhelm, Direktor der Rheinschiffahrts-A.-G. vorm. Fendel, Mannheim.

Merck, Johs., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Dovenfleth 18/21.

Merk, Karl, H., Ingenieur, Halensee b. Berlin, Ringbahn-Str. 124.

Merkel, Carl, Ingenieur, i. Fa. Willbrandt & Co., Hamburg, Kajen 24.

Mertens, Kurt, Ingenieur, Direktor der Hanseatischen Siemens-Schuckert-Werke, Hamburg-Uhlenhorst, Karl-Str. 7.

Merz, Ernst, F. W. B., Ingenieur, Stettin-Bredow, Kronenhof-Str. 5, pt.

Mette, C., Direktor der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft, Lübeck, Lachswehr-Allee 15a.

Meuss, Fr., Kapitän z. See z. D., Berlin W., Voß-Str. 20.

Meyer, Dietrich, Reg.-Baumstr. a. D., Redakteur der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin NW., Charlotten-Str. 43.

Meyer, Eugen, Schloß Itter, Hopfgarten, Tirol.

Meyer, Heinrich, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.

Meyer, Josef, Dipl. Ingenieur, Horrem bei Köln a. Rh.

Meyer, Paul, Dr. phil., Ingenieur, Direktor der Paul Meyer Akt.-Ges., Berlin N. 39, Lynar-Str. 5/6.

Michenfelder, C., Diplom-Ingenieur, Düsseldorf, Prinz-Georg-Str. 79.

Miehe, Otto G., Kaufmann, i. Fa. J. A. Lerch Nachflg. Seippel, Hamburg, Rödingsmarkt 16.

Mintz, Maxim., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW., Königgrätzer Str. 93.

Möbus, Wilh., Ingenieur, Düsseldorf, Schützen-Str. 10.

Mohr, Otto, Fabrikant, i. Fa. Mannheimer Masch.-Fabr. Mohr & Federhaff, Mannheim.

Moldenhauer, Louis, Direktor der Akt.-Ges. Gebr. Böhler & Co., Berlin NW., Quitzow-Str. 24.

Mollier, Walther, Ingenieur und Direktor der Hanseat. Siemens-Schuckert-Werke, Hamburg, Alte Raben-Str. 34.

Möllenberg, Maschinenbau-Ingenieur der Germaniawerft in Kiel-Gaarden, Körner-Str. 10.

Mönkemöller, Fr. P., Ingenieur und Maschinenfabrikant, i. Fa. Bonner Maschinenfabrik und Eisengießerei Fr. Mönkemöller & Co., Bonn a. Rh.

Morrison, C. Y., Inhaber der Firma C. Morrison, Hamburg, Steinhöft 8-11, Elbhof.

Mrazek, Franz, Ing., Direktor der Skodawerke Akt.-Ges. in Pilsen, Wien, Wiesinger Str. 1.

Mühlberg, Albert, Ingenieur, Basel (Schweiz), Rötheler Str. 2.

Müller, Adolph, Direktor der Akkumulatorenfabrik Act.-Ges., Charlottenburg, Fasanen-Str. 76.

Müller, Gustav, Direktor der Rheinischen Metallwaaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf, Arnold-Str. 8.

Müller, Friedrich Wilhelm, Abteilungsvorsteher, Dessau, Akensche Str. 1.

Münzesheimer, Martin, Direktor der Gelsenkirchener Gußstahl- und Eisenwerke vorm. Mundscheid & Co., Düsseldorf, Jägerhof-Str. 12.

Natalis, H., Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin SW., Askanischer Platz 3.

Nebe, Friedr., Direktor der Aktien-Gesellschaft Balcke, Tellering & Co., Röhrenwalzwerk, Benrath b. Düsseldorf.

Nebelthau, August, Kaufmann, i. Fa. Haack & Nebelthau, Bremen, Holler Allee 25.

Netter, Ludwig, Regierungs-Baumeister a. D. und Fabrikbesitzer, Berlin W. 25, Potsdamer Str. 111.

Neubaur, Fr., Dr. phil., Schriftsteller, Charlottenburg, Knesebeck-Str. 72/73.

Neufeldt, H., Ingenieur, Kiel, Holtenauer Str. 62.

Neuhaus, Fritz, Ingenieur und Direktor bei A. Borsig-Tegel, Charlottenburg, Wieland-Str. 11.

Neumann, Albert, Reeder, i. Fa. Johannes Ick, Danzig, Schäferei 12/14.

Niedt, Otto, Generaldirektor der Huldschinskyschen Hüttenwerke Akt.-Ges., Gleiwitz O.-Schlesien.

Niemeyer, Georg, Fabrikbesitzer, Hamburg, Steinwärder, Neuhofer-Str.

Nissen, Andreas, Ober-Ingenieur, Hamburg, Bei den Mühren 66/67.

Nobis, Kapitänleutnant, Heppens b. Wilhelmshaven, Verwaltung der Deck-Offizierschule, Brommy-Str. 13.

Noe, Maschinenbauingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.

Noske, Fedor, Ingenieur und Fabrikant, Altona, Arnold-Str. 28.

Notholt, A., Maschinen-Inspektor, Oldenburg i. Gr., Amalien-Str. 14.

Oberauer, L., Ingenieur und Direktor der Internat. Preßluft- und Elektrizitäts-Ges., Berlin C. 54, Weinmeister-Str. 14 II, Weinmeisterhof.

Oeking, Fabrikbesitzer, i. Fa. Oeking & Co., Düsseldorf-Lierenfeld.

Oppenheim, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin NW., Quitzow-Str. 25/26.

O'Swald, Alfr., Reeder, Hamburg, Große Bleichen 22.

Overweg, O., Kaufmann, Hamburg, Admiralitäts-Str. 33/34.

Ott, Max, Diplom-Ingenieur, Hannover-Linden, Minister-Stüve-Str. 12.

Paatsch, G., Techniker, Hamburg, Blohm & Voß, Gr. Johannis-Str. 23/25.

Pagenstecher, Gust., Kaufmann, Vorsitzender im Aufsichtsrate der Akt.-Ges. „Weser", Bremen, Park-Str. 9.

Pake, Wilhelm, Fabrikdirektor, Wolgast, Burg-Str. 6.

Pantke, Marine-Stabsingenieur, Wilhelmshaven, Manteuffel-Str. 6 II.

Parje, Wilhelm, Direktor des Blechwalzwerkes Schulz Knaudt Akt.-Ges., Essen a. d. Ruhr.

Paschkes, E. W., Oberingenieur, Tegel, Haupt-Str. 28 II.

Patrick, J., Ingenieur u. Fabrikant, Frankfurt a. M., Höchster Str. 51.

Paucksch, Felix, Fabrikdirektor, i. Fa. Akt.-Ges. H. Paucksch, Landsberg a. W., Berlin W. 15, Joachimsthaler Str. 24.

Paucksch, Otto, Fabrikdirektor, Akt.-Ges. H. Paucksch, Landsberg a. W.

Paul, Fritz, Diplom-Ingenieur, Stettin, Paradeplatz 24 III.

Paulsen, Heinrich, Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.

Pekrun, Otto, Fabrikbesitzer, Coswig i. S.

Penck, Albrecht, Professor Dr., Direktor des Museums f. Meereskunde, Berlin NW. 7, Georgen-Str. 34/36.

Perleberg, Ernst, Ingenieur, Stettin, Bollwerk 16.

Petersen, Bernhard, Zivil-Ingenieur u. Patentanwalt, Berlin SW., Hedemann-Str. 5.

Pfenninger, Carl, Ingenieur, i. Fa. Melms & Pfenninger, München, Martius-Str. 7.

Philipp, Otto, Ingenieur, Berlin W., Unter den Linden 15.

Pielock, E., Ingenieur, Berlin W. 15, Uhland-Str. 31.

Piper, C., Direktor der Neuen Dampfer-Compagnie, Stettin.

Piper, Edmund, Prokurist der Fa. Franz Haniel & Co., Ruhrort a. Rh., Damm-Str. 10.

Pischon, Walter, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.

von Plettenburg, Freiherr, Prokurist des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Am Dobben 52.

Podeus, H., jr., Konsul, Wismar i. M.

Podeus, Paul, Ingenieur, Wismar i. M., Ravelin Horn.

Poensgen, Bruno, Ingenieur, Düsseldorf, Jakobi-Str. 7.

Poensgen, C. Rud., Vorstandsmitglied der Düsseldorfer Röhren- u. Eisenwalzwerke, Düsseldorf, Jägerhof-Str. 7.

Polis, Albert, Kapitän und Prokurist der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg-Uhlenhorst, Adolf-Str. 74.

Polte, Eugen, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Magdeburg-Sudenburg, Halberstädter Str. 35.

Poock, Jos., Fregatten-Kapitän z. D., Hamburg 3a, Klosterstern 1 II.

Prager, Curt, Ingenieur, Berlin W. 9, Potsdamer Str. 127/128.

Predöhl, Dr. jur., Max, Senator, Hamburg, Harvestehuder Weg 28.

Prégardien, J. E., Ingenieur für Dampfkesselbau, Kalk bei Köln a. Rhein.

Presting, Wilhelm, Hofbuchhändler, Dessau, Neumarkt 7.

Prieger, H., Direktor der Deutschen Niles Werkzeugmaschinenfabrik, Berlin W. 15, Kurfürstendamm 199.

Probst, Martin, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Eckernförder Str. 89.

Probst, Paul, Düsseldorf, Stein-Str. 48.

Pröhl, A., Betriebs-Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.

Prohmann, Ferd., Professor, Oberlehrer am Hamburger Staatl. Technikum, Hamburg-St. G., Steintorplatz.

Pusch, Hauptmann a. D., Steglitz, Sedan-Str. 6.

Quitmann, R., Ingenieur u. Vertreter der „Phönix", Akt.-Ges. für Bergbau- und Hüttenbetrieb, Westend, Eichen-Allee 26.

Quaatz, Oberleutnant z. S., kommandiert b. Torpedo-Versuchs-Kommando, Kiel.

Querengässer, Felix, Ingenieur, Berlin N.W. 87, Elberfelder Str. 47.

Rágóczy, Egon, Syndikus a. D. und Generalsekretär, Berlin W. 30, Motz-Str. 72 III.

Rahtjen, Heinr., Kaufmann und Fabrikant, Bremerhaven, Lloyd-Str. 18.

Rahtjen, John, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 19.

Rahtjen, J., Frank, Kaufmann, Hamburg. Mittelweg 19.

Ranft, P., Zivilingenieur, Leipzig, Kurze Str. 1,

Raps, Dr. Prof. Aug., Direktor von Siemens & Halske, Westend, Nonnendamm.

Raschen, Herm., Ingenieur der Chem. Fabriken Griesheim-Elektron, Griesheim a. Main.

Rathenau, Emil, Dr. Ing., Geheimer Baurat, Generaldirektor der Allgem. Elektr.-Ges., Berlin NW., Schiffbauerdamm 22.

Rathenau, Dr. W., Direktor der Berliner Handelsgesellschaft, Berlin W., Behren-Str. 32.

Rehmann, Fritz, Direktor der Reederei Stachelhaus & Buchloh, G. m. b. H., Mülheim a. d. Ruhr, Friedrich-Str. 28.

Redenz, Hans, Ingenieur, Düsseldorf-Grafenberg.

Redlin, Gerichtsassessor a. D., Berlin SW. 11, Askanischer Platz 3.

Regenbogen, Konrad, Betriebs-Direktor der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinld.

Reichel, W., Professor, Dr.-Ing., Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Lankwitz bei Berlin, Beethoven-Str. 14.

v. Reichenbach, Major a. D., Berlin W. 50, Eislebener Str. 12 III.

Reincke, H. R. Leopold, Ingenieur, 2 Laurence Pountney Hill, London E. C.

Reinecke, F., Ingenieur, Expert des Germanischen Lloyd und des Bureaus Veritas, Gleiwitz O.-S., Wilhelm-Str. 34.

Reinhardt, Karl, Ingenieur, Direktor bei Schüchtermann & Kremer, Dortmund, Arndt-Str. 36.

Reinhold, Carl, Ingenieur und Inhaber der Berliner Asbest-Werke, Berlin-Reinickendorf, Tegel, Veit-Str. 16.

Reinhold, Hermann, Fabrikbesitzer, i. Fa. Westphal & Reinhold, Berlin NW., Händel-Straße 3.

Reiser, August, Bankdirektor (Filiale der Dresdner Bank in Mannheim), Mannheim, Friedrichsring 36.

Rellstab, Dr. Ludwig, Direktor der A.-G. Mix & Genest, Südende bei Berlin, Bahn-Str. 8 a.

Reusch, Paul, Vorstandsmitglied der Gutehoffnungshütte, Oberhausen, Rheinland.

Reuter, Wolfgang, Inhaber der Fa. Ludwig Stuckenholz, Wetter a. Ruhr.

Richter, Hans, Kaufmann, Wiesbaden, Schenkendorf-Str. 5.

Rickert, Dr. F., Verleger der „Danziger Zeitung", Danzig.

Riemer, Julius, Direktor der Firma Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.

Riensberg, Karl, Direktor der Brückenbau Flender Akt.-Ges. Benrath.

Rieppel, A., Dr. Ing., Königl. Baurat und Fabrikdirektor, Nürnberg 24.

v. Ripper, Julius, K. u. k. Vize-Admiral, Pola.

Rischowski, Alb., Vertreter der Firma Caesar Wollheim, Breslau, Wall-Str. 23.

Ritter, Th., Prokurist der Woermann-Linie, Hamburg, Sierich-Str. 133.

Ritzhaupt, Fr., Direktor, Niederschöneweide b. Berlin, Brücken-Str. 31.

Röchling, L., Fabrikbesitzer, Völklingen a. d. Saar.

Röper, A., Direktor d. Akt.-Ges. de Fries & Co., Düsseldorf, Grafenberger Chaussee 84.

Rogge, A., Marine-Oberstabs-Ingenieur a. D., Berlin-Westend, Nonnendamm, Siemens-Schuckert-Werke.

Rogge, Fregatten-Kapitän, Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.

v. Rolf, W., Freiherr, Direktor der Dampfschifff.-Ges. f. d. Nieder- u. Mittel-Rhein Düsseldorf, Tell-Str. 8.

Rolle, M., Architekt, Berlin W. 35, Steglitzer Str. 12.

Rollmann, Kontre-Admiral, Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.

Rompano, C., Schiffbau-Techniker, Hamburg, Eimsbütteler Str. 14.

Rump, Wilh., Kaufm., Hamburg, Raboisen 96.

Ruperti, Oscar, Kaufmann, in Firma H. J. Merck & Co., Hamburg, Dovenhof 6.

Sachse, Walter, Kapitän und Oberinspektor, der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinand-Str. 62.

Sachsenberg, P., Kaufmann und Fabrikbesitzer, Roßlau a. E.

Sack, Hugo, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Rath bei Düsseldorf.

Saefkow, Otto, Kaufmann, Hamburg, Rothenbaum-Chaussee 34.

Saeftel, Hüttendirektor, Dillingen-Saar.

Salomon, B. Professor, Frankfurt a. M., Westend-Str. 25.

Salzmann, Heinrich, Architekt, Düsseldorf, Graf-Adolf-Str. 19.

Sanders, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Rathausmarkt 2 I.

Sarnow, Albert, Ingenieur, Stettin, Pommerensdorfer Str. 20.

Sartori, A., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.

Sartori, P., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.

Saßmann, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Am Holländertor 1.

Sattler, Bruno, Technischer Direktor i. Fa. Kattowitzer Aktien-Gesellschaft für Bergbau u. Eisenhüttenbetrieb, Kattowitz O.-S., Friedrich-Str. 35.

Schachtel, Leo, Dr. jur., Rechtsanwalt, Berlin W. 66, Leipziger Str. 117/118.

Schaffran, Karl, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Vegesack, Post-Str. 14.

Schäfer, W., Direktor der Ziegeltransport-Gesellschaft m. b. H., Berlin NW. 6, Luisen-Str. 45.

Schapper, Teod., Oberst und Regimentskommandeur a. D., Friedenau, Mosel-Str. 10.

Schaps, Georg, Dr. jur., Landrichter, Hamburg, Mittelweg 55.

Scharbau, Fr., Werftdirektor, Emden, Hafen-Straße 8.

Scharrer, G., Kaufm., Duisburg, Unter-Str. 84.

Schärffe, Franz, Ingenieur, Lübeck, Engelswisch 42/48.

Schauenburg, M., Ingenieur, Berlin W. 15, Lietzenburger Str. 3.

Schauseil, M., Direktor der Seeberufs-Genossenschaft, Hamburg 11, Beim alten Waisenhaus 1.

Scheder, Georg, Kontre-Admiral z. D., Kiel.

Scheel, W., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.

Scheehl, Georg, Oberingenieur, Hamburg, Armgart-Str. 20.

Schellhaß, Ernst, Kaufmann, Berlin W., Schöneberger Ufer 21.

v. Schichau, Rittergutsbesitzer, Pohren b. Ludwigsort, Ostpr.

Schiess, Ernst, Geheimer Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Düsseldorf.

Schilling, Professor Dr., Direktor der Seefahrtsschule, Bremen.

Schimmelbusch, Julius, Ingenieur, Kaiserslautern.

Schinckel, Max, Vorsitzender d. Aufsichtsrats der Reiherstieg-Schiffswerfte u. Maschinenfabrik, Hamburg, Adolphsbrücke 10.

Schining, Direktor, Dortmund, Sunderweg 121.

Schirnick, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Zoppot, Süd-Str. 15a I.

Schleifenbaum, Fr., Direktor der Felten & Guilleaume Carlswerke, Akt.-Ges., Mülheim (Rhein), Regenten-Str. 69.

v. Schlichting, Ober-Postdirektor, Bremen, Domsheide 15.

Schmidt, Vize-Admiral, Exzellenz, Berlin W., Voss-Str. 25.

Schmidt, Ehrhardt, Kapitän zur See, Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 30.

Schmidt, Emil, Ingenieur, Hamburg-Uhlenhorst, Herder-Str. 64.

Schmidt, Henry, Beeidigter Dispacheur und Syndikus des Vereins Hamburger Assekuradeure, Hamburg, Börsenbrücke 4.

Schmidt, Karl, Oberingenieur der A. E. G., Charlottenburg, Uhland-Str. 194.

Schmidt, Max, Ingenieur, Direktor der Maschb.-Akt.-Ges. vorm. Starke & Hoffmann, Hirschberg i. Schles.

Schmidt, Oskar, Direktor, Köln a. Rh., Thurnmarkt 26.

Schmidt, Richard (VI), Nonnendamm, Siemens & Halske.

Schmidt, Wilh., Zivilingenieur, Wilhelmshöhe b. Kassel.

Schmidtlein, C., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW., Königgrätzer Str. 87.

Schmitt, A., Fabrikdirektor, Laurahütte O.-S.

Schnitzing, Gustav, Direktor der Vereinigt. Elbschiffahrts-Gesellschaften, Akt.-Ges., Dresden, Permoser-Str. 13.

Schnoeckel, Gustav, Zivilingenieur, Berlin W. 50, Spichern-Str. 17.

Schröder, Carl, Oberingenieur und Prokurist, Gleiwitz, O.-S., Wilhelm-Str. 30.

1380 Schröder, Emil, Ingenieur, Bremerhaven, Kronprinzen-Allee 47.

Schrödter, E., Dr.-Ing. Ingenieur, Düsseldorf, Jacobi-Str. 5.

Schuchardt, B., Kommerzienrat u. Königl. Norweg. Generalkonsul, Inhaber der Fa. Schuchardt & Schütte, Berlin C., Spandauer Str. 59/61.

Schukic, Lazar, k. u. k. Kontreadmiral, Seearsenalskommandant, Pola.

Schult, Hans, Ingenieur, i. Fa. W. A. F. Wiechhorst & Sohn, Hamburg, Pinnasberg 46.

1385 Schultze, Aug., Geh. Kommerzienrat, Direktor der Oldenburg-Portug. Dampfschiffs-Reederei, Oldenburg i. Gr.

Schultze, Moritz, Direktor, Magdeburg, Kaiser-Str. 28.

Schulz, Gustav Leo, Vertreter des Hoerder Bergwerks- u. Hüttenvereins, Berlin W. 50, Ranke-Str. 35.

Schulze, F. F. A., Fabrikbesitzer, Berlin N., Fehrbelliner Str. 47/48.

Schulze-Vellinghausen, Ew., Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Stern-Str. 18.

1390 Schumann, G., Generaldirektor des Gußstahlwerkes Witten, Witten.

Schümann, Egon, Regierungsrat, Südende, Brandenburgische Str. 15a.

Schütte, H., Kaufmann, i. Fa. Alfr. H. Schütte, Köln, Zeughaus 16.

v Schütz, Julius, Ingenieur, Vertreter der Fried. Krupp A.-G., Berlin W. 50, Marburger Str. 17.

Schwanhäusser, Wm., Dir. der Hydraulic Works Henry R. Worthington, Brooklyn-New York.

1395 Schwartz, Gustav, Direktor des Stahl- und Walzwerkes Rendsburg, Rendsburg (Schlesw.).

Schwarz, Ed., Direktor, Berlin O. 27, Blankenfelde-Str. 9, II.

Schwarzenberger, Georg, Ingenieur, Elbing, Schichau-Werft.

Schwellenbach, Bibliothekar im Reichs-Postamt, Berlin W. 66.

Seeger, J., Kaufmann und Prokurist, Danzig, Schichau-Werft.

Seiffert, Franz, Ingenieur, Direktor der Akt.- 1400
Ges. Franz Seiffert & Co., Berlin-Eberswalde, Berlin, Köpenicker Str. 154a.

Selck, Fr. W., Kommerzienrat, Flensburg.

Selve, Walter, Ingenieur, Altena i. W.

Sendker, L., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Collau-Str. 17.

Senff, E., Fabrikbesitzer, Düsseldorf-Grafenberg, Bruch-Str. 55.

Senfft, Carl, Direktor, Düsseldorf, Graf- 1405
Adolf-Str. 95.

Sening, Aug., Fabrikant, i. Fa F. A. Sening, Hamburg, Vorsetzen 25/27.

Seydel, Leopold, Ingenieur und Prokurist der Maschinenfabrik Brodnitz & Seydel, Berlin NW., Wilsnacker Str. 3 I.

Sibbers, A., Schiffs-Inspektor der Hamburg-Südamerikan. Dampfsch.-Ges., Hamburg, Alardus-Str. 8 I.

Sichmund, Adam, Diplom-Ingenieur, Elbing, Sonnen-Str. 72.

Siebel, Walter, Ingenieur, i. Fa. Bauartikel- 1410
Fabrik A. Siebel, Düsseldorf-Rath.

Siebel, Werner, Fabrikbesitzer, i. Fa. Bauartikel-Fabrik A Siebel, Düsseldorf-Rath.

Siebert, F., Kommerzienrat, Direktor der Firma F. Schichau, Elbing.

Siebert, G., Prokurist der Firma F. Schichau, Elbing, Altstädt. Wall-Str. 10.

Siedentopf, Otto, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW., Friedrich-Str. 208.

Sieg, Waldemar, Kaufmann u. Reeder, Danzig, 1415
Brodbänkengasse 14.

Siegmund, Walter, Direktor der „Turbinia", Deutsche Parsons Marine-Aktien-Gesellschaft, Berlin W. 62, Luther-Str. 52.

v. Siemens, Carl F., Ingenieur, Berlin SW., Askanischer Platz 3.

Simmersbach, Oskar, Direktor, Düsseldorf, Grimm-Str. 39.

Simony, Theophil, Ingenieur, Gleiwitz O.-S., Keith-Str. 14.

Slaby, Ad., Professor Dr., Geheimer Reg.- 1420
Rat, Charlottenburg, Sophien-Str. 33.

Sodemann, Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.

Sorge, Kurt, Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, Vorsitzender Direktor des Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeburg, Moltke-Str. 12c.

Sorge, Otto, Maschinen-Ingenieur, Geschäftsführer der Gesellschaft für moderne Groß-Kondensationsanlagen, Grunewald b. Berlin, Margarethen-Strasse 5.

Sosat, Johannes, Diplomingenieur, Bremen, Contrescarpe 125.

1425 Spannhake, Wilhelm, Diplomingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 64.

Sprenger, William, Kapitän und Reeder, Stettin, Post-Str. 28.

Springer, Fritz, Verlagsbuchhändler, Berlin, N. 24, Monbijouplatz 3.

Springmann, Rudolf, Teilhaber der Firma Funcke & Elbers, Hagen i. W.

Springorum, Fr., Kommerzienrat und Generaldirektor der Eisen- und Stahlwerke Hoesch, A.-G., Dortmund, Eberhardt-Str. 20.

1430 Stachelhaus, Herm., Reeder u. Fabrikant, i. Fa. Stachelhaus & Buchloh, Mannheim.

Staerker, Felix Walther, Kaufmann, i. Fa. Staerker & Fischer, Leipzig, Bose-Str. 3.

Stahl, Paul, Direktor der Stettiner Maschinenbau-Act.-Ges. Vulcan, Bredow-Stettin.

Stange, Heinr., Fabrikant, Hamburg, Tornquist-Str. 46.

Stein, C., Ingenieur, Direktor der Gasmotorenfabrik „Deutz", Deutz.

1435 Steinbiss, Karl, Ober- u. Geh. Baurat, Kattowitz, O.-Schl.

Steinmeyer, Carl, Marine-Stabs-Ingenieur a. D., Wilmersdorf, Berliner Str. 8. •

Stelljes, Erich, Maschinenbau-Ingenieur, Bremen, Doventorsteinweg 52 pt.

Stender, W., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.

Sternberg, Oscar, Königl. Schwed. Vice-Konsul, Direktor der Oberrhein. Versicherungs-Gesellschaft, Mannheim L 7. 6a.

1440 Stinnes, Leo, Reeder, Mannheim D 7. 12.

Stöckmann, E., Technischer Direktor, Annen i. Westf.

Strasser, Geh. Regierungsrat, Berlin W. 15, Fasanen-Str. 64.

Strohmeyer, Kapitän z. S., Direktor der Kais. Torpedowerkstatt, Friedrichsort bei Kiel.

Strube, Dr. A., Bankdirektor, Deutsche Nationalbank, Bremen.

Struck, H., Prokurist der Firma F. Laeisz, 1445 Hamburg, Trostbrücke 1.

Stubmann, Dr. P., Hamburg, Rathausmarkt 2, II.

Stumpf, Johannes, Professor, Berlin W. 15, Kurfürstendamm 33.

Süchting, Wilhelm, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Isestr. 65.

Sugg, Direktor der Vereinigten Königs- und Laurahütte A.-G., Königshütte O.-Schl., Girndt-Str. 13.

Suppán, C. V., Schiffsoberinspektor, Wien III, 1450 Donau-Dampfschiffs-Direktion.

Surenbrock, W., Direktor, Hamburg, Kl. Grasbrook, Reiherstieg Schiffswerfte.

Sylvester, Emilio, Ingenieur, Niederschelden a. Sieg.

Taggenbrock, J., Direktor, Avenue Cagels 55, Antwerpen.

Tecklenborg, Ed., Kaufmann, Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Bremen, Park-Str. 41.

Tetens, F., Dr. jur., Direktor der Aktien- 1455 Gesellschaft „Weser", Bremen.

Thiele, Ad., Kontre-Admiral z. D., Reichs-Kommissar bei dem Seeamte Bremerhaven, Bremen, Lothringer Str. 21.

Thiele, J., Marine-Oberstabsingenieur, Wilhelmshaven, Wall-Str. 7 pt.

Thomas, Eugen, Kaufmann, Hamburg, Spitaler Str. 10.

Thomas, Paul, Direktor der Preß- u. Walzwerk-A.-G. Düsseldorf-Reisholz, Düsseldorf, Ahnfeld-Str. 6.

Thorbecke, Korvettenkapitän, Berlin- 1460 Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 46.

Thulin, C. G., Italienischer Generalkonsul und Reeder, Stockholm (Schweden), Skeppsbron 34.

Thulin, P. G., Vize-Konsul, Stockholm, Skeppsbron 34.

Thumann, G., Kapitän des Nordd. Lloyd, Vegesack, Grüne Str. 36.

Thyen, Heinr. O., Konsul, i. Fa. G. H. Thyen, Brake.

1465 Tietgens, G. W., Kaufmann, Vorsitzender im Aufsichtsrate der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 51.

v. Tirpitz, Alfr., Admiral, Exzellenz, Staatsminister und Staatssekretär des Reichs-Marine-Amtes, Berlin W. 9, Leipziger Platz 13.

Tonne, Carl Gust., Kommerzienrat, Magdeburg, Villa auf dem Werder.

Trappen, Walter, Generaldirektor, Pilsen.

Trauboth, Walter, Ingenieur, Berlin O. 27, Grüner Weg 6 I.

1470 Trommsdorff, Bibliothekar, Danzig, Technische Hochschule.

Troost, Edmund, Reeder, Berlin W. 15, Kurfürstendamm 160.

Uhlig, Carl Hugo, Direktor der Maschinenfabrik C. G. Haubold jr., G. m. b. H., Chemnitz.

v. Usedom, Exzellenz, Vize-Admiral, Admiral à la Suite S. Majestät des Kaisers und Königs, Ober-Werftdirektor der Kaiserl. Werft, Kiel.

Usener, Hans, Dr. phil., Fabrikant, Kiel, Holtenauer Str. 62.

1475 von Uslar, Diplom-Ingenieur, Nonnendamm, Siemens & Halske.

Vahland, Otto, Direktor, Bremen, Schlachte 21.

Vielhaben, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Rathaus-Str., Bülowhaus.

van Vloten, Hütten-Direktor, Hörde i. W.

Voerste, Otto, Oberingenieur, Südende b. Berlin, Potsdamer Str. 26 I.

1480 Vogel, Hans, Ingenieur, Stettin, Pölitzer Str. 25 II.

Voit, Wilhelm, Zivil - Ingenieur, Berlin-Steglitz, Grunewald-Str. 10.

Volckens, Wm., Kommerzienrat, Hamburg, Admiralitäts-Str. 52/53.

Vollbrandt, Adolf, Kaufmann, Hamburg 17, Heimhuder Str. 64.

Vorwerk, Ad., Vorsitzender der D. D. Ges. Kosmos, Hamburg, Paul-Str. 29.

Wagener, A., Professor f. Maschinenbau a. d. Techn. Hochschule zu Danzig, Langfuhr-Danzig, Jäschkentaler Weg 37.

Wagenführ, H., Ober-Ingenieur der Allgem. Elektrizitäts-Gesellsch., Bremen, Wall 108.

Waldschmidt, Walther, Dr. phil., Direktor der Ludw. Loewe & Co., Aktien-Gesellschaft, Berlin NW. 87, Hutten-Str. 17.

Wallenberg, G. O., Exz., Schwed. Minister, Yokohama, Japan.

Wallmann, Kontre-Admiral, Kiel, Niemannsweg 61.

Wallwitz, Franz, Direktor der Stettiner Maschinenbau-A.-G. „Vulkan", Stettin, Grabower Str. 10.

Wandel, F., Ingenieur, Elbing, Stadthof-Str. 2.

Wätjen, Georg W., Konsul und Reeder, Bremen, Papen-Str. 24.

Weber, Ed., Kaufmann, Hamburg, Große Reichen-Str. 27, Afrikahaus.

Weber, Fritz, Ingenieur, Stettin, Grabower Str. 6 II.

Weber, Richard, Fabrikant, Berlin O. 34, Königsberger Str. 16.

Weber, Paul, Direktor, Wetter a. d. Ruhr.

Wegener, Hauptmann a. D., Direktor des Preß- und Walzwerkes Düsseldorf—Reisholz, Düsseldorf, Rochus-Str. 23.

Weickmann, Albert, Patentanwalt und Ingenieur, München, Ismaninger-Str. 122.

Weinlig, O. Fr., Generaldirektor, Bonn a. Rhein.

Weisdorff, E., Generaldirektor der Burbacherhütte, Burbach a. Saar.

Weitzmann, J., Direktor der deutschen Vacuum Oil Comp., Hamburg, Overbeck-Str. 14.

Welin, Axel, Ingenieur, Hopetoun House, Lloyds Avenue, London E. C.

Wendemuth, Baurat u. Mitglied der Wasserbau-Direktion, Hamburg 14, Dalmann-Str.

Wendler, Maschinenbau - Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.

Wenke, Gottfried, Direktor, Osterholz-Scharmbeck, Bahnhof-Str. 345.

Wessels, Joh., Fr., Senator, Bremen, Langen-Str. 86 I.

Westphal, M., Zivilingenieur, Berlin N., Oranienburger Str. 23.

Wichmann, Alfred O., Kaufmann, Hamburg, Gr. Bleichen 32.

Wichmann, Otto, Besitzer der Alster-Dampfboote, Hamburg, Neuer Wall 2. I.

Wiecke, A., Direktor des Oberbilker Stahlwerkes, Düsseldorf-Oberbilk, Stern-Str. 67.

Wiengreen, Heinr., Maschinen-Inspektor, Hamburg, Eimsbütteler Marktplatz 20.

Wiethaus, C. A., Hüttendirektor, Hamm, Westf., Moltke-Str. 4.

Wiethaus, O., Kommerzienrat und Generaldirektor, Hamm i. W.

Wilhelmi, J., Ingenieur, Hamburg, Schwanenwiek 28.

Wilms, R., Ingenieur u. Expert d. Bureau Veritas, Essen-Ruhr, Selma-Str. 6.

Windscheid, G., Kaufmann und k. und k. Österr.-Ung. Vize-Konsul, Nicolaieff.

Winkel, Ferdinand, Architekt, Direktor der Fabrik von J. C. Pfaff, Berlin SO., Zeughof-Str. 3.

Winter, Günther, Oberingenieur, Nürnberg, Siemens-Schuckertwerke.

Wirtz, Adolf, Hüttendirektor der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-A.-G., Mülheim (Ruhr), Aktien-Straße.

Wischow, Emil Wilhelm, Ingenieur und Direktor der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft, Lübeck, Hansa-Str. 13.

Wiß, Ernst, Ingenieur, Griesheim a. M.

Wittmer, Kapitän zur See a. D., Berlin NW., Georgen-Str. 34/36.

Woermann, Ad., Kaufmann, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Große Reichen-Str. 27.

Wolfenstetter, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.

Wolff, Ferdinand, Fabrikdirektor, Mannheim, Bismarckplatz 5.

Wolff, Friedrich, Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Behns-Str. 69.

Wolff, J., Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Waidmann-Str. 20.

Wolffram, Geheimer Oberregierungsrat, Vortragender Rat im Reichsamt des Innern, Halensee, Ringbahn-Str. 119.

Zanders, Hans, Fabrikbesitzer, Bergisch-Gladbach, Rheinprovinz.

Zapf, Georg, Vorstand der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G. Carlswerk, Mülheim am Rhein, Bahn-Str. 48.

Zapp, Adolf, Ingenieur, i. Fa. Robert Zapp, Düsseldorf, Harold-Str. 10 a.

Zapp, Gustav, i. Fa. Robert Zapp, Düsseldorf.

Zickerow, K., Techniker, Hamburg, Blohm & Voß.

Zimmer, A., Schiffsmakler und Reeder, i. Fa. Knöhr & Burchard Nfl., Hamburg, Neptunhaus.

Zimmermann, Oberingenieur, Gr.-Lichterfelde West, Karl-Str. 36.

Zopke, Hans, Professor, Regierungs-Baumeister a. D., Direktor des Hamburger Staatl. Technikums, Hamburg, Papenhuder Str. 42.

Zörner, Bergrat und Generaldirektor, Kalk bei Köln a. Rhein.

Abgeschlossen am 28. Dezember 1908.

Die Gesellschaftsmitglieder werden im eigenen Interesse ersucht, jede Adressenänderung sofort auf besonderer Karte der Geschäftsstelle anzuzeigen.

II. Satzung.

I. Sitz der Gesellschaft.

§ 1.

Sitz.

Die am 23. Mai 1899 gegründete Schiffbautechnische Gesellschaft hat ihren Sitz in Berlin und ist dort beim Königlichen Amtsgericht I als Verein eingetragen.

II. Zweck der Gesellschaft.

§ 2.

Zweck.

Zweck der Gesellschaft ist der Zusammenschluß von Schiffbauern, Schiffsmaschinenbauern, Reedern, Offizieren der Kriegs- und Handelsmarine und anderen mit dem Seewesen in Beziehung stehenden Kreisen behufs Erörterung wissenschaftlicher und praktischer Fragen zur Förderung der Schiffbautechnik.

§ 3.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes sind:

1. Versammlungen, in denen Vorträge gehalten und besprochen werden.
2. Drucklegung und Übersendung dieser Vorträge an die Gesellschaftsmitglieder.
3. Stellung von Preisaufgaben und Anregung von Versuchen zur Entscheidung wichtiger schiffbautechnischer Fragen.

III. Zusammensetzung der Gesellschaft.

§ 4.

Gesellschaftsmitglieder.

Die Gesellschaftsmitglieder sind entweder:

1. Fachmitglieder.
2. Mitglieder, oder
3. Ehrenmitglieder.

§ 5.

Fachmitglieder.

Fachmitglieder können nur Herren in selbständigen Lebensstellungen werden, welche das 28. Lebensjahr überschritten haben, einschließlich ihrer Ausbildung, bezw. ihres Studiums, 8 Jahre im Schiffbau oder Schiffsmaschinenbau tätig gewesen sind, und von denen eine Förderung der Gesellschaftszwecke zu erwarten ist.

§ 6.

Mitglieder können alle Herren in selbständigen Lebensstellungen werden, welche vermöge ihres Berufes, ihrer Beschäftigung, oder ihrer wissenschaftlichen oder praktischen Befähigung imstande sind, sich mit Fachleuten an Besprechungen über den Bau, die Einrichtung und Ausrüstung, sowie die Eigenschaften von Schiffen zu beteiligen. Mitgl

§ 7.

Zu Ehrenmitgliedern können vom Vorstande nur solche Herren erwählt werden, welche sich um die Zwecke der Gesellschaft hervorragend verdient gemacht haben. Ehrenmi

IV. Vorstand.

§ 8.

Der Verwaltungs-Vorstand der Gesellschaft setzt sich zusammen aus: Vors

1. dem Ehrenvorsitzenden,
2. dem Vorsitzenden,
3. dem stellvertretenden Vorsitzenden,
4. mindestens vier Beisitzern.

Den geschäftsführenden Vorstand im Sinne des § 26 des Bürgerlichen Gesetzbuches bilden:

1. der Vorsitzende,
2. der stellvertretende Vorsitzende,
3. mindestens vier Beisitzer.

§ 9.

An der Spitze der Gesellschaft steht der Ehrenvorsitzende, welcher in den Hauptversammlungen den Vorsitz führt und bei besonderen Anlässen die Gesellschaft vertritt. Demselben wird das auf Lebenszeit zu führende Ehrenamt von den in § 8, Absatz 1 unter 2—4 genannten Vorstandsmitgliedern angetragen. Ehr Vorsit

§ 10.

Die beiden geschäftsführenden Vorsitzenden und die fachmännischen Beisitzer werden von den Fachmitgliedern aus ihrer Mitte gewählt, während die anderen Beisitzer von sämtlichen Gesellschaftsmitgliedern aus den Mitgliedern gewählt werden. Vorst mitgl

Werden mehr als vier Beisitzer gewählt, so muß der fünfte Beisitzer ein Fachmitglied, der sechste ein Mitglied sein, u. s. f.

§ 11.

Die Mitglieder des geschäftsführenden Vorstandes werden auf die Dauer von drei Jahren gewählt. Im ersten Jahre eines Trienniums scheiden der Vorsitzende und die Hälfte der nicht fachmännischen Beisitzer aus; im zweiten Jahre der stellvertretende Vorsitzende und die Hälfte der fachmännischen Beisitzer; im dritten Jahre die übrigen Beisitzer. Eine Wiederwahl ist zulässig. Ergän wahle Vorst

§ 12.

Scheidet ein Mitglied des geschäftsführenden Vorstandes während seiner Amtsdauer aus, so muß der geschäftsführende Vorstand einen Ersatzmann wählen, welcher verpflichtet ist, das Amt anzunehmen und bis zur nächsten Hauptversammlung zu führen. Für den Rest der Amtsdauer des ausgeschiedenen Vorstandsmitgliedes wählt die Hauptversammlung ein neues Vorstandsmitglied. Ersatzw Vorst

§ 13.

Geschäftsleitung. Der geschäftsführende Vorstand leitet die Geschäfte und verwaltet das Vermögen der Gesellschaft. Er stellt einen Geschäftsführer an, dessen Besoldung er festsetzt.

Der geschäftsführende Vorstand ist nicht beschlußfähig, wenn nicht mindestens vier seiner Mitglieder zugegen sind. Die Beschlüsse werden mit einfacher Majorität gefaßt, bei Stimmengleichheit gibt die Stimme des Vorsitzenden den Ausschlag.

Der Geschäftsführer der Gesellschaft muß zu allen Vorstandssitzungen zugezogen werden, in denen er aber nur beratende Stimme hat.

Das Geschäftsjahr ist das Kalenderjahr.

V. Aufnahmebedingungen und Beiträge.

§ 14.

Aufnahme der Fachmitglieder. Das Gesuch um Aufnahme als Fachmitglied ist an den geschäftsführenden Vorstand zu richten und hat den Nachweis zu enthalten, daß die Voraussetzungen des § 5 erfüllt sind. Dieser Nachweis ist von einem fachmännischen Vorstandsmitgliede und drei Fachmitgliedern durch Namensunterschrift zu bestätigen, worauf die Aufnahme erfolgt.

§ 15.

Aufnahme der Mitglieder. Das Gesuch um Aufnahme als Mitglied ist an den geschäftsführenden Vorstand zu richten, dem das Recht zusteht, den Nachweis zu verlangen, daß die Voraussetzungen des § 6 erfüllt sind. Falls ein solcher Nachweis gefordert wird, ist er von einem Mitgliede des geschäftsführenden Vorstandes und drei Gesellschaftsmitgliedern durch Namensunterschrift zu bestätigen, worauf die Aufnahme erfolgt.

§ 16.

Eintrittsgeld. Jedes eintretende Gesellschaftsmitglied zahlt ein Eintrittsgeld von 20 M.

§ 17.

Jahresbeitrag. Jedes Gesellschaftsmitglied zahlt einen jährlichen Beitrag von 20 M., welcher im Januar eines jeden Jahres fällig ist. Sollten Gesellschaftsmitglieder den Jahresbeitrag bis zum 1. Februar nicht entrichtet haben, so wird derselbe durch Postauftrag oder durch Postnachnahme eingezogen.

§ 18.

Lebenslänglicher Beitrag. Gesellschaftsmitglieder können durch einmalige Zahlung von 400 M. lebenslängliche Mitglieder werden und sind dann von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit.

§ 19.

Befreiung von Beiträgen. Ehrenmitglieder sind von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit.

§ 20.

Austritt. Gesellschaftsmitglieder, welche auszutreten wünschen, haben dies vor Ende des Geschäftsjahres bis zum 1. Dezember dem Vorstande schriftlich anzuzeigen. Mit ihrem Austritte erlischt ihr Anspruch an das Vermögen der Gesellschaft.

§ 21.

Ausschluß. Erforderlichen Falles können Gesellschaftsmitglieder auf einstimmig gefaßten Beschluß des Vorstandes ausgeschlossen werden. Gegen einen derartigen Beschluß gibt es keine Berufung. Mit dem Ausschlusse erlischt jeder Anspruch an das Vermögen der Gesellschaft.

VI. Versammlungen.

§ 22.

Die Versammlungen der Gesellschaft zerfallen in: Versamml

1. die Hauptversammlung,
2. außerordentliche Versammlungen.

§ 23.

Jährlich soll, möglichst im November, in Berlin die Hauptversammlung abgehalten werden, in welcher zunächst geschäftliche Angelegenheiten erledigt werden, worauf die Vorträge und ihre Besprechung folgen. Haup versamn

Der geschäftliche Teil umfaßt:

1. Vorlage des Jahresberichtes von seiten des Vorstandes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes von der Geschäftsführung des vergangenen Jahres.
3. Bekanntgabe der Namen der neuen Gesellschaftsmitglieder.
4. Ergänzungswahlen des Vorstandes und Wahl von zwei Rechnungsprüfern für das nächste Jahr.
5. Beschlußfassung über vorgeschlagene Abänderungen der Satzung.
6. Sonstige Anträge des Vorstandes oder der Gesellschaftsmitglieder.

§ 24.

Der geschäftsführende Vorstand kann außerordentliche Versammlungen anberaumen, welche auch außerhalb Berlins abgehalten werden dürfen. Er muß eine solche innerhalb vier Wochen stattfinden lassen, wenn ihm ein dahin gehender, von mindestens dreißig Gesellschaftsmitgliedern unterschriebener Antrag mit Angabe des Beratungsgegenstandes eingereicht wird. Außeror liche Versamml

§ 25.

Alle Versammlungen müssen durch den Geschäftsführer mindestens 14 Tage vorher den Gesellschaftsmitgliedern durch Zusendung der Tagesordnung bekannt gegeben werden. Berufun Versamml

§ 26.

Jedes Gesellschaftsmitglied hat das Recht, Anträge zur Beratung in den Versammlungen zu stellen. Die Anträge müssen dem Geschäftsführer 8 Tage vor der Versammlung mit Begründung schriftlich eingereicht werden. Anträge Versamml

§ 27.

In den Versammlungen werden die Beschlüsse, soweit sie nicht Aenderungen der Satzung betreffen, mit einfacher Stimmenmehrheit der anwesenden Gesellschaftsmitglieder gefaßt. Beschlüs Versamml

§ 28.

Vorschläge zur Abänderung der Satzung dürfen nur zur jährlichen Hauptversammlung eingebracht werden. Sie müssen vor dem 15. Oktober dem Geschäftsführer schriftlich mitgeteilt werden und benötigen zu ihrer Annahme drei Viertel Mehrheit der anwesenden Fachmitglieder. Änderung Satzur

§ 29.

Art der Abstimmung.

Wenn nicht von mindestens zwanzig anwesenden Gesellschaftsmitgliedern namentliche Abstimmung verlangt wird, erfolgt die Abstimmung in allen Versammlungen durch Erheben der Hand.

Wahlen erfolgen durch Stimmzettel oder durch Zuruf. Sie müssen durch Stimmzettel erfolgen, sobald der Wahl durch Zuruf auch nur von einer Seite widersprochen wird.

§ 30.

Protokolle.

In allen Versammlungen führt der Geschäftsführer das Protokoll, welches nach seiner Genehmigung von dem jeweiligen Vorsitzenden der Versammlung unterzeichnet wird.

§ 31.

Geschäftsordnung.

Die Geschäftsordnung für die Versammlungen wird vom Vorstande festgestellt und kann auch von diesem durch einfache Beschlußfassung geändert werden.

VII. Auflösung der Gesellschaft.

§ 32.

Auflösung.

Eine Auflösung der Gesellschaft darf nur dann zur Beratung gestellt werden, wenn sie von sämtlichen Vorstandsmitgliedern oder von einem Drittel aller Fachmitglieder beantragt wird. Es gelten dabei dieselben Bestimmungen wie bei der Abänderung der Satzung.

§ 33.

rwendung des esellschafts-Vermögens.

Bei Beschlußfassung über die Auflösung der Gesellschaft ist über die Verwendung des Gesellschafts-Vermögens zu befinden. Dasselbe darf nur zum Zwecke der Ausbildung von Fachgenossen verwendet werden.

III. Satzung

für den

Stipendienfonds der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

§ 1.

Fonds

Der Stipendienfonds ist aus den Organisationsbeiträgen und den Einzahlungen der lebenslänglichen Mitglieder gebildet worden. Er beträgt 200 000 Mark welche im Preuß. Staats-Schuldbuche, mit $3\frac{1}{2}\%$ verzinsbar, eingetragen sind.

§ 2.

Verwend

Die jährlichen Zinsen des Fonds in Höhe von 7000 Mark sollen verwendet werden:

a) Zur Sicherstellung des Geschäftsführers der Gesellschaft,
b) zur Gewährung von Reise-Stipendien an jüngere Fachmitglieder,
c) als Beihilfe zu wissenschaftlichen Untersuchungen von Gesellschaftsmitgliedern,
d) als Anerkennung für hervorragende Vorträge an jüngere Fachmitglieder.

§ 3.

Sicherstellu Geschäftsf

In unruhigen oder sonst ungünstigen Zeiten, in denen die Mitglieder-Beiträge spärlich und unbestimmt eingehen, können die Bezüge des Geschäftsführers alljährlich bis zur Höhe von 7000 Mark aus den Zinsen des Stipendienfonds bestritten werden, wenn dies vom Vorstande beschlossen wird.

§ 4.

Reisestipe

Hervorragend tüchtige Fachmitglieder, welche nach vollendetem Studium mindestens 3 Jahre erfolgreich als Konstruktions- oder Betriebs-Ingenieure auf einer Werft oder in einer Schiffsmaschinenfabrik tätig waren und hierüber entsprechende Zeugnisse beibringen, können ein einmaliges Reisestipendium erhalten. Sie haben im März des laufenden Jahres ein dahingehendes Gesuch an den Vorstand zu richten, welcher ihnen bis zum 1. Mai mitteilt, ob das Gesuch genehmigt oder abgelehnt ist. Gründe für die Annahme oder Ablehnung braucht der Vorstand nicht anzugeben. Derselbe entscheidet auch von Fall zu Fall über die Höhe des zu bewilligenden Reisestipendiums. Gegen die Entscheidung des Vorstandes gibt es keine Berufung. Nach der Rückkehr von der Reise muß der Unterstützte in knappen Worten dem Vorstande eine schriftliche Mitteilung davon machen, welche Orte und Werke er besucht hat. Weitere Berichte dürfen nicht von ihm verlangt werden.

§ 5.

Beihilfen. Gesellschaftsmitgliedern, welche sich mit wissenschaftlichen Untersuchungen bezw. Forschungsarbeiten auf den Gebieten des Schiffbaues oder des Schiffsmaschinenbaues beschäftigen, kann der Vorstand aus den Zinsen des Stipendienfonds eine einmalige oder eine mehrjährige Beihilfe bis zur Beendigung der betreffenden Arbeiten gewähren. Über die Höhe und die Dauer dieser Beihilfen beschließt der Vorstand endgültig.

§ 6.

nerkennungen. Für bedeutungsvolle Vorträge jüngerer Gesellschaftsmitglieder kann der Vorstand aus den Zinsen des Stipendienfonds, wenn es angebracht erscheint, geeignete Anerkennungen aussetzen.

§ 7.

Überschüsse. Die in einem Jahre für vorstehende Zwecke nicht verbrauchten Zinsen werden den Einnahmen des laufenden Geschäftsjahres zugeführt.

§ 8.

Jahresbericht. In der jährlichen Hauptversammlung muß der Vorstand einen Bericht über die Verwendung der Zinsen des Stipendienfonds im laufenden Geschäftsjahre erstatten. Die Rechnungsprüfer haben die Pflicht, die diesem Berichte beizufügende Abrechnung durchzusehen und daraufhin die Entlastung des Vorstandes auch von diesem Teile seiner Geschäftsführung bei der Hauptversammlung zu beantragen.

§ 9.

Änderungen der Satzung. Vorschläge zur Abänderung der vorstehenden Satzung dürfen nur zur jährlichen Hauptversammlung eingebracht werden. Sie müssen vor dem 15. Oktober dem Geschäftsführer schriftlich mitgeteilt werden und benötigen zu ihrer Annahme drei Viertel der anwesenden Fachmitglieder.

IV. Satzung für die silberne und goldene Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

§ 1.

Die Schiffbautechnische Gesellschaft hat in ihrer Hauptversammlung am 24. November 1905 beschlossen, silberne und goldene Medaillen prägen zu lassen und nach Maßgabe der folgenden Bestimmungen an verdiente Mitglieder zu verleihen.

§ 2.

Die Medaillen werden aus reinem Silber und reinem Golde geprägt, haben einen Durchmesser von 65 mm und in Silber ein Gewicht von 125 g, in Gold ein Gewicht von 178 g.

§ 3.

Die silberne Medaille wird Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft zuerkannt, welche sich durch wichtige Forscherarbeiten auf dem Gebiete des Schiffbaues oder des Schiffmaschinenbaues verdient gemacht und die Ergebnisse dieser Arbeiten in den Hauptversammlungen der Schiffbautechnischen Gesellschaft durch hervorragende Vorträge zur allgemeinen Kenntnis gebracht haben.

§ 4.

Die goldene Medaille können nur solche Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft erhalten, welche sich entweder durch hingebende und selbstlose Arbeit um die Schiffbautechnische Gesellschaft besonders verdient gemacht, oder sich durch wissenschaftliche oder praktische Leistungen auf dem Gebiete des Schiffbaues oder Schiffmaschinenbaues ausgezeichnet haben.

§ 5.

Die Medaillen werden durch den Vorstand der Gesellschaft verliehen, nachdem zuvor die Genehmigung des Allerhöchsten Protektors zu den Verleihungsvorschlägen eingeholt ist.

§ 6.

An Vorstandsmitglieder der Gesellschaft darf eine Medaille in der Regel nicht verliehen werden, indessen kann die Hauptversammlung mit Zweidrittel-Mehrheit eine Ausnahme hiervon beschließen.

§ 7.

Über die Verleihung der Medaillen wird eine Urkunde ausgestellt, welche vom Ehrenvorsitzenden oder in dessen Behinderung vom Vorsitzenden der Gesellschaft zu unterzeichnen ist. In der Urkunde wird die Genehmigung durch den Allerhöchsten Protektor sowie der Grund der Verleihung (§§ 3 und 4) zum Ausdruck gebracht.

§ 8.

Die Namen derer, welchen eine Medaille verliehen wird, müssen an hervorragender Stelle in der Mitgliederliste der Schiffbautechnischen Gesellschaft in jedem Jahrbuche aufgeführt werden.

V. Bericht über das zehnte Geschäftsjahr 1908.

Allgemeine Lage.

Die günstige Entwicklung, die unserer Gesellschaft von Anbeginn beschieden war, hat im verflossenen Geschäftsjahr trotz der kritischen Lage des Handels und der Industrie mit neuem Nachdruck kräftig eingesetzt. Zwei wichtige Ereignisse mögen diese erfreuliche Tatsache bestätigen. Unsere Mitgliederzahl überstieg beim Eintritt in das neue Geschäftsjahr 1500 Personen, und das Gesellschaftsvermögen hatte einen Wert von 300 000 M.! Der allgemeine Aufschwung spricht sich am deutlichsten aus in einem Vergleich dieser Zahlen mit den entsprechenden der vergangenen zehn Jahre.

Es betrugen:	die Mitgliederzahl	und das festangelegte Vermögen:
am 1. Januar 1900	676	30 000 Mark
„ 1. Januar 1901	730	95 000 „
„ 1. Januar 1902	856	130 000 „
„ 1. Januar 1903	951	180 000 „
„ 1. Januar 1904	1048	220 000 „
„ 1. Januar 1905	1058	250 000 „
„ 1. Januar 1906	1103	270 000 „
„ 1. Januar 1907	1156	280 000 „
„ 1. Januar 1908	1187	290 000 „
„ 1. Januar 1909	1509	300 000 „

Diese glänzende Entwicklung verdanken wir besonders der nun bald zehnjährigen, nimmerrastenden Fürsorge unseres hohen Ehrenvorsitzenden. Einmütige Zustimmung fand deshalb die Mitteilung, daß Seine Majestät der Kaiser gemäß dem Vorstandsbeschluß vom 12. Mai 1908 die Genehmigung erteilt habe, Seiner Königlichen Hoheit dem Großherzog Friedrich August von Oldenburg für seine hervorragenden Ver-

dienste um den deutschen Schiffbau und um die deutsche Schiffahrt die goldene Medaille zu überreichen und ihm dadurch den Dank der Gesellschaft für die Förderung unserer Interessen auch äußerlich kund zu tun. Möge unser Ansehen und unsere Bedeutung sich auch fernerhin ebenso erfreulich weiterentwickeln wie bisher!

Veränderungen in der Mitgliederliste.

Auch in dem abgelaufenen Geschäftsjahre hatten wir wieder infolge von Tod, hohem Alter sowie aus verschiedenen anderen Gründen den Verlust vieler angesehener Mitglieder zu beklagen. Der Verstorbenen soll an einer anderen Stelle des Jahrbuches noch besonders gedacht werden; hier seien nur ihre Namen angeführt:

1. Aßmann, Rud., Geheimer Ober-Baurat und vortragender Rat im Reichsmarine-Amt, Berlin.
2. Beck, Marine-Oberbaurat a. D., Direktor, Sömmerda i. Th.
3. Daevel, G., Kommerzienrat, Direktor der Kieler Maschinenbau A.-G., Kiel.
4. Dürr, Gustav, Direktor, Düsseldorf.
5. Heidmann, J. H., Kaufmann, Altena a. E.
6. v. Hewald, Max, Freiherr, Rittergutsbesitzer auf Podewils.
7. Heyn, Bruno, Schiffbauingenieur, Elbing.
8. Kintzlé, Fritz, Generaldirektor der Gelsenkirchener Bergwerke A.-G., Aachen.
9. Klemperer, F., Direktor der Berliner Maschinenbau A.-G. vorm. Schwartzkopff, Berlin.
10. Küpper, W., Ingenieur, Duisburg.
11. Pepper, Gustav, Kaufmann, Hamburg.
12. Peters, Th., Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Berlin.
13. Poetsch, E., Geheimer Justizrat, Roßlau a. E.
14. Putscher, Heinr., Schiffbau-Oberingenieur, Besichtiger des Germanischen Lloyd, Emden.
15. Weber, W. A., Ingenieur, Hamburg.
16. Wellenkamp, Herm., Marine-Oberbaurat und Schiffbaubetriebsdirektor, Kiel.

Ihren Austritt haben angemeldet und erhalten die Herren:

1. Cramp, Chas. H., President of Wm. Cramp & Sons Ship etc. Co., Philadelphia Pa.

2. Dolgorouky, Fürst, Kaiserl. Russischer Freg.-Kapt. und Marine-Attaché, Berlin.
3. Eckstein, Chas. C., Ingenieur, Berlin.
4. Frick, Ph., Ingenieur, Stettin.
5. Gerhard, Hermann, Dr. phil., Berlin.
6. Hartmann, Geo, Reeder, Newlands.
7. Heumann, W., Generaldirektor, Berlin.
8. Houkowsky, A., Ingenieur, Davos, Schweiz.
9. Jensen, Ernesto, Ingenieur, Roßlau.
10. Küpper, W., Ingenieur, Duisburg.
11. Lipp, M., Direktor, Elberfeld.
12. Lux, Friedrich, Fabrikant, Ludwigshafen.
13. Moeller, Gustav, Vertreter der Hamburg-Südamerik. Dampfsch.-Ges., Hamburg.
14. Piners, Dr. phil., Apothekenbesitzer, Brühl b. Köln.
15. Pohlig, J., Fabrikant, Köln-Zollstock.
16. Preiner, Johann, Ingenieur, Eichberg, Nieder-Österreich.
17. Rascher, Georg, Direktor, Berlin.
18. Schroeder, O., Ingenieur, Stettin.
19. Schultz, Max, Kapitänleutnant, Kiel.
20. Vervier, Jos., Kaufmann, Aachen.
21. Witthöft, L., Oberingenieur, Wiesbaden.
22. Wolff, G., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg.

Außerdem mußten 5 Mitglieder wegen mangelnden Interesses von unseren Listen gestrichen werden.

Diesem Abgange von im ganzen 43 Mitgliedern steht ein Zuwachs von nahezu 400 neu beigetretenen Mitgliedern gegenüber, deren Namen, soweit sie noch rechtzeitig eingetragen werden konnten, auf Seite 82 vermerkt sind.

Wirtschaftliche Lage.

Die bereits in den obigen allgemeinen Bemerkungen angedeuteten Vermögensverhältnisse der Gesellschaft bieten dank den zahlreichen Beitritten des verflossenen Jahres, dank den steigenden Erträgen aus dem Verkauf des Jahrbuches und dank der wohlwollenden Unterstützung durch den Herrn Staatssekretär des Reichsmarineamtes ein erfreuliches Bild, wie auch die nachstehende, von den Herren Rechnungsprüfern für richtig befundene Abrechnung des Jahres 1907 beweist.

Einnahmen 1907. 1907. Ausgaben 1907.

	M.		M.
1. Kassenbestand ult. Dezember 1906	767,01	1. Jahrbuch und Versendung	18 210,98
2. Banksaldo ult. Dezember 1906	635,—	2. Gehälter	6 695,40
3. Mitgliederbeiträge 1907	27 373,33	3. Bureaubetrieb	1 868,57
4. Eintrittsgelder 1907	2 100,—	4. Postausgaben	548,01
5. Eintrittsgelder und Beiträge 1906	3 915,20	5. Bibliothek	74,58
6. Beiträge 1905 und 1904	350,—	6. Sommerversammlung Mannheim	3 323,33
7. Lebenslängliche Mitgliederbeiträge	1 600,—	7. 9. Hauptversammlung	2 057,78
8. Zuschuß des Reichs-Marine-Amts	2 000,—	8. Diverses	5 115,25
9. Jahrbuchertrag 1907	3 206,80	Sa. Ausgaben der Geschäftsführung	37 893,90
10. Einmalige Einnahmen	144,75	9. Ankauf von Staatspapieren	9 357,10
11. Bankzinsen	10 396,45	10. Bankspesen	92,30
		11. Kassenbestand ult. Dezember 1907	488,21
		12. Unerhoben auf der Bank	4 657,—
Sa.	52 488,54	Sa.	52 488,54

Geprüft und in Ordnung befunden.

Berlin, den 17. Januar 1908.

gez. B. Masing. Vielhaben.

Für die Deckung der Ausgaben der Sommerversammlung 1908 wurde der in der geschäftlichen Sitzung der IX. Hauptversammlung am 26. November 1907 bewilligte Kredit von 5000 M. nur zum Teil in Anspruch genommen. Die übrigen Ausgaben wurden durch die erhobenen Sonderbeiträge gedeckt.

Auch die Ausgaben für die Hauptversammlung 1908 wurden fast gänzlich aus den hierfür eingegangenen Beiträgen bestritten.

Da der Stipendienfonds der Gesellschaft nicht in Anspruch genommen wurde, konnten aus den hierdurch verfügbar gewordenen Mitteln und aus anderweitigen Ersparnissen $3^1/_2$ % Preußische Konsols im Nominalbetrage von 10 000 M. gekauft und den bereits festangelegten 290 000 M. zugeführt werden. Das Gesellschaftsvermögen erreichte damit die Höhe von 300 000 M., die sämtlich im Preußischen Staatsschuldbuch zu $3^1/_2$ % verzinslich eingetragen sind.

Sommerversammlung in Berlin.

Vom 16. bis 18. Juni fand in Berlin eine Sommerversammlung statt, zu welcher entsprechend dem in der geschäftlichen Sitzung der neunten Hauptversammlung gefaßten Beschluß die englischen und französischen Schwestergesellschaften geladen waren. Wenngleich wir unsere ausländischen Gäste gern in stärkerer Anzahl hätten erscheinen sehen, so verlief die Versammlung doch in allseits befriedigender Weise. Ein ausführlicher Bericht über die Tagung findet sich im vorliegenden Jahrbuch auf Seite 67.

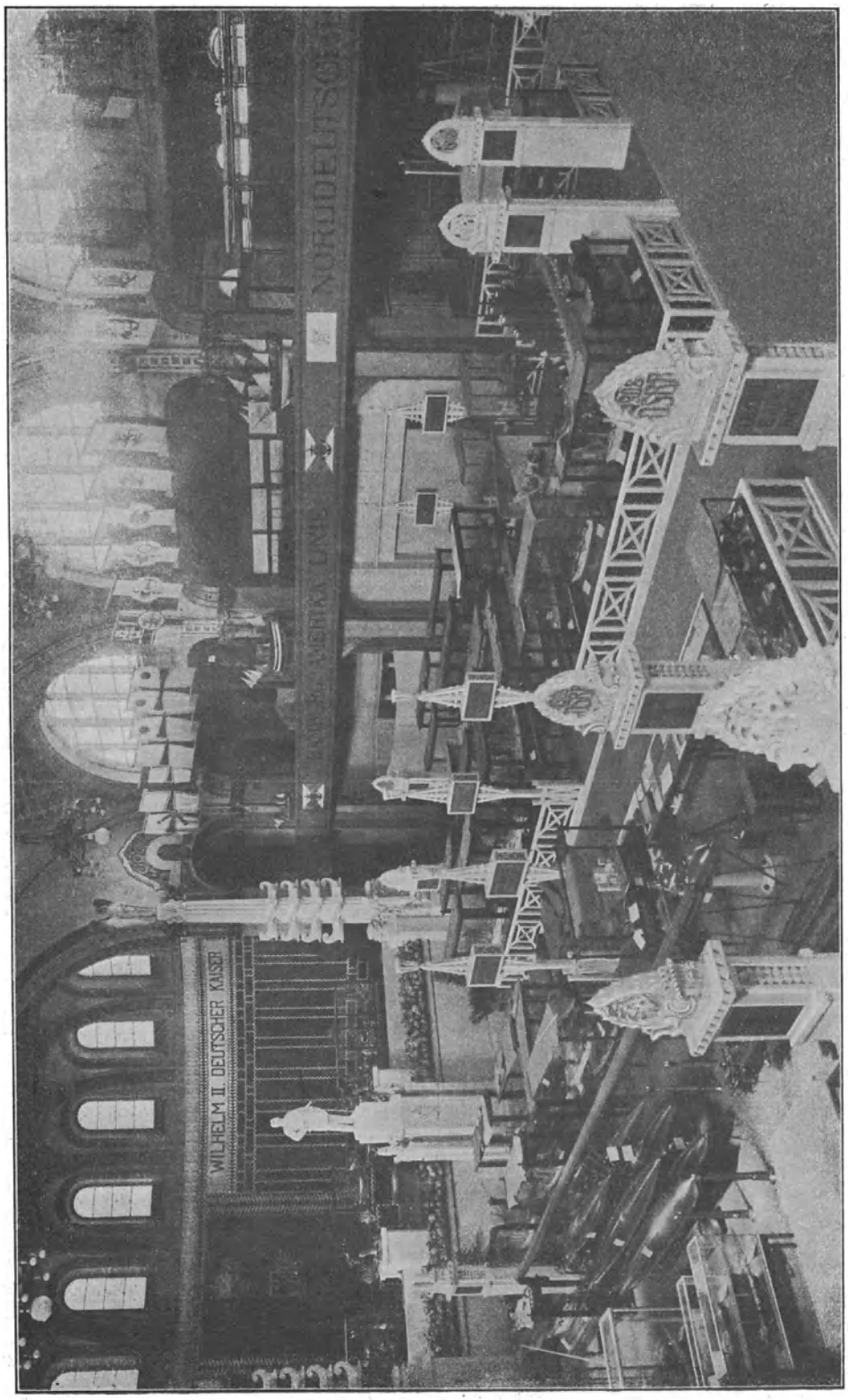
Die Deutsche Schiffbauausstellung Berlin 1908.

Am 2. Juni wurde die vom Verein Deutscher Schiffswerften veranstaltete und von unserem Vorsitzenden geleitete erste deutsche Schiffbauausstellung in Berlin durch Seine Majestät den Kaiser in Gegenwart Ihrer Majestät der Kaiserin, des Königs von Schweden sowie des Großherzogs und der Großherzogin von Baden feierlich eröffnet. Auch unsere Gesellschaft war in mannigfacher Beziehung auf dieser Ausstellung vertreten. Befand sich schon unter unseren Mitgliedern eine große Anzahl von Ausstellern, und nicht die geringsten, so hatten wir uns auch selbst im Verein mit dem Germanischen Lloyd und der Technischen Hochschule zu Charlottenburg mit unseren bisherigen Veröffentlichungen, unseren Diplomen und mit den großen Plaketten unserer Medaillen an der Ausstellung beteiligt.

Die Ausstellung sollte ein lückenloses Bild von dem modernen Stand des deutschen Schiffbaues vorführen. Ein solcher Plan mußte ausgehen von dem mächtigen Förderer des deutschen Schiffbaues, dem Erneuerer der deutschen Seemacht, von Seiner Majestät dem Deutschen Kaiser. Dementsprechend hatten die vom Kaiser ausgestellten, im friedlichen Segelwettstreit errungenen goldenen und silbernen Ehrenpreise, sowie die Modelle, welche die Entwicklung des Segelschiffes vom Wikingerschiff des 9. Jahrhunderts bis zur modernsten Segeljacht darstellen und welche Ihren Majestäten anläßlich der silbernen Hochzeit im Jahre 1907 von verschiedenen wissenschaftlichen, wirtschaftlichen und sportlichen Vereinen überreicht worden waren, in einer besonderen Nische an hervorragender Stelle Platz gefunden. Unter dieser Sammlung befand sich auch das von unserer Gesellschaft gestiftete Modell der Kurbrandenburgischen Fregatte „Friedrich Wilhelm zu Pferde“. Diesen Schaustücken reihten sich die Ausstellungen Ihrer

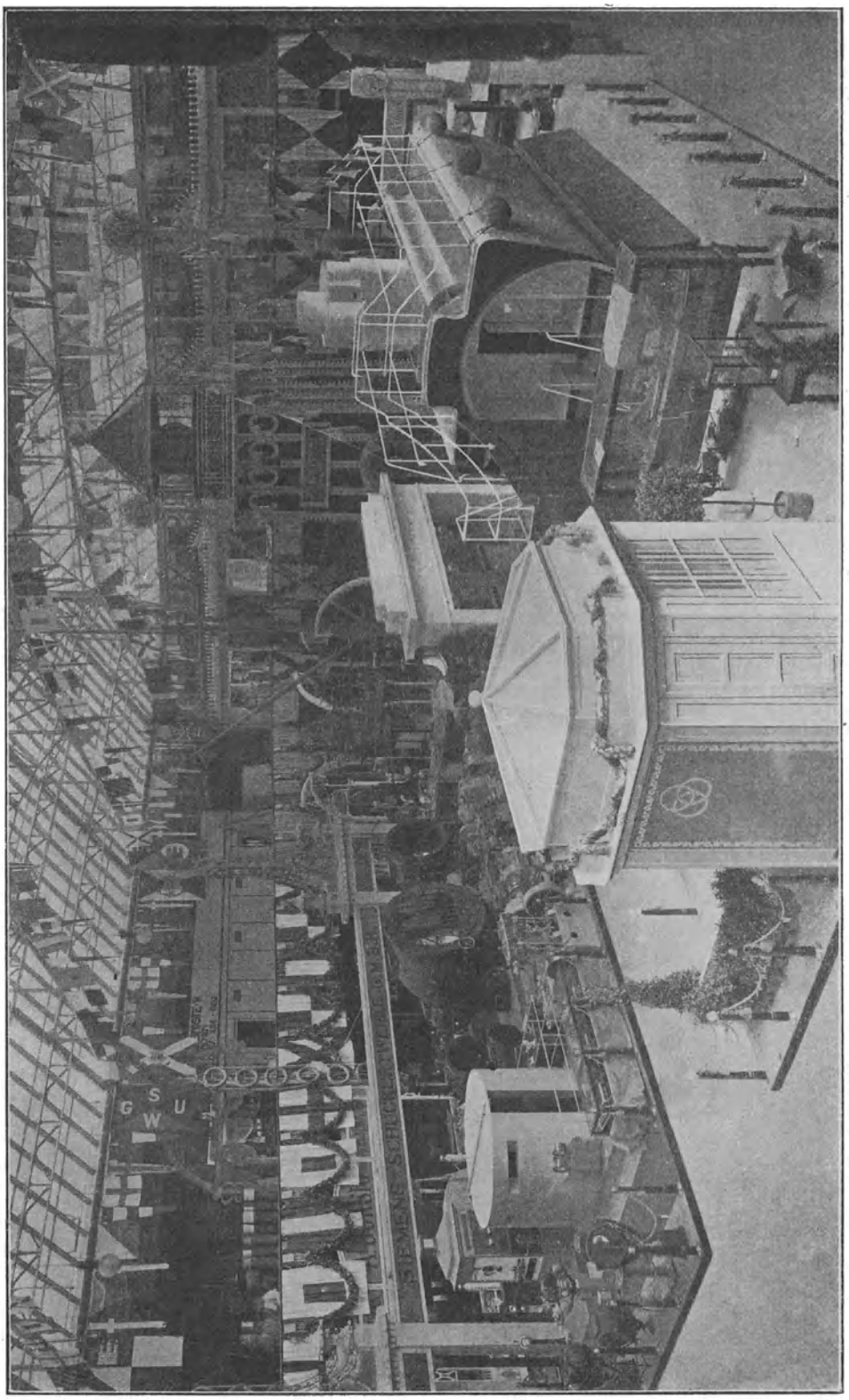
Eröffnung der Ausstellung.

Fig. 1.



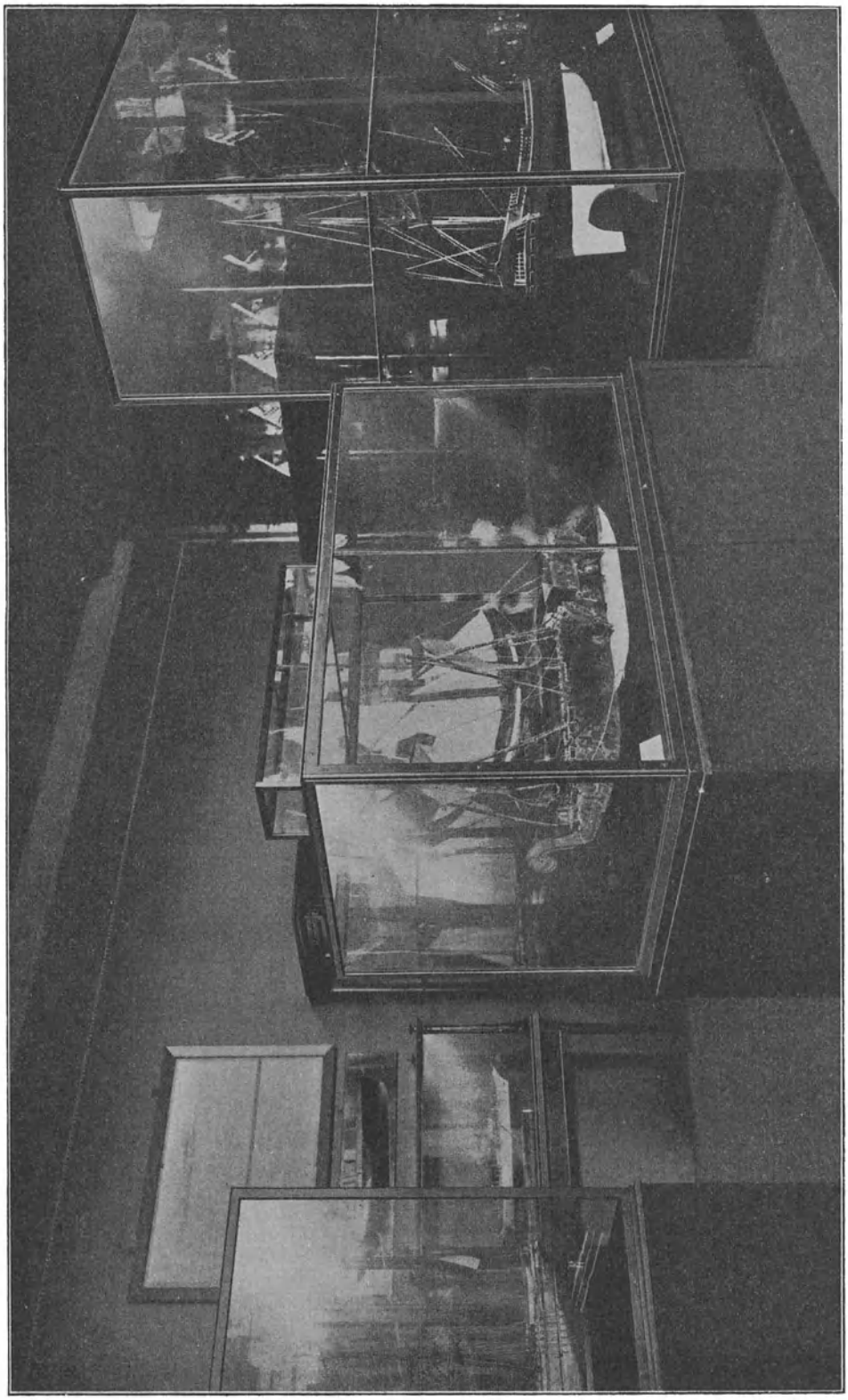
Halle I der Schiffbauausstellung.

Fig. 2.



Halle II der Schiffbauausstellung.

Fig. 3.



Ausstellung Seiner Kgl. Hoheit des Großherzogs von Oldenburg.

Fig. 4.

Ausstellung der Kaiserlichen Marine.

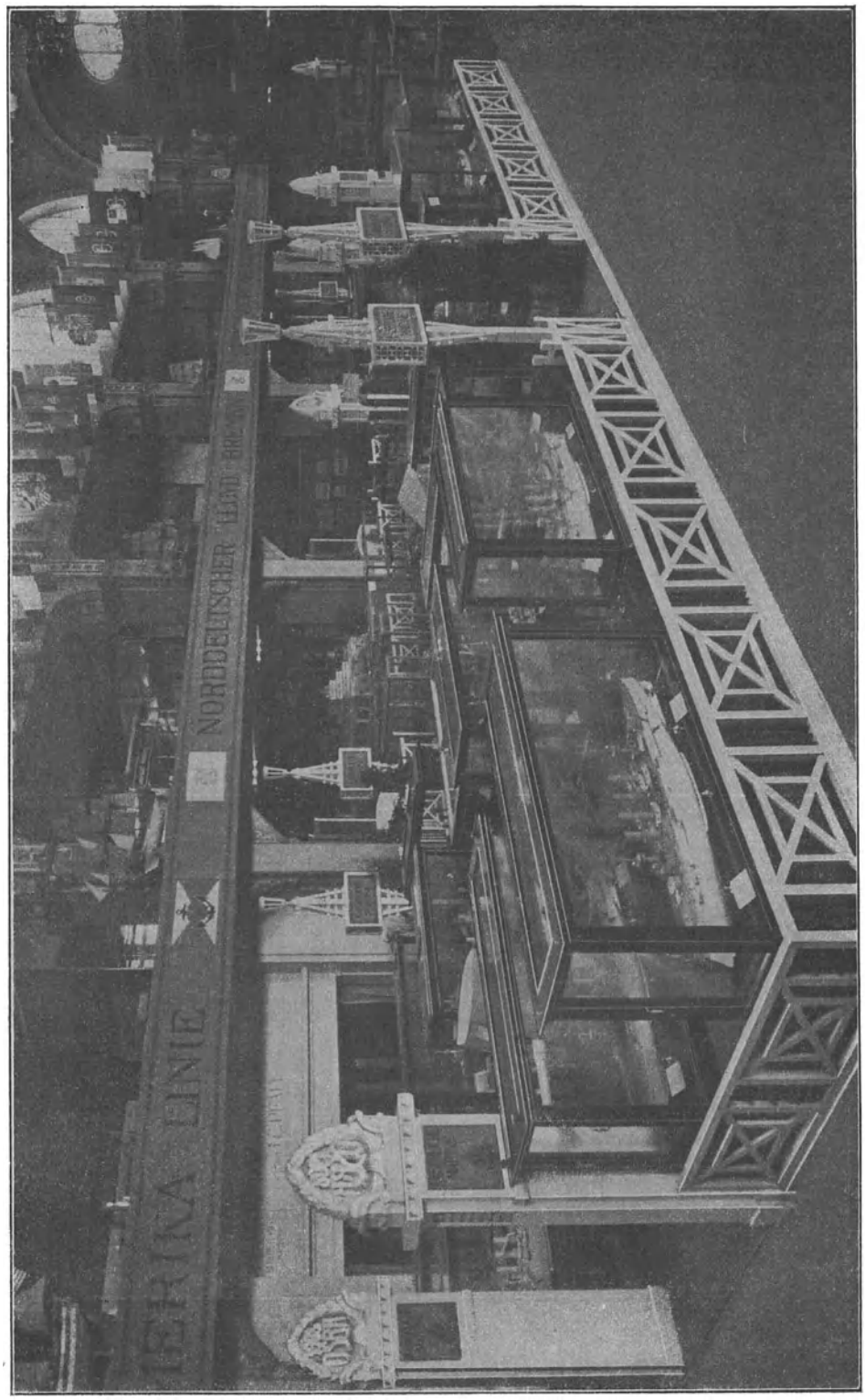


Fig. 5.

Königlichen Hoheiten des Großherzogs von Oldenburg und des Prinzen Heinrich von Preußen würdig an. Der Großherzog von Oldenburg hatte höchst interessante Modelle von Segelfregatten aus dem 17. Jahrhundert hergeliehen, an deren einem, einer Fregatte mit untergeschlagenen Segeln, Peter der Große im Jahre 1697 in Zaandam mitgearbeitet haben soll. Prinz Heinrich hatte mehrere außereuropäische Fahrzeuge darstellende Silbermodelle gesandt.

Das Ergebnis der Ausstellung war ein sehr befriedigendes. Über eine halbe Million Menschen, d. h. täglich rund 4000 Personen, haben die Ausstellung besucht und das heute vorherrschende Interesse an schiffbaulichen und nautischen Dingen wiederum bekundet. Der Erfolg lag darin begründet, daß alles, was zum Schiffbau in Beziehungen steht, herangezogen war, ohne aber daß deshalb, wie so häufig, der einheitliche Charakter der Ausstellung verwischt wurde. Dieser trat stets klar hervor. Das Reichsmarineamt stand mit den Werften und Reedereien im Vordergrund, und ihnen schlossen sich die anderen Zweige an, die mit dem Schiffbau zusammenhängen, die Stahl- und Eisenindustrie, die Elektrotechnik, die Holzindustrie, die Optik und der Wassersport. Auch unsere hervorragenden Marinemaler waren in einem besonderen Kunstsalon sehr zahlreich vertreten. Es würde zu weit führen, die vielen Firmen anzuführen, die hier auf engem Raume würdig vertreten waren. Nach allgemeinem Urteil hat das Ganze auf jeden Besucher einen nachhaltigen Eindruck hinterlassen.

Tätigkeit der Gesellschaft.

Auch im vergangenen Jahre war die Schiffbautechnische Gesellschaft an einer großen Zahl von technischen und wirtschaftlichen Aufgaben als Mitarbeiterin beteiligt.

Bericht über die Beratungen der nautisch-technischen Kommission, die Lage der Segelschiffahrt betreffend, am 9. Januar 1908.

Die Kommission war zusammengesetzt aus Vertretern des Deutschen Nautischen Vereins und der Schiffbautechnischen Gesellschaft und hatte die Aufgabe, zu prüfen, ob die Lage der Segelschiffahrt durch Änderungen in der Nettovermessung oder durch technische Verbesserungen an Bord gehoben werden könnte, und sollte entsprechende Vorschläge machen.

Anwesend waren folgende Herren:

a) als Mitglieder des Deutschen Nautischen Vereins:

Herr Claus Dreyer, Bremen,

Herr C. Schrödter, Hamburg,

Herr Bürgermeister Dr. Schücking, Husum,

Herr Kapitän Totte, Stettin;

b) als Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

Herr Professor Laas, Charlottenburg,

Herr Oberingenieur von Bülow, Gr.-Lichterfelde;

c) als Vertreter der Regierung:

Herr Kapitän z. See Mandt vom Reichsamt des Innern.

Herr Professor Laas übernahm auf Vorschlag den Vorsitz, Herr Schrödter die Berichterstattung für den Deutschen Nautischen Verein, Herr von Bülow die für die Schiffbautechnische Gesellschaft.

Es wurden folgende Beschlüsse gefaßt:

1. Besondere Vermessung von Segelschiffen.

a) Es wird beschlossen, den Deutschen Nautischen Verein zu ersuchen, eine Denkschrift darüber ausarbeiten zu lassen, welche Nachteile den Segelschiffen gegenüber den Dampfern aus der Vermessung entstehen im Hinblick auf die Abgaben in Häfenlotsengebühren usw.

b) Die Reichsregierung zu ersuchen, mit den Regierungen anderer Staaten in Verhandlungen über die Frage zu treten, ob durch eine spezielle Vermessung der Segelschiffe, vielleicht durch Einführung eines Koeffizienten zur Ermittlung der Nettotonnage aus der vermessenen Bruttotonnage eine Entlastung der Segelschiffe herbeigeführt werden könne.

c) Den Zentralverein zu ersuchen, mit Segelschiffsreederei-Verbänden anderer Länder zu gleichem Zweck (unter b) in Verhandlungen zu treten.

Bei dieser Gelegenheit wiederholt die Kommission die schon früher ausgesprochene Bitte, deutsche Segelschiffsreedereien zu veranlassen, ihre Erfahrungen auf diesem Gebiete bei der Ausarbeitung der Denkschrift zur Verfügung zu stellen.

2. Allgemeine Vermessungen.

Im Anschluß an die Besprechung einer besonderen Vermessung der Segelschiffe hat die Kommission auch über die allgemeine Vermessung gesprochen, weil durch diese — im Laufe der Zeit — die Segelschiffe gegenüber den Dampfern sehr benachteiligt worden sind.

Von einer Beschlußfassung ist jedoch mit Rücksicht auf die Tragweite der Angelegenheit abgesehen worden; dagegen wird dem Deutschen Nautischen Verein anheimgestellt, sich von neuem mit einer internationalen Änderung der Vermessungsordnung zu beschäftigen.

3. Bereisungskommission.

Zur Untersuchung der Gründe, weshalb in der deutschen Küstenschifffahrt die Verwendung deutscher Segelschiffe gegenüber den ausländischen so stark zurückgegangen ist, hält die Kommission eine eingehende Prüfung der Verhältnisse an Ort und Stelle für notwendig. Sie empfiehlt die Bildung einer Bereisungskommission und schlägt vor, daß die Regierung einen Delegierten als Vorsitzenden in diese Kommission ernennt und die Kosten hierfür bereitstellt. Die Mitglieder der Kommission dürften zweckmäßig vom Deutschen Nautischen Verein ernannt werden, und zwar ein Sachverständiger für Schifffahrt und einer für die Technik. Die Untersuchung der Kommission müßte sich auf die wirtschaftliche und technische Seite erstrecken, wobei dann auch über die Verhältnisse der Nachbarländer (Rußland, Schweden, Dänemark und Holland) und über die wirtschaftlichen Bedingungen der kleinen Fischerei Erhebungen anzustellen sein würden.

4. Bereitstellung von Staatsmitteln für technische Versuche in der Segelschiffahrt.

Die Kommission ersucht den Deutschen Nautischen Verein, bei der Staatsregierung zu beantragen, in den nächsten Etat die Summe von 200 000 M. für technische Versuche auf Segelschiffen einzustellen.

Als solche Versuche kämen in Frage:

1. Neue Typen für die Küstensegelschiffahrt,
2. Einbau von Motoren,
3. Versuche mit Änderungen in der Takelung bezw. Besegelung.

Vorschlag zur weiteren Behandlung der Angelegenheit.

Bei den Beratungen der bisherigen Kommissionen und auch der nautisch-technischen Kommission hat es sich stets als ein großer Übelstand gezeigt,

daß für die Ausführung der Beschlüsse oder für die Fortführung der vorgebrachten Vorschläge keine dauernde Geschäftsstelle vorhanden ist, welche selbständig beschließen kann und die erforderlichen Mittel zur Verfügung hat. Außerdem ist es immer nachteilig empfunden worden, daß die zerstreut wohnenden, wechselnden Mitglieder der Kommission nur schwer und selten zu Beratungen zusammenkommen können.

Es wird daher der Vorschlag gemacht, als Zentrale für die Interessen der Segelschiffahrt einen dauernden Ausschuß innerhalb des Deutschen Nautischen Vereins einzusetzen, dem zunächst die Verwirklichung der von dieser Kommission gefaßten Beschlüsse übertragen werden könnte. (Denkschrift zur Vermessungsfrage; Bereisungskommission; staatliche Mittel für technische Versuche.)

Weiter wäre zu erwägen, ob nicht — in Analogie des Deutschen Seefischereivereins — die Bildung eines besonderen Vereins zur Hebung der deutschen Segelschiffahrt zweckdienlich ist.

Noch besser aber erscheint es der Kommission, wenn der Deutsche Schulschiffverein, welcher sich um die Segelschiffahrt bereits verdient gemacht und das Vertrauen der Schiffahrt und Behörden erworben hat, seine Aufgabe dahin erweiterte, daß er die Hebung der gesamten deutschen Segelschiffahrt in den Bereich seiner Tätigkeit aufnimmt.

Die Kommission empfiehlt daher dem Deutschen Nautischen Verein, sich in diesem Sinne mit dem Deutschen Schulschiffverein in Verbindung zu setzen.

Entwurf einer Polizeiverordnung für die Revision elektrischer Starkstromanlagen.

Wegen des Entwurfes einer Polizeiverordnung für die Revision elektrischer Starkstromanlagen war am 2. April 1908 vom Verband Deutscher Elektrotechniker an die bedeutenderen technischen Verbände, welche an dieser für das Königreich Preußen zu erlassenden Polizeiverordnung Interesse haben, die Aufforderung und Einladung zu einer zu bildenden Kommission ergangen, welche gegen eine solche Polizeiverordnung solidarisch Stellung nehmen sollte. Als Vertreter unserer Gesellschaft war an Stelle des damals durch die in Aufstellung begriffene Schiffsbauausstellung sehr stark in Anspruch genommenen Vorsitzenden unser Geschäftsführer Herr Dr. Hochstetter abgeordnet. Die Sitzung fand am 23. Mai im Architektenhause zu Berlin statt.

Der Vorsitzende des Verbandes Deutscher Elektrotechniker, Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr. Kohlrausch, dankte den Anwesenden für

ihr Erscheinen und regte die Diskussion über die zur Verhandlung stehenden Fragen an. Die überwiegende Mehrzahl der Beteiligten sprach sich gegen die geplante Polizeiverordnung aus und hielt sie für überflüssig nach den Ergebnissen der Statistik, ferner im Hinblick auf den gegenwärtigen Stand der Elektrotechnik und auf die Gepflogenheiten bei der Herstellung elektrischer Anlagen, sowie endlich deshalb, weil die Überwachung der elektrischen Anlagen bereits seitens der Feuerpolizei, der Gewerbeinspektoren, der Feuerversicherungsgesellschaften und sachkundigen Angestellten der Betriebe erfolgt. Ein Antrag des Herrn Professor Klingenberg erklärte sich ferner gegen den ganzen Entwurf, weil er nicht nur keine Verbesserung der bestehenden Verhältnisse, sondern eine Schädigung der Industrie bedeutete. Nach eingehenden Debatten einigte man sich schließlich auf folgende Resolution:

> „Die Industriellen aller Zweige und die Vertreter städtischer Interessen sind einstimmig der Ansicht, daß das Wünschenswerteste wäre, den Erlaß einer Polizeiverordnung über die Überwachung elektrischer Starkstromanlagen noch einige Jahre aufzuschieben."

Gleichzeitig wurde eine Kommission eingesetzt, bestehend aus 10 Mitgliedern, welche die Begründung für die Resolution und einen Gegenentwurf bearbeiten sollte.

Am 6. Juni trug Herr Wilkens im Auftrage der Zehnerkommission in einer Audienz bei Seiner Exzellenz dem Herrn Handelsminister Delbrück die Wünsche der Versammlung zunächst allein vor. Der Minister gab seiner Unzufriedenheit mit dem Verhalten der Interessenten Ausdruck und erklärte dann, daß es unmöglich wäre, um die Polizeiverordnung herumzukommen.

Die Beschlüsse der Zehnerkommission, die dem Handelsminister durch die Herren Borsig, Dettmar, Flohr und Springorum überreicht werden sollten, konnten infolge dienstlicher Verhinderung des Ministers ihm nicht persönlich mitgeteilt werden, sondern wurden ihm schriftlich durch die Post zugestellt. Am 15. Oktober wurden sie auch der Presse zur Veröffentlichung übergeben. Seitdem ist die Angelegenheit noch in der Schwebe.

Das Deutsche Museum in München.

In der letzten Tagung des Vorstandsrates des Deutschen Museums in Berlin vom 16. bis 17. Dezember 1907 hat derselbe den Beschluß gefaßt, ein Vorstandsmitglied der Schiffbautechnischen Gesellschaft als ständiges Mitglied in den Vorstand des Museums aufzunehmen. Seitens unseres Vorstandes wurde unser Vorsitzender, Herr Geheimer Regierungsrat und Professor Busley

hierzu erwählt, welcher die Gesellschaft im Herbst dieses Jahres auf der Hauptversammlung des Deutschen Museums in München vertrat.

Deutscher Schulschiffverein.

In seiner Sitzung vom 3. Oktober d. J. hat der Vorstand den korporativen Beitritt unserer Gesellschaft zu dem von unserem höchsten Ehrenvorsitzenden geleiteten Deutschen Schulschiffverein beschlossen, um hiermit das lebhafte Interesse zu bekunden, welches unter unseren Mitgliedern für das weitere Erstarken der deutschen Reederei herrscht. Der Deutsche Schulschiffverein hat unseren Vorsitzenden, Herrn Geheimen Regierungsrat und Professor Busley als Vertreter unserer Gesellschaft in seinen geschäftsführenden Ausschuß aufgenommen.

Deutsche Dampfkessel-Normen-Kommission.

Am 9. November d. J. fand eine Versammlung der Kommission statt, an welcher der von unserer Gesellschaft gewählte Vertreter, Herr Oberingenieur Rosenberg von der Tecklenborgwerft in Geestemünde, teilnahm. Es lagen zu derselben 4 Anträge vor, welche sämtlich nur auf Landkessel Bezug hatten und der für diese gewählten Unterkommission zur Vorberatung überwiesen wurden.

Kundgebung des Allerhöchsten Protektors.

Wie alljährlich, so wurde auch dieses Mal Seiner Majestät dem Kaiser und König das Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft nebst einem Glückwunschschreiben zum Geburtstage durch gnädige Vermittlung Seiner Königlichen Hoheit des Ehrenvorsitzenden überreicht. Seine Majestät geruhte Allerhöchst seinen Dank in nachstehendem Schreiben kund zu tun:

An
Seine Königliche Hoheit
den Großherzog von Oldenburg
Oldenburg i. Gr.

Euer Königlichen Hoheit danke ich verbindlichst für die freundliche Übermittlung der treuen Glückwünsche und des neuesten Jahrbuchs der Schiffbautechnischen Gesellschaft. Ich habe mich über diese Aufmerksamkeit sehr gefreut und bitte Eure Königliche Hoheit als Vorsitzenden der Gesellschaft, dieser meinen wärmsten Dank zum Ausdruck zu bringen.

gez. Wilhelm
I. R.

Gedenktage.

Im verflossenen Geschäftsjahre feierte am 29. Februar Herr Hermann Billig von der Gebrüder Sachsenberg A.-G., Roßlau i. A., sein 50-jähriges Dienstjubiläum. Der Vorstand übermittelte ihm telegraphisch die Glückwünsche unserer Gesellschaft.

Am 15. November fand im Lichthofe der Technischen Hochschule zu Charlottenburg zu Ehren unseres verstorbenen Mitgliedes, des Direktors des Vereins Deutscher Ingenieure, Geheimer Baurat Dr. Ing. Theodor Peters, eine Gedächtnisfeier statt, an welcher im Auftrage unseres Vorstandes Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat und Professor J. Rudloff und unser Geschäftsführer Herr Dr. Hochstetter teilnahmen.

Am 21. November, einen Tag nach unserer diesjährigen Hauptversammlung, hatten sich unsere schwedischen Freunde und Kollegen in Gothenburg zur Zentenarfeier ihres berühmten Landsmannes Chapman, des Altmeisters der modernen Schiffbaukunst, vereinigt. Im Auftrage unseres hohen Ehrenvorsitzenden wurde zur Begrüßung folgendes Telegramm nach Schweden gesandt:

Tekniski Samfund,

Börsen Göteborg.

Die in Berlin zur zehnten Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft anwesenden deutschen Schiffbauer und Reeder senden ihren hochgeschätzten schwedischen Freunden und Kollegen die herzlichsten Glückwünsche zu der Zentenarfeier ihres berühmten Landsmannes Chapman, des großen Meisters, auf dessen Werken der moderne Schiffbau ruht.

Der Ehrenvorsitzende

Friedrich August,

Großherzog von Oldenburg.

Die umgehend darauf eingelaufene Antwort lautet:

Schiffbautechnische Gesellschaft,

Berlin.

Mit herzlichem Danke für Ihre freundliche Depesche zu unserer Chapmanfeier senden wir Ihnen kollegiale Grüße. Der deutschen Taten auf dem Gebiete der Schiffbaukunst sind wir begeisterte Bewunderer, und wollen wir auch unser Bestes tun für die schwedischen Vereine.

Lilliehöök, Ågren, Ekmann, Boo,

Holmberger, Hedén, Boye.

Am 11. Dezember beging der Generaldirektor der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Herr Geheimer Baurat Dr.-Ing. Emil Rathenau, in Berlin seinen 70. Geburtstag, zu welchem ihm unser Vorsitzender die Glückwünsche unserer Gesellschaft sowie eine kunstvoll ausgestattete Mappe mit photographischen Abbildungen von der Deutschen Schiffbauausstellung Berlin 1908, an welcher sich die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft mit dem Bau eines eigenen Pavillons in hervorragender Weise beteiligt hatte, überbrachte.

Herr Geheimer Ober-Regierungsrat Bormann feierte am 15. Dezember seinen 80. Geburtstag. Dem greisen Jubilar wurden die Glückwünsche der Gesellschaft telegraphisch übermittelt.

Personalien.

In Vertretung des am 20. November verstorbenen Herrn Geheimen Ober-Baurat Rud. Assmann hat sich Herr Geheimer Ober-Baurat und Abteilungsvorstand im Reichsmarineamt R. Veith bereit erklärt, das Amt eines geschäftsführenden Vorstandsmitgliedes zu übernehmen.

VI. Bericht über die Sommerversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft

in Berlin, 16.—18. Juni 1908.

Die am 2. Juni in Gegenwart unseres allerhöchsten Protektors, seiner hohen Gemahlin und seiner fürstlichen Gäste, des Königs von Schweden sowie des Großherzogs und der Großherzogin von Baden glanzvoll eröffnete Deutsche Schiffbauausstellung Berlin 1908 gab unserer diesjährigen Sommerversammlung ihr besonderes Gepräge. Leider hatte unsere Gesellschaft diesmal nicht die hohe Ehre, unter dem Vorsitz Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs Friedrich August von Oldenburg zu tagen, weil unser hoher Ehrenvorsitzender zur Kräftigung seiner Gesundheit auf einer Erholungsreise nach dem Norden begriffen war. Dagegen waren gemäß dem Beschluß der geschäftlichen Sitzung am 26. November 1907 im weitesten Umfang Einladungen an die Mitglieder unserer englischen und französischen Schwestergesellschaften ergangen. Als Vertreter der „Association Technique Maritime“ hatten sich Mr. Borja de Mozota mit seiner Gemahlin sowie mehrere andere hervorragende französische Schiffbauinteressenten eingefunden. Auch von der „Institution of Naval Architects“ bemerkten wir eine Anzahl bekannter englischer Schiffbauer. Die Marinesektion des K. K. österreichisch-ungarischen Reichskriegsministeriums hatte die Herren K. K. Oberster Schiffbauingenieur H. Zweig und V. Reeh entsandt. Von deutschen Ehrengästen waren unter anderen der Direktor der Militärtechnischen Akademie, Generalleutnant Kersting, unserer Einladung gefolgt, ferner der Direktor des Allgemeinen Marinedepartements des Reichsmarineamtes, Vizeadmiral Schmidt, der Kommandeur der Eisenbahnbrigade Generalmajor Sturm, der Kommandeur der Oberfeuerwerkerschule, der Direktor der Spandauer Gewehrfabrik, die Herren Offiziere des Marinekabinetts, des Reichsmarineamtes, des Admiralstabes, der Kaiserlichen Marine sowie die Herren des Reichspostamtes, des Vereins Deutscher Ingenieure, des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute und noch andere mehr.

Der Begrüßungsabend, der dem Charakter der diesmaligen Versammlung entsprechend in dem Gartenrestaurant der Schiffbauausstellung am Zoologischen Garten abgehalten wurde, war vom herrlichsten Wetter begünstigt. Etwa 150 Teilnehmer fanden sich mit ihren Damen zur Begrüßung zusammen.

Erster Tag.

Etwa 400 bis 500 Teilnehmer hatten sich in üblicher Weise in der Aula der Technischen Hochschule versammelt, als unser Vorsitzender, Herr Geheimer Regierungsrat und Professor Busley, die Sitzung wenige Minuten nach der festgesetzten Zeit durch folgende Ansprache eröffnete:

Meine sehr geehrten Herren! Im Auftrage unseres Ehrenvorsitzenden, Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg, der es lebhaft bedauert, heute hier nicht anwesend sein zu können, eröffne ich die Sommerversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Ehe wir in die Tagesordnung eintreten, möchte ich Sie bitten, mir die Erlaubnis zu erteilen, nachstehende Telegramme abgehen zu lassen:

An des Kaisers Majestät,

Potsdam.

Euerer Kaiserlichen und Königlichen Majestät, ihrem Allerhöchsten Protektor, bringen die mit ihren englischen, französischen und österreichischen Gästen zur Sommerversammlung und zur Besichtigung der deutschen Schiffbauausstellung vereinigten Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft ihre ehrerbietigsten Huldigungen dar."

„Seiner Königlichen Hoheit
dem Großherzog von Oldenburg,

Oldenburg i. Gr.

Ihrem gnädigsten Ehrenvorsitzenden sprechen die mit ihren englischen, französischen und österreichischen Gästen auf der Sommerversammlung und zur Besichtigung der deutschen Schiffbauausstellung vereinigten Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft ihr lebhaftes Bedauern aus, nicht die Ehre haben zu können, unter der Leitung Euerer Königlichen Hoheit zu tagen."

Während der Tagung liefen auf diese Huldigungstelegramme folgende Drahtantworten ein:

Herrn Geheimen Regierungsrat Busley,

Berlin,

Kronprinzen-Ufer 2.

Seine Majestät der Kaiser und König haben den freundlichen Huldigungsgruß der zur Besichtigung der deutschen Schiffbauausstellung und zur Sommerversammlung mit Ihren englischen, französischen und österreichischen Gästen vereinten Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft gern entgegengenommen und lassen vielmals danken.

Auf Allerhöchsten Befehl

der Geheime Kabinettsrat

von Lucanus.

Geheimrat Professor Busley,

Berlin.

Seine Königliche Hoheit der Großherzog, zurzeit auf der Fahrt nach Norwegen begriffen, lassen den mit ihren auswärtigen Gästen zur Sommerversammlung vereinten Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft Höchstseinen herzlichen Dank für die telegraphische Begrüßung ausdrücken.

Im Höchsten Auftrage

Geheimer Kabinettsrat

Meyer.

Herr Konsul Dr. Ing. Schlick ergriff nun zu seinem Vortrage

„Der Schiffskreisel“

das Wort und erläuterte in klarer und verständlicher Form zunächst die schwierigen, aber wichtigen Kreiselgesetze. Nach diesen theoretischen Erörterungen ging er auf den praktischen Teil seiner neuesten Versuche über, die er an Bord des „Seebär“ und des für den Seebäderdienst in der Nordsee bestimmten Dampfers „Silvana“ vorgenommen hatte. Das andauernd stille und ruhige Wetter der vorangegangenen Wochen hatte es dem Forscher leider versagt, den Schiffskreisel unter ungünstigen Bedindungen bei stürmischer See zu erproben und mit einem abgeschlossenen, über jeden Zweifel erhabenen Ergebnis vor die Versammlung zu treten. Seine Experimente jedoch sowie in der anschließenden Diskussion die im wesentlichen

zustimmende Kritik des Herrn Ingenieur Ludwig Benjamin und des Herrn Bormann, Delegirten der Kaiserlich Russischen Regierung aus St. Petersburg, wiesen die Richtigkeit und die praktische Verwertbarkeit seiner geistreichen Folgerungen überzeugend nach.

Als zweiter Redner des Tages behandelte Herr Baurat und Direktor Max Krause das eigenartige Thema:

„Borsigketten und Kenterschäkel."

Seine Ausführungen befaßten sich mit einer neuen Fabrikationsmethode von Ankerketten, insbesondere auch von Kettenschäkeln, die nach einem dem Marinebaumeister Kenter auf der Kaiserlichen Werft in Kiel patentierten Verfahren hergestellt werden. Für alle schiffahrttreibenden Kreise ist dieses Verfahren, wie auch der Vorsitzende hervorhob, von der größten Bedeutung.

Den Schlußvortrag hielt der Direktor der Neuen Photographischen Gesellschaft, Herr Hans Schmidt, über:

„Neuere Lichtpausapparate."

Auch die Darbietungen dieses Redners fanden wegen der Wichtigkeit, die ein schnelles und genaues Vervielfältigungsverfahren zeichnerischer Darstellungen für jeden Techniker besitzt, das ungeteilte Interesse der Anwesenden. An zwei in Betrieb gesetzten Apparaten konnte sich jeder von den Vorzügen des neuen Apparates selbst überzeugen.

Ein darauf folgendes zwangloses Frühstück mit Damen im Gartenrestaurant der Schiffbau-Ausstellung hielt die Teilnehmer nicht lange beisammen, galt es doch noch der zeitweilig größten Sehenswürdigkeit Berlins, der Deutschen Schiffbauausstellung, den Besuch abzustatten. Was diese vom Verein Deutscher Schiffswerften unter der Leitung des Herrn Geheimrat Professor Busley veranstaltete, in ihrer Vollständigkeit einzigartige Ausstellung des Sehenswerten trotz der knappen zur Verfügung stehenden Zeit bot, läßt sich unmöglich in wenigen Sätzen beschreiben. Das für unsere Gesellschaft Wesentliche ist in gedrängter Kürze bereits in dem Geschäftsbericht auf Seite 53 wiedergegeben worden.

Unter dem Eindruck des Gesehenen waren Herzen und Sinnen aller Besucher derartig froh bewegt, daß die Stimmung auf dem darauf folgenden Festmahl mit Damen in den Räumen des Landesausstellungsparkes von vornherein eine sehr angeregte war. Der stellvertretende Vorsitzende, Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat a. D. und Professor Rudloff, begrüßte die Erschienenen und

toastete in markiger Rede auf den Kaiser. Der nachfolgende Tischredner, Herr Baurat Krause, gab der allgemeinen Feststimmung unter Bezug auf den Schlickschen Vortrag in einer geistvollen dreifachen Parallele über die Wirkung des Kreisels, über die harmonische, alle Gegensätze ausgleichende Tätigkeit unseres Vorsitzenden und über das im menschlichen Dasein ebenfalls wie ein Schlickscher Schiffskreisel wirkende weibliche Prinzip scherzhaften Ausdruck: „Hier wie dort kann es leicht vorkommen, daß durch eine eigenartige Konstellation von Wind und Wellen das stolze Fahrzeug unseres Vereins oder des einzelnen, sich selbst überlassenen Mannes ganz gewaltig ins Schlingern kommt. Sie stampfen, rollen und schlingern und sollen manchmal sogar mehr als 15° bis 20° schief zu liegen kommen, welche Neigung Herr Dr. Schlick heute vormittag als das Maximum bei solchen Versuchen mit Probeschiffen bezeichnet hat! Die Schiffbautechnische Gesellschaft und der Mann allein weisen alle die Erscheinungen auf, die wir in bewegter See an einem Fahrzeug ohne Schlickschen Kreisel beobachten. Wenn ich nun die Frage an Sie richte, wer ist dieser Kreisel, dessen geheimnisvolle Kraft unserer Gesellschaft einerseits, jedem einzelnen von uns andererseits ins Herz gesenkt ist, der wie ein Magnet unseren Willen beeinflußt zu unserem Glück, so hoffe ich, werden Sie alle, meine Herren, einstimmig antworten: Für die Schiffbautechnische Gesellschaft unser Vorsitzender Herr Geheimrat Busley, und im übrigen unsere Damen! Sie beide, sie leben hoch!

Zweiter Tag.

Der Vormittag war wiederum den Vorträgen gewidmet. Herr Professor E. Josse, Charlottenburg, bestieg das Rednerpult und sprach über das für die Einführung der Dampfturbinen besonders zeitgemäße Thema:

„Die Oberflächenkondensationen der Dampfturbinen insbesondere für Schiffe".

Seine mühevollen, peinlich genauen Untersuchungen, die auf Berechnung und Erfahrung beruhenden Ergebnisse gaben zu Diskussionen keinen Anlaß.

So konnte Herr Oberingenieur W. Renner, Budapest, über:

„Schiffbau und Schiffahrt auf den Großen Seen in Nordamerika"

bald den Schlußvortrag halten, der zum ersten Male zusammenfassend über die großartigen und musterhaften nordamerikanischen Hafen-, Lade- und

Frachteinrichtungen berichtete, von denen bislang nur gelegentliche Nachrichten zu uns herüber gedrungen waren. Durch ein reichhaltiges Bildermaterial veranschaulichte der Redner seine Schilderungen.

Damit war der offizielle Teil der Versammlung erledigt.

Zum Gefallen der Damen war am Nachmittag ein Besuch der Großen Berliner Kunstausstellung im Landesausstellungspark, Alt-Moabit, angesetzt. Den Tag beschloß ein Ball in den Räumlichkeiten desselben Etablissements. Leider hatten die Teilnehmer stark unter der Hitze im Saal zu leiden, weshalb der größere Teil der Gäste die kühleren Plätze im Garten und auf der Terrasse bevorzugte.

Dritter Tag.

Der Ausflug nach Eberswalde und Umgebung vereinte noch einmal die Ausdauernden unter den Teilnehmern, soweit sie nicht schon durch die Anstrengungen der vorhergegangenen Tage erschöpft waren, zu einer Fahrt in eine der anmutigsten Gegenden unserer an landschaftlichen Schönheiten durchaus nicht armen Mark Brandenburg. Chorin, die „Perle der Mark", die altehrwürdige um das Jahr 1270 erbaute Zisterzienser Abtei, war das Ziel. Ein Sonderzug führte uns schnell bis zur nächsten Bahnstation Chorinchen. Dort wurden die festlich mit Maien geschmückten Kremser bestiegen, und fort ging es unter Musik durch Heide, Sand und Feld nach Chorin. Für die einheimischen Berliner mag die stolze, von prächtigen Wäldern und Seen umgebene Klosterruine wenig neue Reize geboten haben, den Auswärtigen aber wird sie stets in angenehmer Erinnerung bleiben. Auch in anderer Beziehung bot die Fahrt ungeahnte Überraschungen. Jedem Teilnehmer wurde sein Frühstück in sinnigem Anklang an den nautischen Charakter unserer Gesellschaft in Form eines kleinen handlichen Schiffskoffers überreicht, der warme Speise, einen Trank Sekt, das nötige Tischzeug und noch Konfekt dazu enthielt. Unter freudigem Staunen wurde der leckere Inhalt ausgepackt und angesichts der Klosterruine am schattigen Ufer des Klostersees verzehrt. Ein Mittagessen in Eberswalde und ein Spaziergang zu dem nahegelegenen Wasserfall und Zainhammer bildeten den Beschluß der in jeder Beziehung wohlgelungenen Fahrt. Erst spät abends und in bester Stimmung wurde die Heimfahrt nach Berlin wieder angetreten. —

VII. Bericht über die zehnte ordentliche Hauptversammlung

in der Aula der Königl. Technischen Hochschule zu Charlottenburg, am 19. und 20. November 1908.

Die 10. ordentliche Hauptversammlung fand in der üblichen Weise an den zwischen dem Bußtag und dem Totenfest liegenden Tagen, diesmal also am 19. und 20. November, statt. Ein zwangloses Beisammensein der Teilnehmer im Restaurant Lorenz Adlon, Unter den Linden, zu welchem sich etwa 200 Gesellschaftsmitglieder mit ihren Damen eingefunden hatten, ging der Versammlung voraus.

Erster Tag.

Unser höchster Protektor, auf dessen Erscheinen die Versammelten bis zuletzt mit Bestimmtheit gehofft hatten, war leider im letzten Moment an der Teilnahme verhindert. Dagegen hatten wir auch in diesem Jahre wieder die hohe Ehre, unter dem Ehrenvorsitz Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg zu tagen. Pünktlich zur festgesetzten Zeit betrat Seine Königliche Hoheit der Großherzog den Saal, in welchem sich in Erwartung eines interessanten Programms 600 bis 700 Teilnehmer eingefunden hatten, und eröffnete die Sitzung mit folgender Ansprache:

„Meine Herren! Zu meinem größten Bedauern habe ich zunächst den Auftrag, Seine Majestät, unseren allergnädigsten Protektor, wegen dringender Geschäfte zu entschuldigen. Seine Majestät bedauern es auf das lebhafteste, heute nicht in unserer Mitte erscheinen zu können."

Das Wort ergriff sodann unser Vorsitzender, Herr Geheimer Regierungsrat und Professor Busley:

„Hochansehnliche Versammlung Unser Allergnädigster Protektor, Seine Majestät der Kaiser und König, haben auf Antrag des Vorstandes allergnädigst geruht, Euerer Königlichen Hoheit, unserem Höchsten Ehrenvorsitzenden, aus Anerkennung und aus Anlaß der

10. Hauptversammlung die Goldene Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu verleihen. Euere Königliche Hoheit haben bei der Gründung unserer Gesellschaft den Ehrenvorsitz übernommen, und es ist keine unserer Versammlungen und keine unserer wichtigeren Vorstandssitzungen vergangen, an der nicht Eurere Königliche Hoheit, soweit es die Gesundheitsverhältnisse Euerer Königlichen Hoheit irgend zuließen, teilgenommen und unseren Versammlungen präsidiert haben. Es ist bekannt, daß Euere Königliche Hoheit, wo irgend angängig, bemüht gewesen sind, den deutschen Schiffbau zu fördern, für die Einführung praktischer Neuerungen zu sorgen und solche auch selbst zu erfinden. Das größte Verdienst aber haben Euere Königliche Hoheit sich durch die Gründung des Deutschen Schulschiffvereins erworben, indem Euere Königliche Hoheit damit einem fühlbaren Mangel in der Handelsmarine abhalfen und für die Heranbildung tüchtiger und brauchbarer Matrosen sorgten. Es ist mir daher eine hohe Ehre, im Namen der Schiffbautechnischen Gesellschaft in tiefster Dankbarkeit Euerer Königlichen Hoheit unsere Goldene Medaille und die dazu gehörige, von Seiner Majestät dem Kaiser und König vollzogene Urkunde untertänigst zu überreichen."

Mit diesen Worten überreichte er dem Großherzog unter allgemeinem Beifall die Goldene Medaille und das in künstlerischem Geschmack von Herrn Professor Hans Bohrdt entworfene und auf Pergament ausgeführte Diplom, wie ein solches im Jahrbuch 1907 auf Seite 50 abgebildet ist.

Sichtlich erfreut über diese ihm unerwartet zuteil gewordene Anerkennung erhob sich Seine Königliche Hoheit der Großherzog zur sofortigen Erwiderung:

„Sehr geehrter Herr Geheimrat! Ich bin vollständig überrascht durch die Gnade Seiner Majestät, mich durch diese ehrende Anerkennung auszuzeichnen. Sie kann mir nur ein neuer Ansporn sein, in der alten Weise fortzufahren, die, wie ich hoffe, in unserem allgemeinen Interesse, im Interesse unseres Schiffbaus sowohl wie im Interesse unserer Kriegs- und Handelsmarine, liegt. Ich bitte Sie meinen Dank entgegenzunehmen, den ich auch nicht ermangeln werde, Seiner Majestät zu Füßen zu legen. — Meine Herren, ich begrüße alle hier Erschienenen und erteile nunmehr Herrn Direktor Dr. Bauer zu seinem Vortrage das Wort."

Vor dem Vortrage des Herrn Direktor Dr. Bauer gelangten noch folgende beiden Telegramme an Seine Majestät den Kaiser zur Versendung:

Seiner Majestät dem Kaiser und König

Neues Palais.

Euerer Kaiserlichen und Königlichen Majestät spreche ich namens der Schiffbautechnischen Gesellschaft das lebhafte Bedauern darüber aus, daß ihr hochverehrter Allerhöchster Protektor verhindert war, die Hauptversammlung durch die Allerhöchste Gegenwart zu beehren.

Der Ehrenvorsitzende

Friedrich August

Großherzog von Oldenburg.

Seiner Majestät dem Kaiser und König

Neues Palais.

Dem Allerhöchsten Protektor für die gnädige Verleihung der goldenen Schiffbaumedaille herzlichsten Dank aussprechend, werde ich auch in Zukunft bemüht sein, den deutschen Schiffbau- und Schiffahrtsinteressen nach Kräften zu nutzen.

Friedrich August

Großherzog von Oldenburg.

Die Verhandlungen begannen nun mit dem Vortrage des Herrn Dr. Bauer über:

„Moderne Turbinenanlagen für Kriegsschiffe."

Als Ausgangspunkt für seine interessanten und geschickt vorgetragenen Ausführungen wählte der Redner die überraschend schnelle Verdrängung der Kolbenmaschine als Antriebsmittel für Kriegsschiffe durch die Dampfturbine. Im weiteren Verlauf des Vortrages kam er auf das Turbinensystem Curtis und insbesondere auf das vom Stettiner Vulkan aufgenommene System der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft zu sprechen. Die verschiedenen Turbinensysteme verglich er hinsichtlich der wichtigsten, für die Projektierung einer Kriegschiffturbinenanlage in Frage kommenden Gesichtspunkte. So besprach er zuerst das Verhältnis von Kolbenmaschinenleistung und Turbinenleistung, dann die Wahl der Umdrehungszahl und des Gewichtes der Turbine, den Dampfverbrauch, den Einfluß des Vakuums und der Überhitzung des Dampfes. An einer großen Anzahl von Maschinenraumdispositionen wurden hierauf die Vorteile der einzelnen Turbinensysteme erläutert und namentlich die großen Vorzüge derjenigen Turbinensysteme hervorgehoben, bei welchen die auf den einzelnen Wellen angeordneten Turbinen voneinander völlig unabhängig sind, wie dies bei dem System der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, nicht aber bei dem bisher meistens verwendeten Parsonssystem der Fall ist. Schließlich besprach der Vortragende noch die Kombination von Dampfturbinen und Kolbenmaschinen und bemerkte, daß dieselbe für Kriegsschiffe heutzutage als überwundener Standpunkt betrachtet werden könnte. Der Schluß, zu welchem der Vortragende bei dem Vergleich der einzelnen Turbinensysteme kam, war der, daß für den Antrieb von Kriegsschiffen den Turbinensystemen mit voneinander unabhängigen Wellen die Zukunft gehörte.

Die Diskussion, welche dieser Vortrag hervorrief, war eine selten lebhafte. Die Herren Admiral z. D. v. Eickstedt, Geheimrat Professor Flamm, Direktor W. Boveri und Direktor P. Lasche meldeten sich zu Worte. Insbesondere den zwar gegnerischen, aber in wohlgesetzter Rede vorgetragenen Ansichten des Herrn Boveri schenkte die Versammlung williges Gehör.

Nicht geringeren Anklang fand der Vortrag des Herrn Dr. Anschütz-Kaempfe-Kiel über:

„Der Kreisel als Richtungsweiser für Schiffe."

Ein Novum auf dem Gebiete der Navigation, nämlich ein Kompaß, dessen Nordstellung nicht durch magnetische Kräfte, sondern durch die Rotation eines eigenartig aufgehängten Schwungkörpers hervorgerufen wird, wurde der Versammlung zum ersten Male des näheren vorgeführt. Der Vortragende bewies an der Hand von Dauerversuchen, daß ein „Kreiselkompaß" tatsächlich an Bord von Schiffen als vollwertiger Ersatz des magnetischen Kompasses betrachtet werden kann. Das Instrument, das in bordmäßiger Adjustierung während des Vortrags seine Einstellung in den geographischen Norden ausführte, stellt insofern eine bedeutende Verbesserung vor, als bei ihm die schwierigen Kompensationsvorrichtungen und sonstigen Maßnahmen zur Verringerung der schädlichen magnetischen Einflüsse des Schiffskörpers in Wegfall kommen. Es ist deshalb in erster Linie wichtig für den Gebrauch als Gefechtskompaß unter Panzerschutz, ferner für die Eisenerz-Transportdampfer.

Auch dieser Vortrag fand bereitwillige Aufnahme bei den Zuhörern. An der Diskussion beteiligten sich die Herren Direktor Professor Dr. Schilling, Dr. Martienssen und Professor Dr. Ach, welcher letztere für die nächste Hauptversammlung in einem eigenen Vortrage auf dasselbe Thema zurückzukommen versprach.

Als dritter Redner nach der eingetretenen Frühstückspause stand Herr Professor Dr. Ahlborn-Hamburg mit einem Vortrage über:

„Die Widerstandsvorgänge im Wasser an Platten und Schiffskörpern und die Entstehung der Wellen"

auf der Tagesordnung. Schon in früheren Jahren hat der Vortragende der Schiffbautechnischen Gesellschaft über seine Experimentaluntersuchungen berichtet, welche die photographische Analyse der Widerstandsvorgänge in

Wasser und Luft zum Gegenstande haben. An der Hand einer großen Zahl von Lichtbildern wurden diesmal zunächst die Vorgänge an eingetauchten und untergetauchten Platten einer eingehenden Prüfung unterzogen, wobei sowohl die Erscheinungen an der Oberfläche wie im Innern des Wassers in Form von Stromlinien und Kraftlinien im photographischen Bilde vorgeführt wurden. Sodann wurden die Vorgänge der sogenannten Hautreibung an Schiffen in Photogrammen vor Augen geführt, und zum Schluß wandte sich Professor Ahlborn zu der wichtigen Frage der Schiffswiderstände: Wie muß der Körper eines Schiffes gestaltet sein, um bei gegebener Fahrgeschwindigkeit ein Minimum des Widerstandes im Wasser zu erfahren? Durch zahlreiche weitere Lichtbilder erbrachte er den Nachweis, daß es möglich ist, durch die photographische Analyse die Strömungen an Schiffsmodellen genau zu verfolgen und danach die Schiffsformen so auszubilden und zu verbessern, daß unnötige und kraftzehrende Bewegungen im Wasser vermieden werden. Beifälliges Händeklatschen lohnte den Vortragenden für seine fleißigen Untersuchungen. In die Debatte griffen die Herren Professor Schütte, Wirklicher Geheimer Oberbaurat a. D. Professor Rudloff, Zivilingenieur Benjamin und Oberingenieur Gümbel ein.

Als letzter Redner sprach Herr Axel Welin-London über: „Technische und sonstige Gesichtspunkte für die Aufstellung von Rettungsbooten auf modernen Schiffen.“ Herr Welin brachte eine ganz neue und eigenartige Aufstellung der Rettungsbootsanlagen an Bord großer Schiffe in Anregung, welche das berechtigte Interesse der Zuhörer wachriefen. —

Ein glänzend verlaufenes Festessen im Zoologischen Garten, zu welchem sich wiederum unser Höchster Ehrenvorsitzender sowie mehr als 300 Teilnehmer eingefunden hatten, bildete den Beschluß des Tages. Während des Abends lief die Drahtantwort Seiner Majestät des Kaisers auf die am Vormittag abgesandte Huldigungsdepesche ein. Seine Königliche Hoheit der Großherzog ersuchte den Vorsitzenden, diese Depesche zu verlesen:

> Euerer Königlichen Hoheit danke ich für das freundliche im Namen der Schiffbautechnischen Gesellschaft an mich gerichtete Telegramm. Den Sitzungen der Gesellschaft, denen beizuwohnen ich diesmal zu meinem lebhaften Bedauern verhindert gewesen bin, wünsche ich gedeihlichen Fortgang und guten Erfolg. Es ist mir als Protektor eine große Freude gewesen, Euerer Königlichen Hoheit die Goldene Medaille verleihen zu können als ein Zeichen, wie hoch das lebhafte Interesse und der Eifer, welchen Sie dem deutschen Schiffbau und

unseren Schiffahrtsinteressen seit langen Jahren entgegengebracht haben, in allen beteiligten Kreisen eingeschätzt werden.

gez. Wilhelm I. R.

Im Anschluß hieran knüpfte unser Höchster Ehrenvorsitzender folgende Worte:

„Meine Herren! Aus diesen Worten haben Sie ersehen, welches hohe Interesse Seine Majestät, unser Allerhöchster Protektor, unseren Bestrebungen nach wie vor entgegenbringt. Fassen Sie die gnädige Verleihung der Goldenen Medaille, durch die ich heute vormittag auf das freudigste überrascht wurde, als einen neuen Beweis auf für die Allerhöchste Anerkennung Ihrer eigenen jahrelangen Arbeit zum Wohle des deutschen Schiffbaues und der gesamten deutschen Seeinteressen. In der alten herzlichen Treue und Dankbarkeit gedenken wir angesichts dieser Allerhöchsten Anerkennung unseres Protektors, Seiner Majestät des Kaisers und Königs! Hurra!“

Zweiter Tag.

Wie in früheren Jahren wurden laut Tagesordnung die geschäftlichen Angelegenheiten der Gesellschaft am 2. Versammlungstage in der Vormittagsstunde von 9—10 unter dem Vorsitz des Herrn Geheimen Regierungsrat und Professor Busley erledigt. Das auf Seite 81 abgedruckte Protokoll gibt hierüber näheren Aufschluß.

Um 10 Uhr übernahm Seine Königliche Hoheit der Ehrenvorsitzende wiederum das Präsidium und beantragte unter allgemeiner lebhafter Zustimmung, den Nestor des deutschen Schiffbaues, Herrn Königlichen Baurat Rudolf Haack, den Erbauer des ersten deutschen eisernen Panzerschiffes, zum Ehrenmitglied zu ernennen. Der greise Jubilar wurde durch das nachstehende Telegramm von dem Beschluß der Hauptversammlung in Kenntnis gesetzt:

Baurat Haack.

Eberswalde.

Die zehnte Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft hat heute unter allseitigem Beifall einstimmig beschlossen: Sie, den Nestor des deutschen Schiffbaues, als den Erbauer des ersten deutschen eisernen Panzerschiffes, zum Ehrenmitglied zu ernennen.

Friedrich August
Großherzog von Oldenburg.

Auf diese Botschaft liefen später folgende beiden Antwortdepeschen des neuernannten Ehrenmitgliedes ein:

Seiner Königlichen Hoheit dem Großherzog von Oldenburg

Berlin, Hotel Continental.

Hocherfreut über die ehrenvolle Auszeichnung, welche mir heute zuteil geworden, bitte ich dafür meinen tiefgefühltesten Dank entgegen nehmen zu wollen.

Haack, Königlicher Baurat.

Geheimrat Busley

Berlin, Kronprinzen-Ufer 2.

Nehmen Sie meinen aufrichtigsten Dank für die große Ehre, welche mir durch die Ernennung zum Ehrenmitgliede der Schiffbautechnischen Gesellschaft erwiesen wurde, nebst herzlichsten Grüßen von

R. Haack.

Als erster Redner des Tages sprach Herr Diplom-Ingenieur Michenfelder-Düsseldorf über:

„Transporttechnische Gesichtspunkte für die Anlage von Hellingen."

Nach einleitenden Worten über die Gründe der in den letzten Jahren namentlich von deutschen Werften eifrig betriebenen Ausstattung der Hellinge mit maschinellen Transportmitteln, ging der Vortragende zur Besprechung der betriebstechnischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkte über, welche die verschiedenen Konstruktionen von Kranen und Seilbahnen für den Schiffbau begründen. An Hand der gedruckten Vortragshefte behandelte er die Licht- und Schattenseiten der einzelnen Systeme. Nach den Hochbahndrehkranen und den gleichfalls auf Hochgerüsten laufenden Auslegerbockkranen, wie sie unpraktischerweise in den Vereinigten Staaten und dem an Hellingkranen noch armen England verhältnismäßig oft verwendet werden, nahm den breitesten Raum ein die Behandlung der über der Helling angeordneten Laufkrankombinationen. Sind doch gerade diese — allerdings die kostspieligsten in der Beschaffung — bei der Mehrzahl der neuesten Erweiterungsbauten unserer großen Schiffswerften an der Nord- und Ostsee als zweckmäßigste Transportsysteme gewählt worden, mittels derer ein flottes, unabhängiges und rationelles Arbeiten auf der Helling ungleich besser als mit den vorgenannten zu erzielen ist. Als letzten Teil behandelte Herr Michenfelder die Seilbahnen ausführlich. Wie schon bei den kranartigen Vertretern der dem Schiffbau dienenden Transportsysteme, vermochte der Redner auch hier den Einrichtungen unserer heimischen Schiffbaustätten den Vorzug zweckmäßigster Durchbildung und rationeller Verwendbarkeit zuzuerkennen.

Für die Diskussion dieses beifällig aufgenommenen Themas meldeten sich die Herren Oberingenieur Brinkmann, Dr. Ing. Foerster und Professor Laas zu Wort. Aus allen Ausführungen trat der auffallende Mangel moderner Hellingkrananlagen auf englischen Werften klar zutage.

Diese Feststellung benützte der letzte Redner des Tages, Herr Dr. phil. Franz Hochstetter-Berlin, um seinen Vortrag über:

„Lohntarifverträge im Schiffbau"

und zugleich auch sich selbst als neuen Geschäftsführer der Schiffbautechnischen Gesellschaft einzuführen. Nach der Ansicht des Vortragenden, die er durch Zitate hervorragender englicher Werftbesitzer begründen konnte, sind die mit den englischen Arbeitern abgeschlossenen Tarifverträge ein sehr wichtiger Hinderungsgrund und zugleich auch eine interessante Erklärung für die mangelhafte Ausstattung der englischen Werften mit modernen Transporteinrichtungen. Bei aller Sympathie für konstitutionelle Arbeitsverträge entschied sich der Redner gegen die Einführung von Tarifverträgen auf deutschen Werften, welche die Konkurrenzkraft des deutschen Schiffbaues auf dem Weltmarkte schwächen müßten.

Die eifrige Diskussion, in welcher die Herren Rechtsanwalt Dr. Vielhaben, Wirklicher Geheimer Admiralitätsrat Harms und Geheimer Marinebaurat Wiesinger gemeinsam dem Wunsche Ausdruck gaben, daß dieses für unsere Werften so bedeutungsvolle Thema für die Schiffbautechnische Gesellschaft den Anlaß zu weiteren Untersuchungen bieten möge, bewies die erfreuliche Tatsache, daß mit der Wahl dieses sozialpolitischen Vortrages der Vorstand die Zustimmung der Versammlung getroffen hatte.

Im engsten Anschluß an die Sitzungen in der Hochschule brach man unter der Führung Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs auf, um die beiden an der Charlottenburger Brücke wartenden Sterndampfer zu besteigen, welche die Teilnehmer, nahezu 300 an der Zahl, zu den am Nonnendamm gelegenen Siemens-Schuckertwerken führen sollten. Dank der schnellen Durchschleusung dauerte die Fahrt nicht lange. An der provisorisch errichteten Landungsbrücke wurden die Ankommenden von den Herren Direktoren und Oberingenieuren der Firma unter Vorantritt des Herrn Geheimrats W. v. Siemens auf das liebenswürdigste begrüßt. In der denkbar gastfreiesten Weise wurde später den Teilnehmern in den Kasinos und Speisesälen der Fabrik ein Frühstück dargeboten. Jedem wird diese Besichtigung stets in dankbarer Erinnerung stehen. Ein ausführlicher Bericht über das Gesehene mit Abbildungen findet sich im letzten Kapitel „Besichtigungen" des Jahrbuches auf Seite 579.

VIII. Protokoll

über die geschäftliche Sitzung der zehnten Hauptversammlung am Freitag, den 20. November 1908.

Entsprechend dem § 23 der Sitzung enthält die Tagesordnung folgende 6 Punkte:

1. Vorlage des Jahresberichtes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1907.
3. Bekanntgabe der Namen der neuen Gesellschaftsmitglieder.
4. Abänderung der §§ 16 und 17 der Satzungen.
5. Antrag des Vorstandes gelegentlich der zehnten Hauptversammlung: Das Eintrittsgeld für solche Mitglieder zu erlassen, welche zwischen der diesjährigen Hauptversammlung und dem 31. Dezember d. J. eintreten.
6. Ergänzungswahlen des Vorstandes und der Rechnungsprüfer für das Jahr 1907. Es sind zu wählen: der Vorsitzende und zwei nichtfachmännische Beisitzer.

Getagt wird unter Leitung des Vorsitzenden, des Herrn Geheimrat Professor Busley, und in Gegenwart von etwa 100 Gesellschaftsmitgliedern, die sich im Laufe der Verhandlungen eingefunden hatten, wie folgt:

Der Vorsitzende eröffnet die geschäftliche Sitzung mit einem Hinweis auf die verspätete Zusendung der Drucksachen an die Gesellschaftsmitglieder, die ohne Verschulden der Geschäftsführung durch die Autoren verursacht sei.

1. Der Geschäftsführer verliest den auf Seite 49 abgedruckten Jahresbericht. Das Andenken der im Laufe des Jahres verstorbenen Gesellschaftsmitglieder wird in der üblichen Weise durch Erheben von den Plätzen geehrt. Zum Jahresbericht erhält Herr Regierungsrat Brotzki das Wort. Er beantragt, den Jahresbericht der Zeitersparnis wegen der Versammlung künftighin

gedruckt vorlegen zu lassen. Dieser Antrag sowie der Geschäftsbericht werden hierauf genehmigt.

2. Den Bericht der Rechnungsprüfer für 1907 erstattet Herr Rechtsanwalt Dr. Vielhaben, Hamburg. Der Herr Revisor führt aus, daß wegen des Wechsels in der Geschäftsführung die Rechnungsprüfung diesmal besonders sorgfältig vorgenommen worden sei, daß sie aber zu Beanstandungen keine Veranlassung gegeben hätte. Er empfiehlt daher die Entlastung des Geschäftsführenden Vorstandes, welche von der Versammlung einstimmig beschlossen wird.

3. Auf die Verlesung der Namen der im Jahre 1907 eingetretenen Mitglieder verzichtet die Versammlung. Die Namen der bis zum 28. Dezember angemeldeten Herren folgen in der nachstehenden Liste:

I. FACHMITGLIEDER.

1. Ackermann, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin.
2. Ahlers, Louis, Ingenieur, Roßlau a. E.
3. Ahlers, Otto, Ingenieur, Roßlau a. E.
4. de Ahna, Felix, Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg.
5. Ahnhardt, Marine-Schiffbaumeister, Berlin.
6. Ambronn, Victor, Diplom-Ingenieur, Bremen.
7. Aresa, Hans, Ingenieur, Breslau.
8. Artus, Kaiserl. Marine-Baumeister, Reichs-Marineamt, Berlin.
9. Asthöwer, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft.
10. Baath, Kurt, Diplom-Ingenieur, Bremen.
11. Baur, G., Baurat, Direktor der Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel-Gaarden,
12. Beckh, Otto, Oberingenieur der Germaniawerft, Kiel.
13. Berndt, Rechnungsrat, Groß-Lichterfelde.
14. Bettac, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Stettin.
15. Biedermann, Schiffbau-Diplomingenieur beim Norddeutschen Lloyd.
16. Biese, Max, Maschinenbau-Betriebsingenieur, Geestemünde.
17. Bigge, Karl, Diplom-Ingenieur, Berlin.
18. Blechschmidt, Marine-Schiffbauingenieur, Berlin.
19. Bockelmann, H., Schiffbau-Ingenieur, Bremerhaven.
20. Böttcher, Ernst, Ingenieur, Bremen.

21. Bohnstedt, Oberlehrer und kommissarischer Direktor der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule zu Kiel.
22. Bormann, Alfred, Schiffbau-Ingenieur am Kaiserl. Russischen Ministerium des Wegebaues, St. Petersburg.
23. Boyens, Friedrich, Ingenieur, Elbing.
24. Breuer, C., Ingenieur, Stettin.
25. Brie, Harry, Ingenieur, Stettin.
26. Bruckhoff, Carl A. E., Leiter der Versuchsstation des Norddeutschen Lloyd, Lehe.
27. Brüll, Max R., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg.
28. Buchsbaum, Georg, Schiffbau-Ingenieur beim Germanischen Lloyd, Friedenau.
29. Büsing, R., Maschinenbau-Ingenieur, Bremerhaven.
30. Büttgen, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft.
31. Buttermann, Ingenieur, Pankow b. Berlin.
32. Buttmann, Marine-Schiffbaumeister, Kiel.
33. Cerio, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft.
34. Claussen, J., Schiffbau-Ingenieur, Flensburg, Flensburger Maschinenbaugesellschaft.
35. Dahlby, Gustav, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin.
36. Dietze, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden.
37. Dech, Konst.-Sekretär, Friedenau.
38. Dreyer, Karl, Elektroingenieur der Firma F. Schichau, Elbing.
39. Ehrlich, Alexander, Schiffbau-Ingenieur, Stettin.
40. Eigendorff, G., Schiffbau-Ingenieur, Brake i. Oldenburg.
41. Erbach, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
42. Esser, Matthias, Ober-Ingenieur, Bremen.
43. Falbe, E., Diplom-Ingenieur, Techn. Hilfsarbeiter im Reichsmarineamt, Charlottenburg.
44. Fechter, Georg, Ingenieur, Landsberg a. W.
45. Fischer, Willi, Ingenieur, Altona a. d. Elbe.
46. Franke, Emil, Betriebs-Ingenieur, Roßlau.
47. Franz, J., Schiffbau-Ingenieur, Stettin.
48. Friedrichs, K., Friedenau.
49. Gerlach, Ferd., Schiffbau-Ingenieur, Stettin.

50. Gerlach, Marinebaurat, Kiel, Kaiserl. Werft.
51. Gerloff, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde.
52. Greve, Heinrich, Ingenieur, Dessau.
53. Grimm, Max, Diplom-Ingenieur, Techn. Hilfsleiter im Reichs-Marineamt, Charlottenburg.
54. Haertel, J., Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Stettin.
55. Häpke, Gustav, Diplom-Ingenieur, Hilfsarbeiter am Reichs-Marineamt, Charlottenburg.
56. Hahn, Paul L., Schiffsmaschinen-Ingenieur, Bremen.
57. Harich, Arnold, Diplom-Ingenieur, Stettin.
58. Harmes, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Stettin.
59. Harms, W., Schiffbau-Techniker, Hamburg.
60. Heden, A. Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
61. Hein, Paul, Ingenieur, Stettin.
62. Heitmann, Ludwig, Betriebs-Ingenieur, Stettin.
63. Hellemanns, Thomas Nikolaus, Schiffsm.-Ingenieur, Roßlau.
64. Hemmann, Marine-Baumeister, Wilhelmshaven.
65. Hering, Geh. Konstr.-Sekretär, Zehlendorf.
66. Hildebrand, Carl, Ober-Ingenieur, Bremen.
67. Hildebrandt, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Stettiner Maschinenbau A.-G. „Vulkan".
68. Hoch, Johannes, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Roßlau.
69. Hohn, Theodor, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Roßlau.
70. Holthusen, Wilh., Ober-Ingenieur, Hamburg-Steinwärder, Ellerholzdamm, Norderwerft (R. Holtz).
71. Hutzfeldt, M., Prokurist, Kiel-Wellingsdorf.
72. Jaborg, Marine-Baumeister, Berlin, Reichs-Marineamt.
73. Jacob, Oskar, Schiffbau-Ingenieur, Stettin.
74. Jansson, H., Ingenieur, Bremen.
75. Johannsen, F., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Friedr. Krupp A.-G., Germaniawerft.
76. Just, Curt, Kaiserl. Marine-Schiffbaumeister, Berlin.
77. Kellerhoff, Joh., Schiffbau-Ingenieur, Breslau, Werft Caesar Wollheim.
78. Kiel, Karl, Ingenieur, Stettin-Bredow, Stettiner Maschinenbau-A.-G. „Vulkan".
79. Kienappel, Karl, Betriebs-Ingenieur, Elbing.

80. Kiselowsky, E., Berlin.
81. Killat, Techn. Sekretär, Friedenau.
82. Kirberg, Konstr.-Sekretär, Steglitz.
83. Klein, Karl, Betriebs-Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.
84. Knauer, W., Ober-Ingenieur und Prokurist des Bremer Vulkan, Vegesack.
85. v. Knobloch, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft.
86. Koch, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Stettin.
87. Köser, J., Ingenieur, i. F. J. H. N. Wichhorst, Hamburg-Kl. Grasbrock.
88. Kristanz, Hermann, Ingenieur, Stettin-Grabow.
89. Krohn, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Bremen.
90. Krüger, Gustav, Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg.
91. Krüger, Hans, Marine-Maschinenbaumeister a. D., Berlin.
92. Krumbein, Berthold, Diplom-Ingenieur, Elbing.
93. Krumreich, Konstr.-Sekretär, Steglitz.
94. Kühnke, Marine-Schiffsbaumeister, Kiel.
95. Kunert, Leo, Ingenieur, Breslau.
96. Läzer, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
97. Lange, Alfred, Diplom-Ingenieur, Schiffbau-Betriebs-Ingenieur, Wilhelmshaven.
98. Laudahn, Wilhelm, Marine-Baumeister, Grunewald.
99. Leist, Carl, Professor an der Technischen Hochschule Berlin.
100. Lemke, Diplom-Ingenieur, Rostock i. M.
101. Lieman, Otto, Diplom-Ingenieur, Bremen.
102. Löflund, Marine-Schiffsbaumeister, Wilhelmshaven.
103. Lorenz, Geh. Konstr.-Sekretär, Friedenau.
104. Lottmann, Marine-Bauführer, Wilhelmshaven.
105. Luehrs, Daniel M., Ober-Ingenieur, i. F. Mc. Creery Engineering Co., Toledo, Ohio, Nord-Amerika.
106. Marseille, Theo, Diplom-Ingenieur, Schiffswerft, Cöln-Deutz, Cöln a. Rh.
107. Matthaei, Wilhelm O., Dr.-Ing., Charlottenburg.
108. Mau, Wilhelm, Diplom-Ingenieur, Elbing.
109. Medelius, Oskar Th., Betriebs-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
110. Mehlhorn, Alfred, Bureauchef für Maschinenbau und Prokurist der Howaldts-Werke, Neumühlen-Dietrichsdorf.

111. Mehrtens, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Kiel.
112. Meier, B., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft.
113. Meier, Bruno, Schiffbau-Ingenieur, Stettin.
114. Menke, Hermann, Ingenieur, Stettin.
115. Mennicken, Geh. Konstruktionssekretär, Steglitz.
116. Methling, Kaiserlicher Marine-Baurat, Halensee.
117. Minnich, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Breslau, Werft Caesar Wollheim.
118. Mölle, Geh. Konstr.-Sekretär, Friedenau.
119. Mohr, Marine-Baumeister, Kiel, Kaiserl. Werft.
120. Morche, J., Geh. Konstr.-Sekretär, Friedenau.
121. Müller, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Stettin.
122. Müller, Kurt, Marine-Schiffbaumeister, Wilhelmshaven.
123. Neugebohrn, Carl, Dr.-Ing., Stettin.
124. Nitsch, Josef, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Roßlau.
125. Oeding, Gustav, Lloyd-Inspektor, Bremerhaven.
126. Peters, Marine-Baumeister, Danzig-Langfuhr.
127. Peters, Franz, Mannheim, Schiffs- und Maschinenbau-A.-G. Mannheim.
128. Petersen, Ernst, Ingenieur, Kiel-Dietrichsdorf.
129. Petersen, Martin, Ingenieur, Kiel.
130. Petzold, Waldemar, Schiffbau-Ingenieur, Lübeck.
131. Pfeiffer, Adolf, Schiffbau-Ingenieur, Brandenburg a. H.
132. Plehn, Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven.
133. Raabe, G., Marine-Baumeister, Wilhelmshaven.
134. Rath, Konstr.-Sekretär, Berlin.
135. Reichert, Gustav, Diplom-Ingenieur, Vegesack.
136. Richter, Hans, Direktor der Germaniawerft, Kiel.
137. Richter, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Bremen.
138. Richter, Konst.-Sekretär, Steglitz.
139. Rosenbusch, Hermann, Ingenieur, Elbing, i. Fa. F. Schichau.
140. Rother, Eugen, Oberingenieur, Mannheim, Schiffs- und Maschinenbau-A.-G. Mannheim.
141. Sachsenberg, Ewald, Dr.-Ing., Cöln.
142. Saeftel, Hüttendirektor, Dillingen-Saar.
143. Saiuberlich, Th., Direktor der J. Frerichs & Co. A.-G., Osterholz-Scharmbeck.

144. Salfeld, Marinebaumeister, Kiel, Kaiserl. Werft.
145. Sartoris, Geh. Konst.-Sekretär, Friedenau.
146. Schalin, Hilding, Maschinenbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
147. Scharlible, Diplom-Ingenieur, Kiel, Kaiserl. Werft.
148. Scheitzger, Geh. Konst.-Sekretär, Friedenau.
149. Scherbarth, Franz, Diplom-Schiffbauingenieur, Stettin.
150. Schlichting, Marine-Baumeister, Kiel.
151. Schlie, Hans, Diplom-Ingenieur, Bollinken 2a b. Stettin.
152. Schmidt, H., Marine-Baumeister, Kiel.
153. Schönemann, R., Diplom-Ingenieur, Charlottenburg.
154. Scholz, William, Diplom-Ingenieur, Hamburg.
155. Schreiter, Marine-Baumeister, Kiel, Kaiserl. Werft.
156. Schroeder, Richard, Ingenieur der Schichau-Werft, Danzig.
157. Schürer, Friedrich, Marine-Bauführer, Wilhelmshafen.
158. Schulz, Bruno, Marinebaurat, Wilmersdorf.
159. Schulz, Carl, Ingenieur, Betriebschef der Kesselschmiede und Lokomotivenfabrik F. Schichau, Elbing.
160. Schulz, Paul, Ingenieur, Bremerhaven.
161. Seide, Otto, Ingenieur, Bremen.
162. Sichtau, Reinhold, Marine-Schiffbaumeister, Kiel.
163. Skalweit, Diplom-Ingenieur, Charlottenburg.
164. Sodemann, Rudolf, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg.
165. Spies, Marine-Baumeister, Wilhelmshaven.
166. Stach, Erich, Marine-Baumeister, Berlin.
167. Stauch, Adolf, Dr.-Ing., Oberingenieur und Prokurist der Siemens-Schuckert-Werke, G. m. b. H., Friedenau.
168. Sternberg, A., Konstr.-Sekretär, Berlin.
169. Stieghorst, Geh. Konstr.-Sekretär, Wilmersdorf.
170. Stöckmann, Geh. Konstr.-Sekretär, Berlin.
171. Stoll, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Stettin.
172. Strehlow, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
173. Theu, Dr.-Ing., Baumeister, Hamburg.
174. Thomas, H. E., Diplom-Ingenieur, Charlottenburg.
175. Tradt, M., Diplom-Ingenieur, Friedenau.
176. Trautwein, William, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Roßlau.
177. Vivanco, de, Adolph, Diplom-Ingenieur, Kiel, Kaiserl. Werft.
178. Vollmer, Franz, Schiffbau-Ingenieur, Breslau.

179. Wallwitz, Franz, Direktor der Stettiner Maschinenbau-A.-G., „Vulkan", Stettin.
180. Wencke, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde.
181. Westphal, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft.
182. Wichmann, Marine-Bauführer, Wilhelmshaven.
183. Wiemann, Paul, Ingenieur und Werftbesitzer, Brandenburg a. H.
184. Wiesinger, W., Diplom-Ingenieur, Marine-Baumeister, Kiel.
185. Wigand, Albert, Diplom-Ingenieur, Steglitz.
186. Wittmaak, H., Diplom-Ingenieur, Zehlendorf.
187. Wittmann, Marinebaumeister, Wilhelmshaven.
188. Ziehl, Emil, Oberingenieur der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. Schwartzkopff, Berlin.

II. MITGLIEDER.

a) Lebenslängliche Mitglieder.

1. Biermann, Leopold G. H., Künstler, Bremen.
2. Forstmann, Erich, Kaufmann, i. Fa. Schulte & Schemmann und Schemmann & Forstmann, Hamburg.
3. Gutjahr, Louis, Generaldirektor der Badischen Aktiengesellschaft für Rheinschiffahrt und Seetransport, Antwerpen.
4. Harder, Hans, Ingenieur, Berlin.

b) Ordnungsmäßige Mitglieder.

1. Ansorge, Martin, Ingenieur, Berlin.
2. Baisch, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
3. Bartsch, Carl, Direktor del „Astillero Behrens" Valdivia, Chile.
4. Beikirch, Franz, Ober-Ingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade.
5. Belknap, R. R., Korvettenkapitän und Marine-Attaché bei der amerikanischen Botschaft, Berlin.
6. Bendemann, D., Dr.-Ing., Lindenberg, Kr. Beeskow.
7. Beschoren, Karl, Diplom-Ingenieur, Charlottenburg.
8. Bitterling, Willi, Marine-Ingenieur a. D., Friedenau.
9. Bock, A., Techniker, Hamburg, Blohm & Voß.
10. Böcking, Geh. Kommerzienrat, Hüttenbesitzer, Brebach-Saar.

11. Böker, M. G., Technischer Direktor, Remscheid.
12. Bosse, Rudolf, Betriebs-Direktor der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.
13. Bracht, Walter, Diplom-Ingenieur, Wilmersdorf.
14. Brandenburg, Ober-Ingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.
15. Brumm, Ernst, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
16. Calmon, General-Direktor, Hamburg, Asbest- und Gummiwerke, Akt.-Ges.
17. Colmorgen, Christian, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen.
18. Constabel, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
19. Dahl, Hermann, Ingenieur und Direktor der Gesellschaft für moderne Kraftanlagen, Berlin.
20. Dahlström, H., Vorstandsmitglied des Nordischen Bergungs-Vereins, Hamburg.
21. Dahlström, W., Assessor, z. Z. Syndikus der Firma W. Dahlström, Hamburg, Elbhof.
22. Dammann, P., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
23. D'Andrezel, Capitaine de Frégate, Attaché Naval à l'Ambassade de France, Berlin.
24. Dapper, Dr., Carl, Professor, Geh. Medizinalrat, Bad Kissingen.
25. Demnitz, Gustav, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Stettin.
26. Diederichsen, G., jr., Schiffsreeder, i. F. M. Jessen, Hamburg-Reichenhof.
27. Diesel, Rudolf, Dr.-Ing., Zivil-Ingenieur, München.
28. Dodillet, Richard A., Ober-Ingenieur, Südende bei Berlin.
29. Dölberg, E., Oberleutnant zur See, Sonderburg, Artillerie-Schule.
30. Driessen, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Stettin.
31. Dücker, A., Kapitän, Hamburg, Afrikahaus.
32. v. Einem, George, Kapitänleutnant, Kiel.
33. Ekmann, Gustav, Ehrendoktor, Göteborg, Mek. Werkstad.
34. Engelhausen, W., Betriebs-Ingenieur, Bremen.
35. von Eucken-Addenhausen, Georg, Exzellenz, Wirklicher Geh. Rat und Großherzoglich Oldenburgischer Gesandter, Berlin.
36. Fankhauser, Eduard, Diplom-Ingenieur, Stettin.
37. Fasse, Ernst, Ingenieur, Hanseatische Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Lübeck.

38. Fesenfeld, Wilh., Diplom-Ingenieur, Akt.-Ges. „Weser", Bremen.
39. Flohr, Willy, Diplom-Ingenieur, Berlin.
40. Flügger, Eduard, Fabrikant, Hamburg.
41. Gerdts, Gustav F., Kaufmann, Bremen.
42. Gleitz, Ernst, Direktor der Neuen Deutsch-Böhmischen Elbschiffahrt-A.-G., Dresden.
43. Goßler, Oskar, Kaufmann, Hamburg.
44. Günther, R., Regierungs-Baumeister a. D., Berlin.
45. Hammer, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
46. Hammer, Felix, Diplom-Ingenieur, Stettin.
47. Hartmann, Eugen, Professor, Ingenieur, Frankfurt a. M.
48. Hemmel, C., Techniker, Hamburg, Blohm & Voß.
49. Hensolt, Johannes, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
50. Herbrecht, Carl, Direktor der Rheinischen Stahlwerke, Abteilung Duisburger Eisen- und Stahlwerke, Duisburg.
51. Herwig, August, Hüttenbesitzer, Dillenburg.
52. Herwig, M., jr., Fabrikbesitzer, i. Fa. Eisenwerk Lahn, M.u. R.Herwig jr., Dillenburg.
53. Hesse, Paul, Fabrikdirektor, Berlin.
54. Hippsich, Karl, Ingenieur, Bremen.
55. Hissink, Direktor der Bergmann-Elektrizitätswerke, Berlin.
56. Hochstetter, Franz, Dr. phil., Geschäftsführer, Berlin.
57. Hoffert, Kapitänleutnant, IV. Halbflottille S. M. Tptbt., V 157.
58. Hoffmann, W., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
59. Ito, O., Kapitän z. S. und Marineattaché d. Kais. Jap. Marine, Berlin.
60. Jacobsen, Louis, Oberingenieur, Hamburg.
61. Jahn, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden Germaniawerft.
62. Janda, Emil R., Architekt, Hamburg.
63. Jannasch, G. A., Fabrikdirektor, Laurahütte O.-S.
64. Janssen, Oberingenieur der Bergmann-Elektrizitätswerke, Berlin.
65. Janzon, Paul, Oberingenieur, Berlin.
66. Jochmann, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin.
67. v. Kajdacsy, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
68. Kammerhoff, Meno, Direktor der Deutschen Edison-Akkumulatoren-Company, G. m. b. H., Berlin.
69. Kemperling, Adolf, Bevollmächtigter der Gebr. Böhler & Co., Akt.-Ges., Berlin.

70. Kluge, Hans, Diplom-Ingenieur, Stettin.
71. Knoll, Walter, Ingenieur, Alt Geltow b. Werder a. H.
72. Köbisch, Marine-Chefingenieur, Wilhelmshaven.
73. Kölln, Friedrich, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
74. Kopitzke, Erich, Ingenieur, Stettin.
75. von Kries, Carl, Direktor der Howaldtswerke, Kiel.
76. Krüger, Friedrich, Prokurist, Roßlau.
77. Kühlwetter, Kapitän z. S., Wilhelmshaven, Verwaltung der Deckoffizierschule.
78. Kühnen, Th., Betriebs-Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.
79. Kunstmann, Walter, Schiffsreeder, Stettin.
80. Läsch, Otto, Prokurist, Hamburg.
81. Lange, Claus, Schiffsmaschinen-Ingenieur, Bremen.
82. Lange, H., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
83. Lempelius, Ove, Diplom-Ingenieur, Flensburg.
84. Lender, Rudolf, Kapitän a. D. und Fabrikbesitzer, Schöneberg.
85. Leyde, Oskar, Zivil-Ingenieur, Wilmersdorf.
86. Linde, Gustav, Regierungsbaumeister a. D., Berlin.
87. Lorenzen, L., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
88. Lotzin, Willy, Kaufmann, Danzig.
89. Maaß, Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Charlottenburg.
90. Martini, Günther, Kapitänleutnant, Danzig-Neufahrwasser.
91. Mauder, Georg, Oberingenieur, Nürnberg, Siemens-Schuckert-Werke.
92. Meinders, Hermann, Diplom-Ingenieur, Bremen.
93. Menthen, Wilhelm, Direktor der Rheinschiffahrts-A.-G. vorm. Fendel, Mannheim.
94. Merz, Ernst F. W. B., Ingenieur, Stettin-Bredow.
95. Meyer, C., Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
96. Meyer, Dietrich, Reg.-Baumeister a. D., Redakteur der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, Berlin.
97. Meyer, Heinrich, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
98. Meyer, Paul, Dr. phil., Ingenieur, Direktor, Berlin.
99. Michenfelder, C., Diplom-Ingenieur, Düsseldorf.
100. Müller, Friedrich Wilhelm, Abteilungsvorsteher, Dessau.
101. Natalis, H., Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin.
102. Nobis, Kapitänleutnant, Wilhelmshaven, Verwaltung der Deckoffizierschule.

103. Noe, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
104. Paatsch, G., Techniker, Hamburg, Blohm & Voß.
105. Pantke, Marine-Stabsingenieur, Wilhelmshaven.
106. Paschkes, E. W., Oberingenieur, Tegel.
107. Paul, Fritz, Diplom-Ingenieur, Stettin.
108. Paulsen, Heinrich, Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
109. Pischon, Walter, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
110. v. Plettenberg, Freiherr, Prokurist d. Norddeutschen Lloyd, Bremen.
111. Prager, Curt, Ingenieur, Berlin.
112. Presting, Wilhelm, Hofbuchhändler, Dessau.
113. Probet, Martin, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
114. Pröhl, A., Betriebs-Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.
115. Quaatz, Oberleutnant z. S., kommandiert b. Torpedo-Versuchskommando, Kiel.
116. Quitmann, R., Ingenieur, Westend.
117. Redlin, Gerichtsassessor a. D., Leutnant d. R. des 1. Westpr. Pionierbataillons Nr. 17, Berlin.
118. Regenbogen, Konrad, Betriebsdirektor der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.
119. Reichel, W., Professor, Dr.-Ing., Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Lankwitz b. Berlin.
120. Rellstab, Dr., Ludwig, Direktor der A.-G. Mix & Genest, Südende bei Berlin.
121. Rompano, C., Techniker, Hamburg, Blohm & Voß.
122. Runkwitz, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
123. Schapper, Theod., Oberst und Regimentskommandeur a. D., Friedenau.
124. Scheehl, Georg, Oberingenieur, Hamburg.
125. Scheel, W., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
126. Schining, Direktor, Dortmund.
127. Schirnick, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Zoppot.
128. Schmidt, Oskar, Direktor, Cöln a. Rh.
129. Schmidt, Richard (VI), Nonnendamm, Siemens & Halske.
130. Schreck, H., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
131. Schröder, Carl, Ober-Ingenieur und Prokurist, Gleiwitz, O.-S.
132. Schultze, Moritz, Direktor, Magdeburg.
133. Schwarz, Ed., Direktor, Berlin.
134. Schwarzenberger, Georg, Ingenieur, Elbing, Schichau-Werft.

135. Seeger, J., Kaufmann und Prokurist, Danzig, Schichau-Werft.
136. Sendker, L., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
137. Simony, Theophil, Ingenieur, Gleiwitz, O.-S.
138. Sodemann, Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
139. Spannhake, Wilhelm, Diplom-Ingenieur, Stettin.
140. Sprenger, William, Kapitän und Reeder, Stettin.
141. Steinmeyer, Carl, Marine-Stabs-Ingenieur a. D., Wilmersdorf.
142. Stelljes, Erich, Maschinenbau-Ingenieur, Bremen.
143. Stender, W., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
144. Strohmeyer, Kapitän z. S., Direktor der Kaiserl. Torpedowerkstatt, Friedrichsort bei Kiel.
145. Stubmann, Dr. phil., Geschäftsführer, Hamburg.
146. Stumpf, Johannes, Professor, Berlin.
147. Süchting, Wilhelm, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
148. Surenbrock, W., Direktor, Hamburg, Kl. Grasbrook, Reiherstieg Schiffswerfte.
149. Thiele, J., Marine-Oberstabs-Ingenieur, Wilhelmshaven.
150. Uhlich, Carl Hugo, Direktor der Maschinenfabrik Haubold jr., G. m. b. H., Chemnitz.
151. von Uslar, Diplom-Ingenieur, Nonnendamm, Siemens & Halske.
152. Vahland, Otto, Direktor, Bremen.
153. Voit, Wilhelm, Zivil-Ingenieur, Berlin-Steglitz.
154. Voerste, Otto, Ober-Ingenieur, Südende b. Berlin.
155. Vogel, Hans, Ingenieur, Stettin.
156. Wandel, F., Ingenieur, Elbing.
157. Weber, Fritz, Ingenieur, Stettin.
158. Wendler, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
159. Wilms, R., Ingenieur und Expert des Bureau Veritas, Essen-Ruhr.
160. Wimplinger, A., Ingenieur der Maschinenbaugesellschaft „Vulkan", Stettin.
161. Winter, Günther, Ober-Ingenieur, Nürnberg, Siemens-Schuckertwerke.
162. Wolfenstetter, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
163. Wolff, Friedrich, Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
164. Wolffram, Geh. Ober-Regierungsrat, Vortragender Rat im Reichsamt des Innern, Halensee.
165. Zickerow, K., Techniker, Hamburg, Blohm & Voß.

4. Zu dem Punkte 4 der Tagesordnung, betreffend die Abänderung der §§ 16 und 17 der Satzungen, trägt der Vorsitzende der Versammlung den Beschluß des Vorstandes vom 3. Oktober 1908 vor, den bisherigen Jahresbeitrag und das Eintrittsgeld auf 20 M. herabzusetzen, mit der Begründung, daß es für die Gesellschaft von Vorteil wäre, in dieser Beziehung den anderen großen technischen Verbänden gleichzukommen. Gegen diesen Antrag wendet sich Herr Professor Laas und erwidert, daß für den Fall der Ermäßigung der Beiträge die Gesellschaft infolge der zu erwartenden Mindereinnahmen in Zukunft noch weniger als bisher in der Lage sein dürfte, aus dem Stipendienfonds Unterstützungen für wissenschaftliche Arbeiten zu bewilligen. Auf diesen Einwand erwidert der Vorsitzende, daß der Stipendienfonds nach der Satzung hauptsächlich zur Gewährung von Reisestipendien an solche Fachmitglieder benutzt werden soll, welche nach beendetem Studium mindestens drei Jahre auf einer Werft oder in einer Schiffsmaschinenfabrik tätig waren. Erst in zweiter Reihe sollen aus den Zinsen des Stipendienfonds wissenschaftliche Untersuchungen unterstützt werden. Hierfür sind auch schon wiederholt Mittel bewilligt worden, soweit es sich um Arbeiten gereifter, praktisch erfahrener Ingenieure gehandelt hat. Beihilfen für Versuche, welche die Grundlage für Doktorarbeiten jüngerer Herren zu bilden bestimmt sind, werden indessen aus dem Stipendienfonds grundsätzlich nicht bewilligt.

Es entspinnt sich in der Folge noch eine längere Diskussion, an welcher sich außer dem Vorsitzenden die Herren Oberst Schapper, Oberingenieur Rosenberg, Marinebaurat Strache, Wirklicher Geheimer Oberbaurat und Professor Rudloff, Geheimer Oberbaurat Hoßfeld, Oberingenieur Sütterlin, Geheimer Oberbaurat Veith und Zivilingenieur Benjamin beteiligen. Die Herabsetzung des Eintrittsgeldes wird alsdann von der Versammlung einstimmig, die Ermäßigung des Jahresbeitrages mit der erforderlichen dreiviertel Mehrheit beschlossen.

5. Der Antrag des Vorstandes gelegentlich der X. Hauptversammlung: „Das Eintrittsgeld für solche Mitglieder zu erlassen, welche zwischen der diesjährigen Hauptversammlung und dem 31. Dezember d. J. eintreten", wird ohne Debatte angenommen.

6. Zur Wahl stehen laut Tagesordnung der Vorsitzende und zwei nichtfachmännische Beisitzer. Exzellenz v. Eickstedt, Admiral z. D., bringt die Wiederwahl des bisherigen Vorsitzenden und der bisherigen Vorstandsmitglieder in Anregung. Auf die Frage des Herrn Baurat Max Krause bemerkt der Vorsitzende, daß die Wiederwahl durch Zuruf angängig sei, falls

von keiner Seite ein Widerspruch erfolge. Da sich ein solcher nicht erhebt, erklärt der Vorsitzende die folgenden Herren für eine dreijährige Amtsdauer als wiedergewählt.

Als Vorsitzender: 1. Herr Geheimer Regierungsrat und Professor Busley. Als nichtfachmännische Beisitzer: 2. Herr Konsul und Vizepräsident des Norddeutschen Lloyd Fr. Achelis, Bremen; 3. Herr Direktor Dr.-Ing. G. Gillhausen, Essen.

Sämtliche Herren nehmen die Wiederwahl an.

Darauf werden die bisherigen Rechnungsprüfer Herr Dr. Vielhaben und Herr Direktor Masing einstimmig wiedergewählt, welche gleichfalls die Wahl annehmen.

Von der Abhaltung einer Sommerversammlung für das nächste Jahr beschließt die Versammlung auf Vorschlag des Vorstandes Abstand zu nehmen. An ihrer Stelle soll am 23. Mai 1909 anläßlich des 10jährigen Bestehens der Gesellschaft ein zwangloses Stiftungsfestessen in Berlin abgehalten werden.

Zuletzt beschließt die Versammlung auf Anregung des Vorstandes unter allgemeinem Beifall einstimmig, Herrn Königlichen Baurat Rudolf Haack in Eberswalde, den Nestor des deutschen Schiffbaues und den Erbauer des ersten deutschen eisernen Panzerschiffes, anläßlich der zehnten Hauptversammlung zum Ehrenmitgliede zu ernennen.

Hiermit ist die Tagesordnung erledigt, worauf der Vorsitzende die X. geschäftliche Sitzung schließt.

Charlottenburg, den 20. November 1908.

gez. Busley,	gez. Dr. Hochstetter,
Vorsitzender.	Schriftführer.

IX. Unsere Toten.

Wie auf Seite 50 des Geschäftsberichtes bereits vermerkt, hat die Gesellschaft auch im abgelaufenen Geschäftsjahre wieder eine Reihe hervorragender Mitglieder durch den Tod verloren. Ihnen sei an dieser Stelle ein ehrendes Denkmal gesetzt.

1. Herr Direktor F. Klemperer—Berlin, am 9. Januar.
2. Herr Schiffbau-Ingenieur Bruno Heyn—Elbing, am 11. Januar.
3. Herr Direktor Gustav Dürr—Düsseldorf, am 14. Februar.
4. Herr Ingenieur W. A. Weber—Hamburg, am 19. Februar.
5. Herr Kaufmann Gustav Pepper—Hamburg, am 27. Februar.
6. Herr Generaldirektor Fritz Kintzlé—Aachen, am 19. Februar.
7. Herr Oberingenieur Heinrich Putscher—Emden, am 24. März.
8. Herr Kaufmann J. H. Heidmann—Wiesbaden, am 30. April.
9. Herr Rittergutsbesitzer Max Freiherr von Hewald—Podewils, am 13. Mai.
10. Herr Geheimer Justizrat E. Poetsch—Roßlau a. E., am 21. Juni.
11. Herr Ingenieur W. Küpper—Duisburg, am 12. Juni.
12. Herr Marine-Oberbaurat Hermann Wellenkamp—Kiel, am 15. Juli.
13. Herr Geheimer Baurat Dr. Ing. Th. Peters—Berlin, am 2. September.
14. Herr Kommerzienrat C. Daevel—Kiel, am 12. September.
15. Herr Geheimer Oberbaurat und vortragender Rat im Reichs-Marineamt Rud. Aßmann—Berlin, am 20. November.
16. Herr Marine-Oberbaurat a. D. und Direktor L. Beck—Sömmerda i. Th., am 15. Dezember.

FELIX KLEMPERER.

Felix Klemperer wurde am 11. Juni 1853 in Prag geboren. Nach Absolvierung der K. K. Staats-Oberrealschule besuchte er seit 1870 das Prager Polytechnikum und von 1872 bis 1874 die Wiener Technische Hochschule. Seine Spezialstudien waren Eisenbahn- und Brückenbau. 1874 erhielt er eine

Stellung als Ingenieur bei den Sächsischen Staatsbahnen mit dem Wohnsitz in Freiburg, in welcher Stellung er etwa 7 Jahre bis zum Jahre 1881 verblieb. Auch beim Bau der Strecke Freiburg-Mulda-Bienenmühle war er im Dienste der Leipzig-Dresdener Eisenbahngesellschaft beschäftigt. Während einer kurzen Tätigkeit als Zivilingenieur in Straßburg gewann er das Vertrauen des Geh. Kommerzienrat Gruson, Magdeburg, welcher ihm das Anerbieten machte, in sein Unternehmen einzutreten. Er erhielt bald die Prokura und wurde bei Umwandlung des Grusonwerkes in eine Aktiengesellschaft Mitglied des Vorstandes, später Direktor der Firma Friedr. Krupp A. G., Grusonwerk in Magdeburg. Vom 1. Januar 1900 ab übernahm er den Vorsitz im Direktorium der Berliner Maschinenbau-Akt.-Ges. Berlin, in welcher Stellung er 8 Jahre lang erfolgreich wirkte. Am 9. Januar 1908 verstarb er nach kurzem Krankenlager an den Folgen einer Influenza auf dem Semmering bei Wien, wo er Erholung zu finden gehofft hatte.

BRUNO HEYN.

Bruno Heyn wurde am 25. September 1856 in Laube, Kreis Stuhm, als Sohn des Gutsbesitzers Theo Heyn geboren. Nach erfolgreichem Besuch der Oberrealschule in Elbing ging er zunächst auf 2 Jahre auf die Gewerbeschule nach Danzig, um sich dem Schiffbaufach zu widmen. Auch seine praktische Ausbildung empfing er dort auf der Kaiserlichen Werft. Darauf studierte er $3^1/_2$ Jahre an der Königlichen Technischen Hochschule zu Charlottenburg und trat nach vollendetem Studium 1880 als Einjährig-Freiwilliger in das Ostpreußische Füsilierregiment Nr. 33 zu Danzig ein, wo er sich später die Qualifikation zum Reserveoffizier erwarb.

Im Jahre 1881 kam er als Schiffbauingenieur zu der Firma F. Schichau in Elbing, war dortselbst lange Jahre Betriebsingenieur und konnte als solcher vor einiger Zeit sein 25jähriges Jubiläum feiern. Am 11. Januar d. J. ereilte ihn nach 27jähriger Tätigkeit bei der Firma F. Schichau plötzlich der Tod. Um ihn trauern seine Familienangehörigen und Freunde, denen sein schlichtes Auftreten und seine ehrenhafte Lebensführung stets ein Vorbild bleiben wird.

GUSTAV DÜRR.

Gustav Dürr wurde am 29. Mai 1853 in Lindau (Bodensee) als Sohn des Königl. Bayer. Oberzollrats Dürr geboren. Er besuchte die Schule

seiner Vaterstadt und das Gymnasium in Neuburg a. d. Donau, später die technische Hochschule in München, wo er dem Corps Germania angehörte. Darnach arbeitete er praktisch als Bauzeichner in Penzberg (Oberbayern), Leipzig und Offenbach, dann als Ingenieur bei den Farbwerken in Höchst a. M. Im Jahre 1883 gab er letztere Stelle auf, um mit kleinen Anfängen die Kesselfabrikation zu betreiben. Er ließ sich in Düsseldorf nieder und gründete die Ratinger Kesselfabrik Dürr & Co. Im Jahre 1888 tat er sich, da die Ausdehnung des Werkes seine Geldmittel überstieg, mit Herrn H. Conrad zusammen. Unermüdlich arbeitete er nun an der Verbesserung der damals bekannten Dampfkesselsysteme, für die er einen ganz neuen Typ, den sog. „Dürrkessel" erfand. Auch für Schiffszwecke suchte er sein System nutzbar zu machen und ihm Eingang zu verschaffen, was ihm auch mit vieler Mühe endlich gelang. In Düsseldorf richtete er ein eigenes Werk zur Herstellung von Schiffskesseln „System Dürr" ein, und nach günstigen Versuchen auf dem Schulschiff „Rhein" fanden seine Kessel Eingang in die Kaiserliche Marine.

Als seine Fabrik in Düsseldorf in schönster Blüte stand, ging die Marine zu Versuchen mit leichteren Kesseln über. Die Dürrkessel, die sich sonst in jeder Hinsicht bewährt hatten, wurden dadurch von der unaufhaltsam vorschreitenden Technik überholt. Ein schweres, inneres Leiden hatte ihm die Lebensfreude in den letzten Jahren vor seinem Tode zwar stark verbittert, doch die Hoffnung auf bessere Zeiten stand ihm zur Seite, bis er schließlich von seinem Leiden durch einen sanften Tod am 14. Februar 1908 erlöst wurde.

GUSTAV PEPPER.

Gustav Pepper, Direktor der Deutschen Dampfschiffahrts-Gesellschaft „Kosmos", ist ein geborener Hamburger. In verhältnismäßig jungen Jahren ist er am 1. April 1881 bei der Kosmoslinie eingetreten, nach zehnjähriger Tätigkeit am 30. Dezember 1891 zu ihrem Prokuristen und nach weiteren 3 Jahren am 30. Juni 1894 zum Direktor ernannt worden an Stelle des am 26. April 1894 verstorbenen Direktors Guido Staude. Dieser war kurz nach der Gründung der Reederei 1873 bereits ihr Leiter geworden, als die Flotte der Kosmoslinie nur 8 Dampfer zählte, ihr Kapital nur 5 Millionen Mark betrug. Beim Amtsantritt Peppers umfaßte die Flotte 16 Dampfer, ihr Kapital war auf 6 Millionen Mark angewachsen. Ende 1905 dagegen nannte die Reederei 29 Dampfer von zusammen 131 000 Brutto-Reg.-Tons ihr eigen, und nicht weniger als 6 große Dampfer waren dem letzten Bericht zufolge im Bau. Rund 25 Dampfer sind seit Anfang 1895 für die Reederei ge-

baut oder gekauft worden, abgesehen von dem Zuwachs, der sich aus der Fusion mit der Pacificlinie ergab.

Schon diese wenigen Ziffern zeigen, daß in die Zeit der Direktionsführung Peppers ein starker und glänzender Aufschwung der Gesellschaft fällt. Als Folge einer von Pepper 1897 unternommenen Reise nach den Kaffeeländern Mittelamerikas ergab sich eine stärkere Beteiligung der Linie an den Kaffeetransporten; zum zweiten Male führte im Jahre 1900 eine neue Reise den Leiter der Gesellschaft nach der Westküste Nordamerikas, und eine Folge dieser neuen Informationsreise war die Ausgestaltung der seither mit Erfolg durchgeführten und erweiterten Fahrten nach San Francisco und dem Puget-Sund. War auch die Fahrt nach den Gestaden des Stillen Ozeans, der erst in allerneuester Zeit in den Vordergrund der verkehrsgeschichtlichen Entwicklung getreten ist, nicht so heiß umstritten wie die nach manchen anderen Gebieten, so hat es doch auch der Kosmoslinie an Konkurrenz nicht gefehlt; namentlich neuerdings wird der Verkehr an der Westküste viel umworben, sogar die vielseitige Unternehmungslust der japanischen Reederei setzt sich die Fahrt dahin zum Ziel.

Mit den Resultaten der „Ära Pepper" werden nicht zum mindesten die Aktionäre der Kosmoslinie zufrieden gewesen sein.

Am 1. April 1906 konnte der Verstorbene in geistiger und körperlicher Frische sein 25jähriges Dienstjubiläum bei der Kosmoslinie feiern. Der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehörte er seit ihrer Gründung mit regem Eifer und Interesse als Mitglied an.

Am 27. Februar 1908 setzte der Tod diesem arbeitsreichen Leben nach mehrmonatlicher Krankheit ein Ziel.

FRITZ KINTZLÉ.

Fritz Kintzlé wurde am 19. Januar 1852 in Karlingen (Großherzogtum Luxemburg) geboren. Nach seiner Abiturientenprüfung am Athenäum zu Luxemburg besuchte er die Technische Hochschule zu Aachen, wo er im Jahre 1876 sein Diplomexamen als Hütteningenieur bestand. Seine erste Stelle trat er als gewöhnlicher Arbeiter in Ongrée an. Dort zog er die Aufmerksamkeit der Leiter des Werkes auf sich, so daß er bald Assistent des Generaldirektors Auguste Raze wurde. Am 1. Mai 1897 kam er zum Aachener Hüttenaktienverein, in welchem er im Jahre 1904 sein 25jähriges Dienstjubiläum feiern konnte. 1907, nach der Verschmelzung des Vereins mit der Gelsenkirchener Aktiengesellschaft, wurde er Generaldirektor der Ab-

teilung Rote Erde an Stelle des ausgeschiedenen Geheimen Kommerzienrates Kirdorf. Leider ereilte ihn in dieser hervorragenden Stellung schon frühzeitig, am 19. Februar 1908, nach kurzer, schwerer, mit Geduld getragener Krankheit der Tod.

Der Entschlafene war einer der energischsten Vorkämpfer für die Einführung des Thomasprozesses in Deutschland. Als Vorstandsmitglied des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute und als Mitglied des Aachener Bezirksvereins Deutscher Ingenieure stellte er seine reichen Geistesgaben auch in den Dienst allgemeiner Zwecke. Er war Mitarbeiter des deutschen Normalprofilbuches für Walzeisen und interessierte sich in letzter Zeit besonders für die Kanalfrage und für das Eisenbahnwesen in Luxemburg und Lothringen. Seine großen Verdienste wurden auch an höchster Stelle durch Verleihung des Roten Adlerordens IV. Klasse und der luxemburgischen Eichenlaubkrone anerkannt.

HEINRICH PUTSCHER.

Heinrich Putscher wurde als Sohn eines Kapitäns am 14. November 1863 zu Bremen geboren. Nach Besuch des Gymnasiums empfing er seine praktische Ausbildung auf der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg in Bremerhaven-Geestemünde. Nach Ableistung seiner Militärpflicht ging er auf 4 Jahre nach England. Hierauf kehrte er nach Deutschland zurück und war nacheinander bei den ersten deutschen Werften bei Blohm & Voß in Hamburg, bei der Germaniawerft in Kiel, beim Stettiner Vulkan, bei Schichau in Danzig, beim Bremer Vulkan und bei J. C. Tecklenborg A.-G. in Geestemünde im Handelsschiffbau tätig. Im Jahre 1899 kam er zu der Rickmersschen Werft in Bremerhaven, um hier bald nach seinem Antritt die Leitung der Werft zu übernehmen. Unter seiner Leitung wurde hier u. a. das Schulschiff des Norddeutschen Lloyd „Großherzogin Cäcilie“, sowie die Fünfmastbark „R. C. Rickmers“ erbaut.

Am 1. Juli 1905 wurde er vom Germanischen Lloyd nach Emden berufen, wo er bis zu seinem Tode als Vertreter dieser Gesellschaft für die Entwicklung des Schiffbaues mit Fleiß und gutem Erfolg tätig war. Der Germanische Lloyd hat in dem Heimgegangenen einen pflichttreuen gewissenhaften Beamten, der deutsche Schiffbau einen Mann mit reichen praktischen Erfahrungen und seine Angehörigen einen guten Freund von edlem Charakter verloren.

J. H. HEIDMANN.

Am 13. Mai 1855 in Hamburg geboren, war der Verstorbene bereits seit dem Jahre 1873 im Geschäfte seines Vaters, der Hamburger Kohlenimportfirma H. W. Heidmann, tätig. Am 1. Januar 1887 übernahm er mit seinem Bruder zusammen die Leitung des Geschäfts und verstand es im Laufe der Jahre durch zahlreiche Neugründungen in Berlin, Charlottenburg und Stralau erheblich zu erweitern. Im Jahre 1903 verlegte er sein Hauptgeschäft nach Altona und fügte bald darauf dem Kohlengeschäft noch einen Reedereibetrieb hinzu, indem er bei Sir Raylton Dixon & Co. Ldt. in Middlesborough den ersten nach dem Harrowayschen System gebauten Tankdampfer, der 3000 Br. Reg. Tonnen und 1460 Tonnen Wasserballast faßte, in Bestellung gab.

Herr J. H. Heidmann interessierte sich stets außerordentlich für jede Art von technischen und von Verkehrsfragen. Er war der erste gewesen, der bereits im Jahre 1889/90 mit dem Projekt einer Hamburger Vorortbahn in zwei Broschüren an die Öffentlichkeit trat. In großen Zügen entwarf er bereits damals für die Bahn einen Plan, der sich in den wesentlichen Punkten mit dem jetzt in Ausführung begriffenen deckt. Auch mit den Hamburger Hafenverhältnissen und mit der Korrektion der Unterelbe hat er sich nutzbringend beschäftigt. Nicht geringeres Interesse schenkte er den sozialen Fragen. Für seine eigenen Angestellten gründete er im Jahre 1890 eine besondere Spar- und Unterstützungskasse.

Als Beirat des Statistischen Bureaus des Reichsamtes des Innern, als Mitglied der Hamburger Handelskammer, als Aufsichtsratsmitglied der Hanseatischen Siemens-Schuckert-Werke und als Vorstandsmitglied vieler anderer gemeinnütziger Gesellschaften hat der Verstorbene mit klarem Blick und dank seinen reichen Erfahrungen segensreich gewirkt, bis ein zunehmendes Leiden ihn zwang, die ihm liebgewordenen Ämter niederzulegen und sich vom öffentlichen Leben zurückzuziehen. Nach einem mehrmonatigen Aufenthalt im Süden entschlief er in Wiesbaden am 30. April 1908, ehe es ihm vergönnt war, die Heimat wiederzusehen.

EMIL POETSCH.

Am 21. Juni 1908 starb in Dessau nach kurzem, schweren Leiden infolge einer Operation, der er sich unterziehen mußte, der Geheime Justizrat Emil Poetsch.

Er wurde am 6. Dezember 1833 in Edderitz bei Cöthen in Anhalt geboren, absolvierte das Gymnasium in Cöthen und studierte in Leipzig und

Berlin Jura. Nach Beendigung der juristischen Staatsprüfungen siedelte er als Rechtsanwalt nach Roßlau über, wo er am 23. Mai 1864 zum Bürgermeister gewählt wurde. Nach Ablauf der 12jährigen Amtsperiode schenkte ihm die Bürgerschaft durch Wiederwahl aufs neue ihr Vertrauen, bis er im Jahre 1895 sein Amt niederlegte. Die Stadt Roßlau, deren Einwohnerzahl sich während seiner langjährigen Amtstätigkeit nahezu verdreifacht hat, verdankt ihren bemerkenswerten Aufschwung nicht zum mindensten der Tatkraft, Umsicht und Intelligenz ihres Bürgermeisters und zeichnete ihn bei seinem Scheiden aus dem Amte ganz besonders dadurch aus, daß sie ihn zu ihrem Ehrenbürger ernannte.

Außerordentlich viel hat er zur Hebung von Industrie, Handel und Schiffahrt in seiner Stadt beigetragen. Sein Interesse für die Schiffahrt hat er auch dadurch bekundet, daß er die Schifferschule in Roßlau mitbegründete.

Als langjähriges Mitglied des Anhaltischen Landtages und der Landessynode hat er sich hervorragende Verdienste um Staat und Kirche erworben. Seine sachkundige, selbstlose Tätigkeit in den verschiedensten Ehrenämtern, seine drei Jahrzehnte hindurch bewährte Beteiligung an der Verwaltung des Kreises Zerbst haben überall gebührende Anerkennung und Würdigung gefunden. Hohe Auszeichnungen seines Landesherrn haben seine Treue belohnt. Ehrenhaft war sein Charakter, zuverlässig und bieder, offen und ehrlich war sein Sinn.

Sein Interesse und seine Erfahrungen auf allen Gebieten des öffentlichen Lebens sowie seine außergewöhnlichen Kenntnisse in der Literatur des klassischen Altertums, deren Studium er seine Mußestunden bis in das Greisenalter hinein widmete, gestalteten den Verkehr mit ihm zu einem besonders anregenden.

WILHELM KÜPPER.

Geboren am 11. September 1869, besuchte Wilhelm Küpper das Realgymnasium seiner Vaterstadt Duisburg. Nach Absolvierung desselben arbeitete er auf dem Hochfelder Walzwerk in Duisburg und auf der Charlottenhütte in Niederschelden bei Siegen je ein halbes Jahr lang praktisch und studierte dann 2 Semester auf der Bergakademie in Clausthal und 5 Semester auf der Bergakademie in Berlin Hüttenkunde. Nachdem er in Oldenburg seiner einjährigen Militärpflicht genügt hatte, ging er zu seiner weiteren Ausbildung auf ein Jahr nach Seraing und auf ein weiteres Jahr nach Middlesborough. Hierauf kam er als Assistent des Generaldirektors Köhler zu den Westfälischen Stahlwerken, wo er $3^1/_2$ Jahre verblieb. Später wurde er

auf dem Hochfelder Walzwerk Assistent seines Vaters, um nach dessen Tode am 1. Januar 1907 sein Nachfolger als Hüttendirektor zu werden. Bereits am 12. Juni riß ihn der Tod aus dieser verantwortungsreichen Stellung.

HERMANN WELLENKAMP.

Der Marineoberbaurat und Schiffbaubetriebsdirektor Hermann Wellenkamp wurde am 27. Februar 1865 in Berlin geboren. Häusliche Verhältnisse nötigten seine Eltern im Jahre 1873 nach Leisnig in Sachsen überzusiedeln, wo er bis zu seinem 14. Lebensjahre die Realschule besuchte. Im Jahre 1879 wurde er in die Königliche Realschule zu Berlin, das spätere Kaiser Wilhelm-Realgymnasium, umgeschult, welche Anstalt er nach bestandenem Abiturientenexamen verließ, um an der Technischen Hochschule zu Charlottenburg Schiffbaufach zu studieren. Seine erste praktische Ausbildung empfing er in seiner Studienzeit auf dem Vulkan und bei Möller & Holberg in Stettin. Nach bestandener Bauführerprüfung wurde er seit dem 1. Juli 1891 auf der Kaiserlichen Werft in Kiel beschäftigt. Am 21. August 1894 wurde er zum Marinebaumeister ernannt. Nach mehrjähriger Tätigkeit als Lehrer der Marineakademie unternahm er im Sommer 1899 im Dienste des Reiches eine Studienreise nach England und war seitdem nacheinander in der Konstruktionsabteilung des Reichs-Marineamtes in Berlin, auf der Werft zu Wilhelmshaven und zu Kiel tätig. In letzterer Stellung wurde er zum Marinebaurat und bald darauf zum Marineoberbaurat befördert Am 29. Februar 1908 nahm er seinen Abschied aus dem Reichsdienst, um sich ganz der Vervollkommnung und Verwertung seiner Erfindungen, insbesondere der von ihm konstruierten Schlepp- und Meßvorrichtungen für Schiffsmodelle und Propeller zu widmen. Eine tückische Blinddarm- und Bauchfellentzündung setzte am 15. Juli seinen Arbeiten allzufrüh ein Ziel.

THEODOR PETERS.

Theodor Peters stammte aus dem Siegener Lande. Sein Vater, Dr. jur. Ludwig Peters, lebte zuerst als Privatmann in Frankfurt a. Main, zog aber bald, um seinem Besitztum, einem alten Siegener Holzkohlen-Hochofen, nahe zu sein, nach Menden bei Siegburg, wo Theodor Peters am 15. November 1841 geboren wurde. Als der Vater 1846 nach schwerer Krankheit starb, ging die Mutter mit ihren Kindern nach ihrer Heimat Berlin zurück.

Theodor Peters besuchte hier das Kölnische Gymnasium, bestand die Abgangsprüfung und beschloß, wie sein ältester Bruder Richard, ein Hüttenmann zu werden. Auf der Quint bei Trier, wo sein Bruder bereits eine leitende Stellung einnahm, arbeitete er zunächst ein Jahr lang als Former und Schlosser und ein weiteres halbes Jahr in dem chemischen Laboratorium der Meggener Hüttenwerke. Im Herbst 1861 bezog er das Berliner Gewerbeinstitut. Jedoch noch vor Abschluß des damals üblichen dreijährigen Studiums zwang ihn die Not, die Praxis aufzusuchen. Im Juli 1863 finden wir ihn in Siegen bei seinem Schwager Gregor, wo er mit den verschiedensten Gebieten des Maschinenbaues praktisch vertraut wurde. Dort lernte er auch Adolf und Heinrich Oechelhaeuser kennen, die seine Fähigkeiten so schätzten, daß sie ihm 1864 eine Stellung in ihrer Firma, der heutigen Siegener Maschinenbau-Akt.-G., anboten und ihn 1869 ohne Kapitaleinlage als Teilhaber in die Firma aufnahmen.

Sein Bruder Richard, aufs engste befreundet mit Grashof, Dittmar und Euler, hatte den Verein deutscher Ingenieure 1856 in Alexisbad mitbegründet und sich von Anfang an führend an die Spitze des jungen Unternehmens gestellt. Kein Wunder, daß auch Theodor Peters die Liebe zu diesem Verein in sich aufnahm und am 17. Mai 1870 den Siegener Bezirksverein des Vereins deutscher Ingenieure gründete. Er wuchs nun von Jahr zu Jahr in enger Fühlung mit der Leitung des Gesamtvereins mehr in die Geschäfte des Vereins hinein. 1879 berief ihn das Vertrauen seiner Fachgenossen zum Vorsitzenden des Vereins deutscher Ingenieure, 1881 wurde er zum Generalsekretär dieses Vereins in Berlin gewählt. Die Verhältnisse des letzteren waren, verglichen mit dem heutigen Stande, überaus bescheiden. Etwas über 4000 Mitglieder, eine Auflage der Zeitschrift von 4600 Stück, ein Vermögen von 21 000 M. und eine einzige zur Verfügung stehende Hilfskraft, das waren die maßgebenden Größen. Was Peters als Generalsekretär und späterer Direktor des Vereins deutscher Ingenieure aus diesen beschränkten Verhältnissen geschaffen hat, gehört der Geschichte an und ist so allgemein bekannt, daß hier nicht mehr weiter darauf eingegangen zu werden braucht.

Die große Bedeutung seiner Lebensarbeit haben die Regierungen von Preußen, Bayern und Württemberg durch Verleihung von Orden anerkannt. Der Titel Geheimer Baurat wurde ihm bei Gelegenheit des 50jährigen Bestehens des Vereins 1906 verliehen, nachdem er bereits einige Jahre zuvor

zum Baurat ernannt worden war. Im Jahre 1903 wurde er von der Technischen Hochschule München durch die Würde eines Doktoringenieurs ehrenhalber ausgezeichnet.

Eine heimtückische Influenza warf den unermüdlichen Arbeiter auf das Krankenbett. Von einem längeren Aufenthalt in Reichenhall, der ihm Erholung bringen sollte, kehrte er kränker als zuvor nach Hause zurück, wo ihn der Tod am 2. September, mittags 1 Uhr, zur ewigen Ruhe hinüberführte.

CARL DAEVEL.

Carl Daevel wurde am 6. April 1848 in Nienwohld bei Preetz als Sohn des dortigen Lehrers Daevel, der später nach Kiel übersiedelte, geboren. Der Verstorbene machte in der Maschinenfabrik von Schweffel & Howaldt seine praktische Lehrzeit durch und diente während des Krieges 1870/71 als Maschinist auf dem „König Wilhelm". Später war er bei Dittmann & Brix in Flensburg in Stellung, um danach wieder seine Tätigkeit bei Schweffel & Howaldt aufzunehmen. Im Jahre 1880 übernahm Daevel die Maschinenfabrik von Sievers & Weyhe, die er mit sieben Arbeitern eröffnete. In den ersten Jahren hatte er schwer zu kämpfen, bis sich nach und nach seine schnellaufenden Maschinen überall einführten und nicht nur nach allen europäischen Ländern, sondern bald nach den übrigen Weltteilen exportiert wurden. Wenn die Leitung seines immer mehr an Umfang zunehmenden Fabrikunternehmens auch die Einsetzung seiner ganzen Kraft erforderte, so fand Carl Daevel doch noch Zeit, seine Fähigkeiten in den Dienst der Allgemeinheit zu stellen. Von 1889—1900 gehörte er dem Stadtverordneten-Kollegium der Stadt Kiel an. Am 26. Oktober 1900 wurde er anstelle des unbesoldeten Stadtrats Wichmann zum Stadtrate gewählt. Im Jahre 1904 erlitt er einen Schlaganfall, der ihn nötigte, am 15. Mai desselben Jahres sein Amt niederzulegen. Am 1. Januar 1898 war seine Fabrik in eine Aktiengesellschaft umgewandelt worden, deren Leitung bis zuletzt in den bewährten Händen Daevels blieb; 1902 wurde er für seine Verdienste um Technik und Industrie zum Kommerzienrat ernannt. Der Entschlafene war eine wegen seiner eingehenden Fachkenntnisse und seiner Charaktereigenschaften hochgeschätzte Persönlichkeit, die sich auch auf dem Gebiete der Wohltätigkeit viele Freunde erworben hat.

RUDOLPH ASSMANN.

Rudolph Aßmann wurde am 3. Dezember 1843 zu Stettin geboren. Den ersten Unterricht erhielt er in der St. Gertrud-Schule in Stettin, welche er mit dem 14. Lebensjahre verließ, um die Kgl. Provinzial-Gewerbeschule zu besuchen. Auf dieser verblieb er zunächst bis zum Oktober 1858 und arbeitete sodann $2^1/_4$ Jahr lang als Eleve praktisch zuerst in einer Schlosserei, sodann auf der Werft des Stettiner „Vulkan". Im Januar 1861 bezog Aßmann wieder die Gewerbeschule und erhielt hier im Herbst 1862 das Zeugnis der Reife mit dem Prädikat „Mit Auszeichnung bestanden".

Nach dem Verlassen der Schule finden wir Aßmann zunächst ein Jahr bei der geometrischen Vermessung des preußischen Staates beschäftigt, dann ging er wieder zum Stettiner „Vulkan", wo er 4 Jahre im technischen Bureau als Konstruktionsingenieur tätig war. Zu seiner weiteren theoretischen Ausbildung besuchte er sodann die Königliche Gewerbe-Akademie zu Berlin, um Schiffsmaschinenbau zu studieren.

Nach Absolvierung eines sechssemestrigen Studiums trat Aßmann 1870 als Maschinenbau-Ingenieur-Aspirant in den Dienst der deutschen Bundesmarine und wurde zunächst der Werft Kiel überwiesen. Im Jahre 1872 wurde er zum Maschinenbau-Unteringenieur, 1874 zum Maschinenbau-Ingenieur, 1880 zum Maschinenbau-Oberingenieur und 1890 zum Marine-Baurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor ernannt.

1873 war Aßmann zur Kaiserlichen Werft nach Danzig versetzt worden, wo er als Betriebsdirigent der Montierungs- bezw. Maschinenbauwerkstatt, des Konstruktionsbureaus und verschiedener Neu- und Umbauten von Kriegsschiffen bis zum Jahre 1890 erfolgreich tätig war.

Im April 1890 wurde Aßmann als Hilfsarbeiter in das Reichsmarineamt zum Maschinenbau-Dezernat berufen. Von hier aus wurde er im Oktober 1892 nach Wilhelmshaven versetzt und ihm hier die Leitung des Maschinenbauressorts übertragen. 1893 wurde er zum Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Direktor befördert. In dieser Stellung fand Aßmann Gelegenheit, seine auf vorzügliche theoretische Kenntnisse gestützten praktischen Erfahrungen in bester Weise zu verwerten und dank seiner unermüdlichen Pflichttreue und nimmer rastenden Arbeitsfreude eine umfassende erfolgreiche Tätigkeit zu entfalten. Hierfür legen die in den Jahren seiner Tätigkeit als Ressortdirektor unter seiner Leitung hergestellten Maschinenanlagen S. M. Schiffe „Geier", „Heimdall", „Kurfürst Friedrich Wilhelm", „Kaiser Friedrich III.",

„Wittelsbach" und „Schwaben", die in vielfacher Hinsicht für die Ausführung der späteren Anlagen vorbildlich wurden, ein beredtes Zeugnis ab.

1899 wurde Aßmann zum Geheimen Marine-Baurat uud Maschinenbaudirektor ernannt. Mit dem Jahre 1902 wurde er sodann in das Reichsmarineamt zur Übernahme des Dezernats für Maschinenbauangelegenheiten im Werftdepartement berufen. In dieser Stellung wurde er im Mai 1905 zum Geheimen Oberbaurat und Vortragenden Rat im Reichsmarineamt befördert.

Seinem an Arbeit und Erfolgen überreichen und schaffensfreudigen Leben machte nach vorangegangenem kurzen Leiden ein sanfter Tod am 20. November d. J. ein Ende.

Vermöge seiner geraden, offenen, allem Scheinwesen fremden Art, seines energischen und bestimmten Wesens und seines steten Wohlwollens und seiner Fürsorge für alle berechtigten Forderungen seiner Untergebenen konnte Aßmann sich in allen Kreisen einer hohen Wertschätzung und Verehrung erfreuen. Ein ehrendes Andenken wird ihm bei allen, die ihn gekannt haben, insbesondere auch bei unserer Gesellschaft, deren geschäftsführenden Vorstand er seit dem Jahre 1905 angehörte, bewahrt bleiben.

LEOPOLD BECK.

Leopold Beck wurde am 21. September 1843 in Großelfingen (Hohenzollern) geboren. Bis zum Jahre 1862 besuchte er die Realschule im benachbarten Hechingen und die Provinzial-Gewerbeschule in Trier, die er mit dem Zeugnis der Reife verließ. Die erforderlichen praktischen Kenntnisse, die ihm in seiner späteren Laufbahn von besonderem Nutzen sein sollten, erwarb er sich in den Werkstätten und technischen Bureaus der Firmen G. Kuhn in Stuttgart-Berg, U. Kohllöffel in Reutlingen und Escher, Wyß & Co. in Ravensburg. Dank seiner großen technischen Begabung wurde ihm durch Zuwendung eines Stipendiums von Seiten der Preußischen Regierung der Besuch der Königlichen Gewerbe-Akademie in Berlin ermöglicht. Er studierte hier von 1867—1870 Maschinenbau, besonders Schiffsmaschinenbau, mit der Absicht, in die Dienste der damaligen Norddeutschen Bundes-Kriegsmarine einzutreten.

Nach bestandenem Examen arbeitete er ein Jahr lang im Konstruktionsbureau der Stettiner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft „Vulkan". Am 1. Oktober 1871 wurde er vom Marine-Ministerium als Ingenieur-Aspirant und später als Marine-Maschinenbau-Unteringenieur angestellt. Im Jahre 1874

wurde er zum Marine-Maschinenbau-Ingenieur, 1883 zum Marine-Maschinenbau-Oberingenieur und 1890 zum Marine-Baurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor und am 16. Oktober 1893 zum Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Ressortdirektor befördert. Seine Tätigkeit auf den Kaiserlichen Werften zu Kiel und Wilhelmshaven war durch Kommandierungen zur Aktien-Gesellschaft „Weser“ in Bremen, zum Reichs-Marineamt in Berlin und zur Stettiner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft „Vulkan“ unterbrochen. Ungefähr 6 Jahre lang stand er der Inspektion des Torpedowesens in Kiel als technischer Direktor vor und erwarb sich hohe Verdienste um die Ausgestaltung dieser Waffe. Namentlich die Einführung der Wasserrohrkessel und die erst durch diese ermöglichte erhöhte Geschwindigkeit der Boote sind seinen rastlosen Bemühungen zu danken. Auf häufigen Reisen nach England hatte er Gelegenheit gefunden, die Vorteile dieses dort bereits angewendeten Kesselsystems eingehend zu studieren.

Die anstrengenden Reisen und Probefahrten indessen wirkten von Jahr zu Jahr nachteiliger auf seine Gesundheit, so daß er sich schließlich gezwungen sah, um seinen Abschied einzukommen, der ihm am 1. November 1898 bewilligt wurde. Seine Verdienste um die deutsche Kriegsmarine wurden durch eine Reihe preußischer und außerpreußischer Orden gewürdigt.

Sein reger Geist vermochte nicht lange untätig zu bleiben. Nachdem sich sein Gesundheitszustand wieder erheblich gebessert hatte, nahm er auf Anerbieten seines Studienfreundes O. L. Kummer, des Vorstandes der Aktien-Gesellschaft Elektrizitätswerke vorm. O. L. Kummer & Co. in Dresden-Niedersedlitz, die Stellung eines stellvertretenden Vorstandes dieser Firma an und war als solcher 4 Jahre lang bis zum Jahre 1902 tätig.

Nach Auflösung dieses Unternehmens folgte er einem Rufe der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik in Düsseldorf und leitete die Abteilung Sömmerda als Direktor vom 1. Dezember 1902 bis zu seinem am 15. Dezember 1908 infolge einer schweren Nervenentzündung erfolgten Tod. —

Als treuer Berater seiner Vorgesetzten ist er stets ein Muster von vornehmer Gesinnung und Pflichttreue, seiner Familie ein treusorgender Gatte und Vater, seinen Arbeitern und Beamten ein väterlicher Freund gewesen, dem es leider nicht vergönnt war, die wohlverdienten Früchte seines arbeitsreichen Lebens in Ruhe zu genießen.

Vorträge

der

Sommerversammlung.

X. Der Schiffskreisel.

Vorgetragen von ***Otto Schlick*** *- Hamburg.*

Solange die Schiffahrt besteht, ist es immer als eine besonders anerkennenswerte Kunst des Schiffbauers betrachtet worden, solche Schiffe zu bauen, die im lebhaften Seegang möglichst geringe Bewegung zeigen. Man erstrebte dieses Ziel nicht allein, um das Wohlbefinden der Passagiere und Mannschaften zu erhöhen, sondern man verfolgte auch den Zweck, die schnelle und sichere Ausführung der Manöver an Bord zu erleichtern und bei Kriegsschiffen besonders die Treffsicherheit der Geschütze zu erhöhen.

Man war namentlich bemüht, die Roll- oder Schlingerbewegungen möglichst zu beseitigen, nicht etwa deshalb, weil sie sich unangenehmer fühlbar machten als die Stampfbewegungen, sondern weil die Bemühungen zur Beseitigung der ersteren besseren Erfolg versprachen, als die auf die Vernichtung der Stampfbewegungen gerichteten.

Die Zahl der Vorschläge und Versuche, die zur Verhinderung der Rollbewegungen gemacht worden sind, ist außerordentlich groß, und die Erfinder scheinen sich mit besonderer Vorliebe mit diesem Problem beschäftigt zu haben.

Es würde schon zu weit führen, wenn ich nur die wichtigsten und interessantesten dieser Vorschläge und Versuche hier aufführen wollte, ich muß mich daher darauf beschränken, nur zwei davon zu erwähnen, die innerhalb der letzten 40 Jahre vorgenommen worden sind, und die daher wohl noch manchem Leser in der Erinnerung sein dürften.

Als ein vielversprechender Versuch zur Verhinderung der Seekrankheit wurde seinerzeit der von dem bekannten Ingenieur Bessemer konstruierte schwingende Salon betrachtet, der zu Anfang der siebziger Jahre des vorigen Jahrhunderts auf einem zwischen Dover und Calais verkehrenden Dampfer eingebaut wurde. Dieser Salon war an zwei großen, eine zur Längsrichtung des Schiffs parallele Achse bildende Zapfen so aufgehangen, daß er um

seine Längsachse schwingen konnte, und es war außerdem eine ziemlich komplizierte Einrichtung getroffen, die mit Hilfe von hydraulisch bewegten Kolben den Salon so bewegen sollte, daß er immer in einer horizontalen Lage verharrte, während das Schiff sozusagen um ihn herum schlingerte. Man erwartete, daß auf diese Weise die Passagiere von den Bewegungen des Schiffes garnichts oder nur wenig fühlen würden. — Der Mechanismus arbeitete jedoch nicht in der gewünschten Weise, und der Salon schlingerte noch heftiger als das Schiff selbst.

Ein zweiter wichtiger Versuch, der gleichfalls für den Verkehr zwischen Dover und Calais gemacht wurde, bestand darin, daß man zwei Dampfer miteinander verkuppelte, wobei ein mächtiges Schaufelrad zwischen den beiden Dampfern angeordnet war. Das Promenadendeck bildete eine große über beide Schiffe reichende Plattform von etwa 30 m Breite und entsprechender Länge. Diese Plattform zeigte selbst bei schlechtem Wetter wirklich nur geringe Bewegungen, die sich aber trotzdem für die Passagiere sehr unangenehm fühlbar machten, indem die letzteren, durch die große Breite des Decks, den Eindruck gewannen, als wenn die Bewegungen viel größer seien, als sie tatsächlich waren. (Es ist dies übrigens eine Erscheinung, die sich auch bei den neuesten atlantischen Passagierdampfern von sehr großer Breite fühlbar gemacht hat.) Dieses Doppelschiff, das wohl noch manchem der Leser bekannt sein dürfte, wurde daher auch sehr bald wieder außer Fahrt gesetzt.

Es sind auch früher schon Vorschläge gemacht worden, einen Kreisel, d. h. ein schnell rotierendes Schwungrad an Bord eines Schiffes einzubauen, um seine Bewegungen auf See abzuschwächen. Diese Vorschläge waren jedoch gänzlich verfehlt, da man das Kreiselprinzip nicht richtig erkannt und folglich in ganz verkehrter Weise zur Anwendung gebracht hatte.

Bei richtiger Benutzung des Kreisels ist es jedoch möglich, die Rollbewegungen eines Schiffes beinahe gänzlich zu vernichten, und ich werde versuchen, Ihnen im folgenden die Einrichtung zu erläutern, die ich zur Erreichung dieses Zieles konstruiert und angewendet habe.

Ich will hier zunächst diejenigen Gesetze des Kreisels, die für das Verständnis der Wirkungsweise des Schiffskreisels in Betracht kommen, kurz aufführen, da sie vielleicht nicht jedem Leser erinnerlich sind. Ihre Entwickelung findet sich in jedem modernen Lehrbuch der Mechanik.

Das erste und für uns wichtigste Gesetz lautet:

„Wenn die Achse eines rotierenden Kreisels oder Schwungrades in einer beliebigen Ebene durch ein Kräftepaar verdreht

wird, so entsteht ein zweites Kräftepaar, das die Kreisel- oder Schwungradachse in einer zweiten Ebene, die rechtwinklig zur ersten Verdrehungsebene der Achse liegt, ablenken will. Die Ablenkungsrichtung des zweiten Kräftepaares ergibt sich, wenn man sich die an der Achse angreifenden Kräfte des ersten Kräftepaares in der Umdrehungsrichtung des Schwungrades um 90 ° verdreht denkt."

Es wird sich das noch besser an der Fig. 1 erklären lassen, die ein einfaches Schwungrad SS mit der horizontalen Achse AA' darstellt. Die Umdrehung des Schwungrades soll, wenn man es von dem Ende A der Achse aus ansieht, in der Richtung der Uhrzeigerbewegung (rechtsherum wie man sich gewöhnlich ausdrückt) erfolgen, wie das auch durch den Pfeil angedeutet ist.

Wenn an dem Ende A der Achse eine Kraft P_1 und bei A' eine zweite gleich große, aber entgegengesetzt gerichtete Kraft P_1 angreift, so entsteht ein Kräftepaar (was wir hier das erste Kräftepaar nennen wollen), das die Achse und mithin auch die Ebene des Schwungrades, im Drehungssinn dieses ersten Kräftepaares, ablenkt. Wir denken uns nun an jedem der beiden Enden A und A' der Schwungradachse einen zweiten Pfeil P_2 angebracht, der um 90 ° in der Umdrehungsrichtung des Schwungrades gegen den ersten Pfeil P_1 verdreht ist; die Pfeile P_2 P_2 stellen dann das zweite Kräftepaar dar, das durch die Verdrehung der Schwungradachse a sgelöst wird.

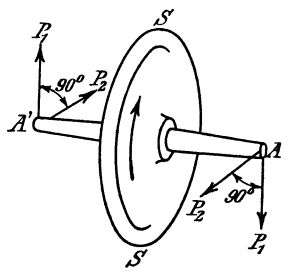


Fig. 1.

Wenn also, wie bei unserm Beispiel, die horizontale Schwungradachse in einer Vertikalebene abgelenkt wird, so entsteht sofort ein Kräftepaar, das die Schwungradachse in der Horizontalebene zu drehen sucht.

Für die Beziehungen, die zwischen der Größe des Schwungrades, seiner Umdrehungs- sowie seiner Ablenkungsgeschwindigkeit und dem Moment des auftretenden Kräftepaares besteht, gilt folgendes: Es sei:

J = Trägheitsmoment des Schwungrades bezogen auf seine Rotationsachse,
ω = Winkelgeschwindigkeit der Umdrehung des Schwungrades um seine Achse,
μ = Winkelgeschwindigkeit der Ablenkung der Kreiselachsen und
M = Moment des durch die Ablenkung hervorgerufenen Kräftepaares,

dann ist:

$$M = J\,\omega\,.\,\mu.$$

Da der Wert $J\omega$ bei einem sehr rasch umlaufenden Schwungrad oder Kreisel sehr groß werden kann, so sieht man, daß unter Umständen schon bei einem kleinen μ, d. h. bei einer sehr langsam erfolgenden Ablenkung der Kreiselachse ein verhältnismäßig großes Moment M hervorgerufen werden kann.

Der Vorgang, den ich durch Fig. 1 geschildert habe, ist jedoch mit der Ablenkung der Schwungradachse in der Horizontalebene wegen des entstehenden zweiten Kräftepaares $P_2 P_2$ noch nicht abgeschlossen, sondern er wiederholt sich noch einmal. Es wird nämlich durch die entstehende Ablenkung der Kreiselachse in der Horizontalebene ein drittes Kräftepaar, $P_3 P_3$ in Fig. 2, ausgelöst, das wieder in einer Ebene auftritt, die um 90° im Sinne der Umdrehungsrichtung des Schwungrades gegen die Ebene des Kräftepaares $P_2 P_2$ verdreht ist.

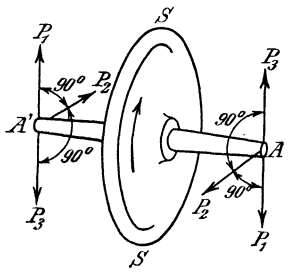


Fig. 2.

Wie aus der Figur ersichtlich, wirken die neu auftretenden Kräfte P_3 P_3 in genau entgegengesetzter Richtung zu den die erste Ablenkung der Kreiselachse hervorrufenden Kräften P_1 P_1 und suchen sich also gegenseitig aufzuheben.

Der Vorgang ist also folgender: Das erste Kräftepaar $P_1 P_1$, das eine Verdrehung der Schwungradachse in einer Vertikalebene (rechts herum, wenn von vorn angesehen) einleiten will, bringt durch diese Verdrehung ein neues, zweites Kräftepaar P_2 P_2 hervor, das die Schwungradachse in der Horizontalebene rechts herum (wenn von oben gesehen) ablenkt. Diese Ablenkung in der Horizontalebene ruft aber sofort wieder ein drittes Kräftepaar $P_3 P_3$ hervor, das die Schwungradachse in der Vertikalebene links herum verdrehen will. Die Wirkungen der Kräftepaare $P_1 P_1$ und $P_3 P_3$ heben sich also gegenseitig auf.

Auf diese Weise erklärt sich die allgemein bekannte Erscheinung, daß die Achse jedes frei rotierenden Kreisels der Ablenkung in irgend einer Ebene einen Widerstand entgegensetzt. Dieser Widerstand ist, wie aus den oben angeführten Formeln hervorgeht, um so größer, je größer das Trägheitsmoment und die Winkelgeschwindigkeit des Kreisels ist, aber auch um so größer, je größer die Winkelgeschwindigkeit der ersten Ablenkung ist. Je kräftiger also die Kreisel- oder Schwungradachse abgelenkt wird, um so kräftiger ist auch der Widerstand gegen diese Ablenkung.

Hierbei darf jedoch eine Bedingung nie außer acht gelassen werden. Das dritte Kräftepaar $P_3 P_3$ kann nicht auftreten, wenn nicht der Kreiselachse volle Freiheit gegeben ist, in der Ebene des zweiten Kräftepaares $P_2 P_2$ ausweichen zu können. Wenn die Lagerung eines Kreisels oder eines Schwungrades der Art ist, daß sich seine Achse im Sinne des zweiten Kräftepaares nicht frei bewegen kann, so bietet die Ablenkung der Achse des rotierenden Kreisels ebensowenig einen Widerstand dar, wie die Ablenkung bei einem stillstehenden Kreisel.

Dieser Punkt ist bei den meisten älteren Vorschlägen zur Benutzung der Kreiselwirkung übersehen oder nicht richtig erkannt worden und ist die Ursache, warum so viele verfehlte Konstruktionen nach dieser Richtung hin gemacht worden sind.

Das soeben erläuterte Gesetz läßt sich am besten durch einen Versuch mit dem sogenannten Gyroskop veranschaulichen. Es besteht in der Haupt-

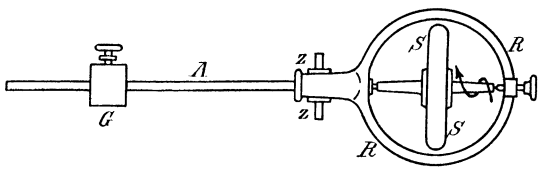


Fig. 3.

sache aus einem Schwungrad S S (Fig. 3), dessen horizontale Achse in einem Ring R R gelagert ist. Dieser Ring trägt in der Richtung der Verlängerung der Schwungradachse einen Arm A, auf dem sich ein Gewicht G verschieben und durch eine Preßschraube feststellen läßt. Der Arm A trägt nahe am Ring R zwei horizontale Zapfen Z Z, mit deren Hilfe das Ganze in dem gabelförmig gestalteten oberen Ende, einer senkrechten Achse a, gelagert ist, wie das aus Fig. 4 ersichtlich ist. Die senkrechte Achse a ist in einem säulenartigen Fuß F drehbar, sie kann aber durch eine seitlich angeordnete Preßschraube B an der Drehung verhindert werden.

Es werde nun angenommen, daß das Schwungrad in rasche Umdrehung in der Richtung der Uhrzeigerbewegung (von rechts her gesehen) versetzt wird, und daß dabei das Gewicht G auf dem Arm A so eingestellt sei, daß das Gewicht des Ringes mit dem Schwungrad ausgeglichen wird, und das Ganze mit der Schwungradachse demnach in einer horizontalen Lage verharrt.

Unter diesen Verhältnissen wird sich keinerlei auffällige Erscheinung bemerkbar machen; der Arm A mit dem Ring R wird in Ruhe verharren, während sich das Schwungrad weiter dreht.

Sobald man jedoch das Gewicht G von dem Arm abzieht und also dessen Gleichgewicht in der Weise gestört ist, daß der Ring mit dem Schwungrad

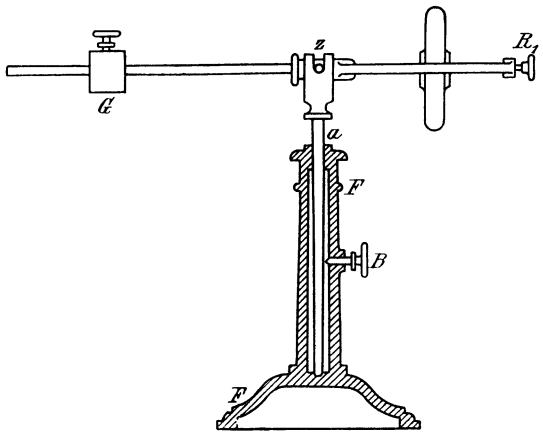


Fig. 4.

der Schwerkraft folgend sich nach unten senken will, tritt eine überraschende Erscheinung auf. Der Arm A mit dem Ring nimmt eine langsame Drehung in der Horizontalebene ein, und zwar rechtsherum, wenn von oben angesehen, wobei sich aber das Schwungrad nicht nach unten senkt, wie man erwarten sollte, sondern die horizontale Lage der Achse beibehält. Die Schwerkraft erscheint aufgehoben zu sein.

Sobald man jedoch die Preßschraube B anzieht, wodurch die horizontale Drehung des Armes A verhindert wird, fällt der Ring mit dem Schwungrad infolge der Schwerkraft sofort nach unten.

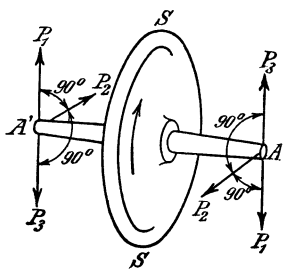


Fig. 5.

Diese Erscheinung erklärt sich nach dem vorhin erläuterten Gesetz in der einfachsten Weise mit Hilfe der Fig. 5. Die horizontale Achse A A' des Schwungrades ist bei A' gestützt, während sein Gewicht W es nach unten zieht. Es wirkt also auf die Achse ein Kräftepaar, das sie nach rechts herum ablenken will und das wir uns durch die an den Enden der Achse angreifenden Kräfte P_1 P_1 dargestellt denken können. Nach dem früher Erläuterten tritt nun ein neues Kräftepaar P_2 P_2 in einer um 90° verdrehten Ebene auf und versetzt das Schwung-

rad in eine langsame Drehung in der Horizontalebene und zwar, von oben gesehen, in der Richtung der Bewegung des Uhrzeigers. Diese Drehung löst dann das dritte Kräftepaar P_3 P_3 aus, das dem ersten durch die Schwerkraft hervorgerufenen entgegen wirkt und es soweit vernichtet, daß die Achse die horizontale Lage beibehält. Sobald man die Drehung in der Horizontalebene verhindert, kann demnach das dritte Kräftepaar P_3 P_3 nicht entstehen und die Schwerkraft kann dann das Schwungrad ungehindert nach unten ziehen.

Wenn das Gewicht G in Fig. 4 nach links, ganz an das äußerste Ende des Armes A geschoben wird, so daß es das auf der rechten Seite des Zapfens Z befindliche Gewicht des Schwungrades, wenn es sich in Ruhe befindet, überwiegt, wird der Arm A und mit ihm auch die Schwungradachse trotzdem in der horizontalen Lage verharren, wenn das Schwungrad in Rotation begriffen ist. Erfolgt die Rotation in demselben Sinne, wie bei dem früher beschriebenen Experiment, so dreht sich jedoch der Arm A in der Horizontalebene in der entgegengesetzten Richtung, also links herum, wenn von oben betrachtet. — Diese Erscheinung erklärt sich in ganz ähnlicher Weise durch die auftretenden Kräftepaare, wie das an Fig. 5 erläutert wurde.

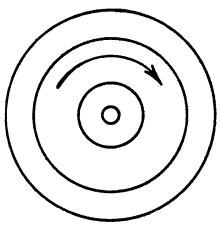


Fig. 6.

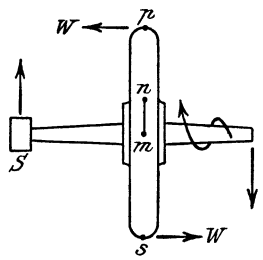


Fig. 7.

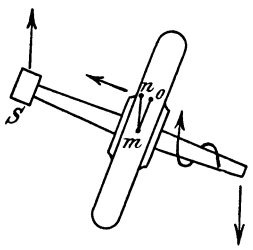


Fig. 8.

Es dürfte vielleicht dem Leser nicht unwillkommen sein, wenn hier eine möglichst einfache Erklärung für die soeben geschilderten Vorgänge gegegeben wird.

Fig. 6 zeigt die Vorderansicht und Fig. 7 die Seitenansicht eines Kreisels mit einer horizontalen Achse, die bei S gestützt und am anderen Ende frei ist. Die Schwerkraft wird den Kreisel nach unten zu ziehen suchen und es entsteht also ein Kräftepaar, das ihn mit seiner Achse nach rechts herumdrehen will, genau so, wie das schon in Fig. 5 dargestellt wurde. Der Kreisel wird also infolge dieses ersten Kräftepaares das Bestreben haben, in die in Fig. 8 dargestellte Stellung zu gelangen.

Wir wollen weiter annehmen, daß sich der Kreisel in der Richtung umdrehe, wie durch die Pfeile in Fig. 6 bis 8 angedeutet ist. Wenn man nun einen an der Peripherie des Kreisels befindlichen Massenpunkt m ins Auge faßt, so wird er nach den Gesetzen der Trägheit das Bestreben haben, sowohl seine Geschwindigkeit als auch seine Bewegungsrichtung beizubehalten, und er wird dabei jeder seitlichen Ablenkung von seiner Bahn einen kräftigen Widerstand entgegensetzen.

Während des sehr kleinen Zeitraumes, in dem der Massenpunkt m in Fig. 7 nach n zu gelangen sucht, wird sich jedoch die Kreiselachse vermöge der Schwerkraft, also vermöge des ersten Kräftepaares neigen und, wie schon angedeutet, bestrebt sein, die in Fig. 8 dargestellte Lage einzunehmen. Der Punkt m wird also gezwungen, statt nach n nach o zu kommen. Dieser Ablenkung widersetzt sich jedoch der in Betracht kommende Massenpunkt vermöge seiner Trägheit, was sich in der Weise äußert, daß eine nach links wirkende Kraft auftritt, wie durch den Pfeil in Fig. 8 angedeutet ist und die den Massenpunkt in seiner alten Bahn zu erhalten sucht.

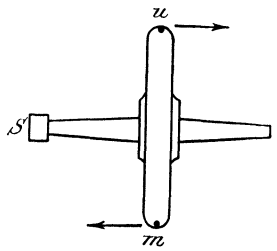


Fig. 9.

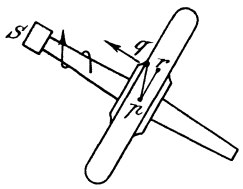


Fig. 10.

Wenn man dieselbe Untersuchung (vergl. Fig. 9, die den Kreisel von oben gesehen zeigt) für einen Massenpunkt u anstellt, der sich auf der hinteren Seite der Kreiselperipherie befindet, so ergeben sich ganz gleiche Verhältnisse. Durch die Ablenkung des Massenpunktes u entsteht jedoch hier eine nach rechts gerichtete Kraft.

Diese beiden durch die Pfeile angedeuteten Kräfte bilden aber ein neues Kräftepaar, das zweite Kräftepaar, das den Kreisel mit seiner Achse um den Stützpunkt S in einer Horizontalebene langsam zu drehen sucht, genau so, wie wir das bei dem Experiment mit dem Gyroskop gesehen haben.

Es sollen nun die Vorgänge untersucht werden, die bei dieser Drehung in der Horizontalebene auftreten, und zu diesem Zweck stellen wir uns eine weitere Ansicht des Kreisels (Fig. 10) von oben gesehen dar, in der er

bereits eine kleine Drehung rechts herum in der Horizontalebene ausgeführt hat.

Der an der obersten Stelle der Peripherie gelegene Massenpunkt p will vermöge seiner Trägheit bei der Rotation des Kreisels (ehe er die in Fig. 10 dargestellte Lage infolge der Drehung in der Horizontalebene erreicht hat) nach q gelangen. Gleichzeitig führt aber die Kreiselachse während der Zeit, in der der Punkt p nach q kommt, eine Drehung aus, so daß der Punkt p gezwungen wird, sich anstatt nach q nach r zu bewegen. Durch diese seitliche Ablenkung des Punktes p entsteht aber auch hier wieder eine Kraft, die ihn nach links zieht und ihn in seiner alten Bahn zu erhalten strebt.

Bei einem an dem unteren Teil der Peripherie gelegenen Massenpunkt s (vergl. Fig. 7) liegen die Verhältnisse ganz gleich und erzeugen genau in derselben Weise eine nach rechts gerichtete Kraft.

Diese beiden entgegengesetzt gerichteten Kräfte, die in Fig. 7 durch die Pfeile w w angedeutet sind, erzeugen nun das dritte Kräftepaar, das dem von der Schwerkraft zuerst hervorgerufenen genau entgegengesetzt gerichtet ist und folglich die Wirkung der Schwerkraft aufhebt und den Kreisel schwebend erhält.

Ich hoffe, daß durch das Vorhergehende der Vorgang bei dem Experiment mit dem Gyroskop klar geworden ist.

Die soeben besprochenen Erscheinungen müssen sich in der Praxis überall da bemerkbar machen, wo wir es mit rotierenden Rädern zu tun haben, deren Achse einer Ablenkung unterworfen ist. Dies ist fast bei allen Schwungrädern von ortsfesten Dampfmaschinen, Dynamos und Dampfturbinen der Fall, da ihre Achsen durch die Umdrehung der Erde einer fortwährenden Ablenkung unterworfen sind. Nur bei solchen Schwungrädern, deren Achsen parallel mit der Erdachse liegen, werden keine verdrehenden Kräftepaare auftreten können. Dieser Fall dürfte aber kaum in der Praxis jemals vorkommen. Da die Winkelgeschwindigkeit der Erdumdrehung jedoch sehr gering ist, so machen sich die freiwerdenden Kräftepaare in den aufgeführten Fällen nur wenig bemerkbar. -- Die geschilderten Erscheinungen verdienen jedoch eine gewisse Berücksichtigung bei den Rädern der Eisenbahnfahrzeuge und den auf den Lokomotiven angebrachten Turbodynamos, wenn der Zug eine starke Kurve durchläuft. Es ergibt sich ferner aus unseren Untersuchungen, daß die Achsen der an Bord eines Schiffes aufgestellten elektrischen Lichtmaschinen niemals querschiffs angeordnet sein dürfen, da hierdurch

leicht bei der heftigen Rollbewegung des Schiffs durch die auftretenden Kräftepaare ein Wellenbruch hervorgerufen werden könnte.

Ein Fall, der uns besonders interessiert und besondere Aufmerksamkeit verdient, ist das Auftreten der Kräftepaare, die durch die Rotation der Schaufelräder bei Räderdampfern hervorgerufen werden. Obgleich die Winkelgeschwindigkeit der Schaufelräder nicht sehr groß ist, so sind ihre Trägheitsmomente wegen des großen Durchmessers sehr beträchtlich, und folglich muß auch eine Richtungsablenkung ihrer Achse verhältnismäßig große Momente hervorbringen.

Die bei Räderdampfern durch die Kreiselwirkung der sich umdrehenden Schaufelräder auftretenden Erscheinungen lassen sich am besten durch die an den Fig. 1 und 2 vorgenommenen Untersuchungen erläutern, wenn man sich vergegenwärtigt, daß die beiden Schaufelräder, soweit deren Kreiselwirkung allein in Betracht kommt, durch ein auf einer horizontalen Welle (der Maschinenwelle) sitzendes Schwungrad ersetzt werden kann, das das gleiche Trägheitsmoment besitzt, wie beide Schaufelräder zusammengenommen.

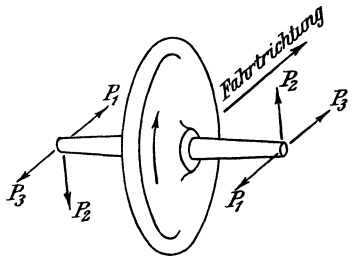


Fig. 11.

Es werde nun angenommen, daß der Dampfer bei der Vorwärtsfahrt eine Drehung mit dem Bug nach rechts — nach steuerbord — ausführt. Die Schaufelradwelle, oder mit anderen Worten die Welle des gedachten Schwungrades wird demnach auch eine Ablenkung im gleichen Sinne, also von oben gesehen rechts herum, erfahren. Es tritt also ein Fall ein, wie er durch Fig. 11 dargestellt ist. Der Drehung des Schiffes nach steuerbord entspricht in Fig. 11 das erste Kräftepaar $P_1\,P_1$ und es entsteht nun ein zweites $P_2\,P_2$, das die Radwelle und mit ihr das ganze Schiff nach links, d. h. nach backbord neigt. Auf diese Weise erklärt sich die allgemein bekannte Tatsache, daß sich die Räderdampfer beim Überlegen des Ruders, also bei dem Beschreiben eines Bogens, sehr stark überneigen, eine Erscheinung, die in diesem Maße bei Schraubenschiffen nicht auftritt.

Diese neigende Bewegung des Schiffes nach backbord muß nun aber, im Einklang mit dem Untersuchungsergebnis, das wir mit Hilfe der Fig. 2 fanden, ein drittes Kräftepaar $P_3\,P_3$ (Fig. 11) hervorrufen, das der Wirkung des ersten, d. h. also der Drehung des Schiffes nach steuerbord entgegenwirkt. Auch diese Schlußfolgerung wird durch die Praxis bestätigt, denn tatsächlich gehorchen Räderdampfer einer Bewegung des Ruders wesentlich schwerer als Schrauben-

dampfer; sie bieten einer Ablenkung vom geraden Kurs viel mehr Widerstand. Nach der früheren Erläuterung kann dieser Zustand jedoch nur so lange währen, wie die seitliche Neigungsbewegung andauert. Von dem Augenblick ab, wo das aufrichtende Moment des Schiffes dem neigenden Kräftepaar das Gleichgewicht hält, wird die Neigungsbewegung zu Ende kommen und von da an muß auch das dritte Kräftepaar verschwinden, d. h. das Schiff kann dann ungehindert seine Drehung nach steuerbord fortsetzen.

Führt das Schiff eine Drehung mit dem Bug nach backbord aus, so neigt es sich, wie leicht ersichtlich, nach steuerbord. — Ein Räderdampfer neigt sich also, beim Durchfahren eines Bogens, infolge der Kreiselwirkung der Schaufelräder immer nach der äußeren Seite des Bogens.

Aus diesem Ergebnis unserer Untersuchungen kann man ohne weiteres rückwärts schließen, daß ein Räderdampfer einen Bogen beschreiben, also seinen Kurs ändern wird, sobald er durch eine äußere Kraft geneigt wird.

Diese Erscheinung erklärt sich durch Zuhilfenahme der Fig. 5 in sehr einfacher Weise.

Wenn man annimmt, daß der Dampfer durch eine von backbord kommende Welle nach steuerbord geneigt wird, so bedeutet das nichts anders, als daß ein Kräftepaar $P_1 P_1$ die Schaufelradwelle nach rechts herum ablenkt (vergl. Fig. 5). Es entsteht dadurch in der bekannten Weise ein zweites Kräftepaar $P_2 P_2$, das die Radwelle und mit ihr das ganze Schiff in der Horizontalebene nach rechts herum ablenkt, und es tritt endlich noch das dritte Kräftepaar $P_3 P_3$ auf, das die erste Neigung der Radwelle und mit ihr die Neigung des Schiffes selbst zu hindern sucht.

Es erklären sich auf die geschilderte Weise eine Reihe von Erscheinungen bei den Räderdampfern, für die man bis zur Veröffentlichung meiner Untersuchungen noch keine Erklärung zu geben wußte.

Wir fanden zunächst, daß bei einer Neigung des Schiffes eine Ablenkung des Dampfers vom geraden Kurs erfolgt, und tatsächlich zeigen Räderdampfer bei den Schlingerbewegungen abwechselnd Ablenkungen nach backbord und steuerbord.

Man suchte dies früher gewöhnlich dadurch zu erklären, indem man auf das abwechselnd tiefere Eintauchen der beiden Schaufelräder hinwies. Bei genauer Beobachtung findet man jedoch, daß diese Erklärung nicht stichhaltig ist, denn z. B. ist die Ablenkungsbewegung des Dampfers nach steuerbord dann am größten, wenn er am weitesten nach steuerbord übergeneigt ist.

Unsere Betrachtungen geben uns aber auch eine einfache Erklärung für die allgemein bekannte Erscheinung, daß Räderdampfer wesentlich weniger rollen als Schraubendampfer. Durch die bei einer Neigung des Schiffes in bewegter See erfolgende Ablenkung vom geraden Kurs wird, wie wir gesehen haben, das dritte Kräftepaar hervorgerufen, das nun der Neigung kräftig entgegenwirkt.

Ein Punkt ist noch zu erwähnen, dem wohl früher überhaupt keine Aufmerksamkeit geschenkt worden ist. Die Räderdampfer zeigen nämlich in der Fahrt, also bei rotierenden Schaufelrädern, eine größere Schlingerperiode, als bei stillstehender Maschine. Die Erklärung hierfür ist auch hier wieder in dem Umstand zu suchen, daß bei der Rotation der Schaufelräder, infolge der Kreiselwirkung, Momente auftreten, die der Schlingerbewegung entgegen arbeiten.

Nachdem es mir gelungen war, die dämpfende Wirkung der rotierenden Schaufelräder auf die Schlingerbewegung zu erkennen, lag es natürlich nahe, diese Wirkung dadurch zu vergrößern, daß man die verhältnismäßig langsam rotierenden Schaufelräder durch ein rasch umlaufendes Schwungrad ersetzte, es mußte jedoch eine wesentlich andere Anordnung gewählt werden, um das seitliche Neigen des Dampfers, wie wir es bei einer Kursänderung bei Räderdampfern kennen gelernt haben, zu vermeiden. Zur Erreichung dieses Zweckes war es erforderlich, die Achse des Schwungrades senkrecht zu stellen, da alsdann das Verhalten des Dampfers bei einer Kursänderung in keiner Weise nachteilig beeinflußt wird.

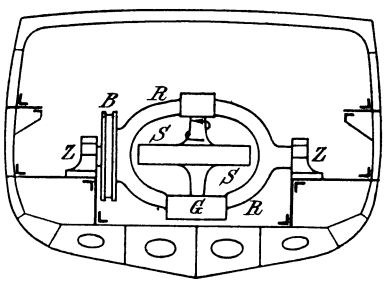


Fig. 12.

Die Einrichtung ist demnach so zu treffen, wie in Fig. 12 schematisch dargestellt ist. — Ein starker Rahmen R R kann sich um zwei horizontale, eine querschiff liegende Achse bildende Zapfen Z Z drehen. In diesem Rahmen ist das Schwungrad S S mit seiner vertikalen Achse gelagert. Die Antriebsvorrichtung, die aus einem Elektromotor oder aus einer Dampfturbine bestehen kann, ist in der Zeichnung weggelassen. Die untere Seite des Rahmens trägt ein Gewicht G, das den Zweck hat, den Rahmen und die Schwungradachse in eine senkrechte Stellung zurückzubringen, wenn durch die auftretenden Momente der Rahmen in eine geneigte Lage gebracht worden ist. Es wird dadurch unter Umständen eine pendelnde Bewegung des Rahmens

hervorgerufen, die natürlich eine bestimmte Periode hat. Außerdem ist noch an dem Rahmen eine Bremse B angeordnet, die ermöglicht, die Pendelbewegungen des Rahmens um die Zapfen Z Z zu bremsen (zu dämpfen), oder auch ganz zu hindern.

Wenn ein mit der beschriebenen Einrichtung versehener Dampfer dem Seegang ausgesetzt und in rollende Bewegung versetzt wird, so wird sich in Übereinstimmung mit dem früher Gesagten die Schwungradachse mitsamt dem Rahmen in der Symmetrieebene des Schiffes neigen. Wenn sich dabei z. B. das Schwungrad, von oben angesehen, rechts herum dreht (wie immer im folgenden vorausgesetzt werden soll), und das Schiff neigt sich nach steuerbord, so schlägt das obere Ende der Schwungradachse nach rückwärts aus.

Wird dagegen durch irgend eine äußere Kraft der Rahmen mit der Schwungradachse geneigt, so wird umgekehrt eine Neigung des Schiffes hervorgebracht, und zwar wird das Schiff nach backbord ausschlagen, wenn das obere Ende der Schwungradachse nach rückwärts geneigt wird.

Unter der Voraussetzung, daß die Periode der Pendelbewegung des Rahmens mit dem Schwungrad im Vergleich zur Schlingerperiode klein ist und keine Dämpfung oder Bremsung dieser Pendelbewegung stattfindet, wird sich der Vorgang bei der Rollbewegung des Schiffes in folgender Weise abspielen:

Wenn das Schiff seine größte Neigung erreicht hat, wenn also die Winkelgeschwindigkeit seiner Rollbewegung gleich Null ist, nimmt der Rahmen mit der Schwungradachse seine vertikale Stellung ein. Sobald jedoch die aufrichtende Bewegung des Schiffes beginnt, wird die Schwungradachse eine Neigung erfahren, und, da der das Schwungrad tragende Rahmen an seiner unteren Seite beschwert ist, wird dabei eine gewisse Arbeit verrichtet werden müssen, um dieses Beschwerungsgewicht so weit zu heben, bis die Schwungradachse eine gewisse Neigung von etwa 30 bis 50 Grad angenommen hat, was dann eintritt, wenn das Schiff die aufrechte Stellung und mithin die größte Winkelgeschwindigkeit erreicht hat. Von diesem Augenblicke an hat der Rahmen mit der Schwungradachse infolge des Beschwerungsgewichtes das Bestreben, sich wieder aufzurichten, weil die Winkelgeschwindigkeit der Rollbewegung geringer wird und folglich nicht mehr ein hinreichend großes Kräftepaar erzeugen kann, um den beschwerten Schwungradrahmen in der geneigten Lage erhalten zu können. Sobald das Schiff wieder seine größte Neigung erreicht hat und mithin für einen Augenblick zu Ruhe kommt, ist die

Schwungradachse wieder in ihrer senkrechten Stellung angekommen, und das Spiel beginnt nun in der geschilderten Weise von neuem. Wenn das Schiff seine größte Neigung erreicht, steht also der Kreisel senkrecht, und wenn das Schiff senkrecht steht, hat der Kreisel seine größte Neigung.

Es ergibt sich also, daß die Schwingungsbewegungen des Schiffes denen des Kreisels immer um eine Viertelschwingung vorauseilen, oder wie man sich wissenschaftlich ausdrückt: es besteht eine Phasenverschiebung von 90 Grad.

Der Einfluß des rotierenden Schwungrades oder Kreisels besteht bei dem soeben geschilderten Vorgang jedoch nicht etwa in einer Dämpfung oder Vernichtung der Schlingerbewegung. Der Schwingungsausschlag bleibt vielmehr genau derselbe, wie bei einem Schiff ohne Kreisel oder bei feststehendem Kreisel; es wird jedoch die Periode der Schlingerbewegung verlängert. Es erklärt sich das dadurch, daß bei der aufrichtenden Bewegung des Schiffes das durch das Schwungrad hervorgerufene Kräftepaar entgegenwirkt und also gewissermaßen das aufrichtende Moment des Schiffes teilweise vernichtet, so daß es mit einer wesentlich geringeren Winkelgeschwindigkeit durch die Mittellage geht, als in dem Falle, wo kein Kreisel vorhanden ist, und somit wird natürlich die Schwingungsdauer verlängert.

Die Arbeit, die erforderlich war, um im ersten Viertel der Schwingung (also während der Zeit, die das Aufrichten des Schiffes bis in die senkrechte Lage erfordert) beim Neigen der Schwungradachse das Beschwerungsgewicht zu heben, gibt sich im zweiten Viertel der Schwingung, d. h. bei der Neigung des Schiffes nach der anderen Seite, wieder aus, indem das Beschwerungsgewicht die Schwungradachse in die aufrechte Lage zurück lenkt und dabei ein Kräftepaar frei wird, das die Neigung des Schiffes ebensoviel unterstützt, wie das Aufrichten des Schiffes durch das entstehende Kräftepaar beim Neigen der Schwungradachse gehindert wurde.

Durch eine solche Einrichtung würde man also nur in der Lage sein, die Schlingerperiode des Schiffes zu vergrößern.

Es würde dies schon ein wesentlicher Vorteil sein, weil auf diese Weise der Unterschied zwischen der Periode des Schiffes und der der Wellen noch mehr vergrößert würde, was eine Verminderung der Rollbewegungen zur Folge hätte.

Um eine wirkliche Dämpfung der Rollbewegungen zu erzielen, ist es erforderlich, die Schwingungsbewegungen des Schwungradrahmens zu dämpfen,

was durch eine geeignete Bremseinrichtung, wie das schon bei der Besprechung der Fig. 12 angedeutet wurde, erreicht wird. Die Phasenverschiebung zwischen der Pendelbewegung des Schwungradrahmens und den Schwingungen des Schiffes selbst wird dann wesentlich größer als 90 Grad und wenn die Periode der Pendelbewegung des Rahmens gleich der Periode der Schlingerbewegung gemacht wird, so kann die Phasenverschiebung bis auf 180 Grad gebracht werden, wobei dann das Maximum der dämpfenden Wirkung der Einrichtung auf die Schlingerbewegungen erreicht wird. In diesem Falle wirkt das von dem Kreisel ausgeübte dämpfende Kräftepaar immer während einer halben Schwingung des Schiffes der Schlingerbewegung entgegen. Wenn das Schiff beim Schlingern den größten Ausschlag erreicht hat und seine Bewegungsrichtung umkehrt, befindet sich auch der Schwungradrahmen in der Stellung der größten Neigung. Bei der aufrichtenden Bewegung des Schiffes richtet sich auch der Schwungradrahmen auf und Schiff und Rahmen gehen gleichzeitig durch die Mittellage. Beim Passieren der Mittellage ist die Winkelgeschwindigkeit der Pendelbewegung der Schwungradachse am größten und folglich ist auch in diesem Augenblick das von dem Schwungrad ausgeübte dämpfende Kräftepaar am größten. Man sieht also, wie bei dieser Anordnung der Fall vermieden ist, daß die in dem Schwungradrahmen durch das Heben des Beschwerungsgewichtes aufgespeicherte Arbeit beim Senken dieses Gewichtes auf eine Unterstützung der Schiffsneigung wirken kann. Diese aufgespeicherte Arbeit wird von der Bremse aufgenommen und kann somit nicht mehr die Neigung des Schiffes befördern.

Der Schiffskreisel wird also erst durch Anwendung der Bremsung des Schwungradrahmens zur Dämpfung der Schlingerbewegung brauchbar.

Die Wirkung der Bremsung kann in sehr anschaulicher Weise an dem in Fig. 13 dargestellten Apparat gezeigt werden. Er besteht in der Hauptsache aus einem Pendel P, der um den Zapfen n schwingt. Oberhalb des Zapfens trägt das Pendel einen gabelförmigen Bügel B, in dem sich um zwei horizontale Zapfen Z Z der Ring R drehen kann, in dem die vertikale Welle des Schwungrades S gelagert ist. Der Ring ist an der unteren Seite durch ein Gewicht G beschwert, so daß er sich nach einer Neigung immer wieder in die vertikale Lage einstellt. Außerdem ist noch eine Handschraube p angebracht, die ermöglicht, die Drehbewegung des Ringes um die Zapfen z z zu bremsen, und mittels eines bei D angeordneten kleinen Riegels kann der Ring R festgestellt werden.

Wenn man bei ruhendem Schwungrad den Pendel in Schwingungen versetzt, so zeigte er eine nur von seiner Massenverteilung abhängige Periode. Wird dann das Schwungrad in rasche Umdrehung versetzt, dabei aber der Ring R durch den Riegel D festgestellt, so bleibt die Periode unverändert. Das Schwungrad kann keinerlei Kreiselwirkung ausüben, da es verhindert ist, der Ablenkung durch das zweite Kräftepaar zu folgen; es verhält sich genau so wie ein ruhendes Schwungrad.

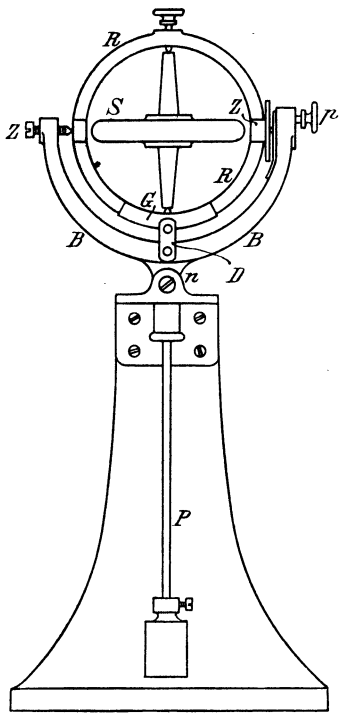


Fig. 13.

Sobald man jedoch den Riegel D zurückschiebt, so daß der Ring R frei schwingen kann (ohne Bremsung), ändert sich das Bild ganz wesentlich. Die Schwingungsperiode ist ganz beträchtlich vergrößert und der Ring R mit dem Schwungrad S pendelt dabei ganz heftig nach vorn und hinten und zwar im Einklang mit dem Gesagten mit einer Phasenverschiebung von 90°. Der Schwingungsausschlag wird jedoch dabei nicht beeinflußt und wird nur insoweit gedämpft wie durch die unvermeidliche Reibung des ganzen Apparates bedingt ist, so daß der Pendel nur allmählich zur Ruhe kommt.

Beim Anziehen der kleinen Bremse bei p kommt jedoch die dämpfende Wirkung des Schwungrades in auffälliger Weise zur Wirkung. Sobald man nämlich das Pendel P um einen größeren Winkel seitlich ablenkt und dann frei läßt, kehrt er nur sehr langsam in die senkrechte Lage zurück und bleibt dort stehen, ohne weitere Schwingungen auszuführen. Die Schwungradachse beschreibt dabei ungefähr eine Viertelschwingung.

Die Versuche mit diesem Pendelapparat geben ein getreues und sehr anschauliches Bild von den Vorgängen bei einem Schiffskreisel, da hierbei die Schwingungen des Schiffes denjenigen des Pendels entsprechen.

Um die Anordnung und Wirkungsweise des Schiffskreisels noch besser zu veranschaulichen, habe ich ein anderes Modell anfertigen lassen, das in Fig. 14 dargestellt ist und einem Schiffsquerschnitt entspricht.

Das Modell ist an seiner unteren Seite mit zwei kreisbogenförmig gestalteten Rippen versehen, mit denen es, ähnlich wie eine Wiege, auf der

Tischfläche ruht. Da der Mittelpunkt für den Kreisbogen der Rundung annähernd da liegt, wo bei einem wirklichen Schiff das Metazentrum sein würde, so sind die Stabilitätsverhältnisse dieses Modells, wenn es auf der Tischplatte geneigt wird, dieselben wie bei einem wirklichen, im Wasser schwimmenden Schiff. Soweit also die aufrichtenden Momente und die Schwingungsperiode in Betracht kommen, wird sich das Modell genau so verhalten, wie in dem Falle, wenn es auf dem Wasser schwimmen würde.

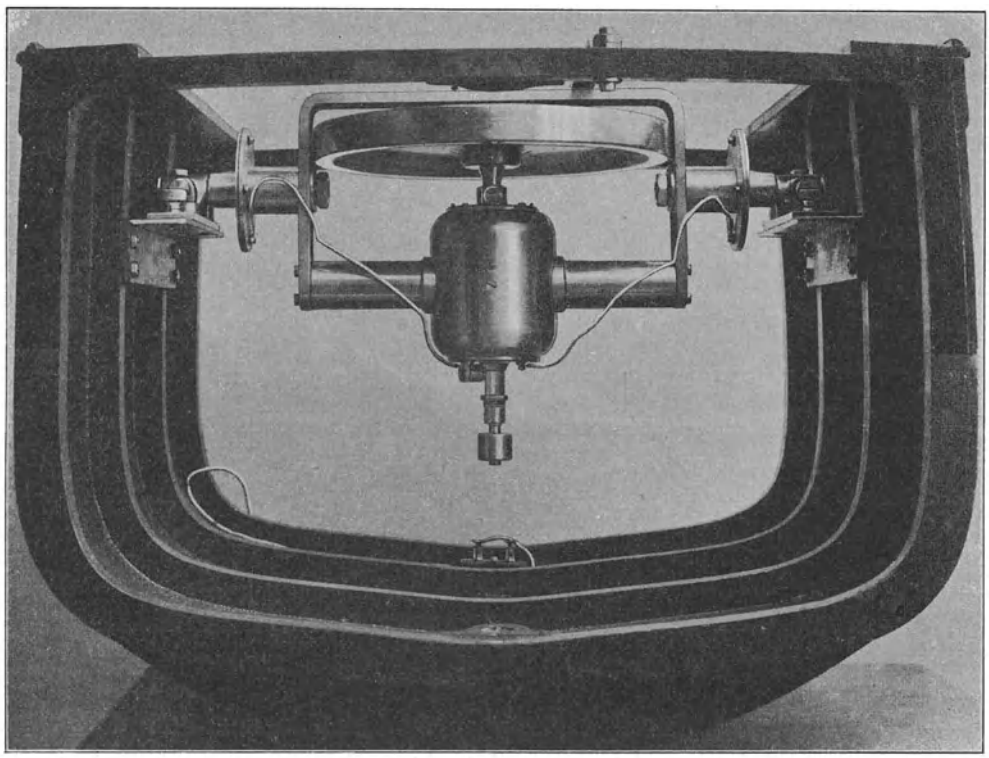


Fig. 14.

In dem querschiffs liegenden Rahmen, der um zwei horizontale Zapfen drehbar ist, ist die senkrechte Achse mit dem Schwungrad gelagert, das durch einen Elektromotor angetrieben wird. Die Übermittelung des elektrischen Stromes auf den Rahmen geschieht durch zwei Schleifkontakte, die gleichzeitig die Bremsung der Pendelbewegung des Rahmens ermöglichen.

Das Modell entspricht also in allen Teilen dem in Fig. 12 schematisch dargestellten Schiffskreisel und die Versuche mit diesem Modell geben daher ein getreues Bild seiner Wirkungsweise.

Wenn das Schwungrad in Ruhe ist, so läßt sich das Modell sehr leicht nach der Seite neigen, und wenn man es durch ein Gewicht einseitig belastet, nimmt es sofort einen gewissen Neigungswinkel an. An dieser Erscheinung wird nichts geändert, wenn sich das Schwungrad in rascher Rotation befindet, der Rahmen aber festgestellt ist, so daß er nicht aus der senkrechten Lage abgelenkt werden kann. Sobald jedoch der Rahmen frei gelassen und infolgedessen die Schwungradachse in der Symmetrieebene hin- und herpendeln kann, setzt das Modell der seitlichen Neigung durch eine äußere Kraft einen überraschend großen Widerstand entgegen. Wenn man das Modell in derselben Weise einseitig beschwert, wie das schon weiter oben erwähnt wurde, so verharrt es anscheinend zunächst in der aufrechten Stellung und es neigt sich nur ganz langsam, wobei die Schwungradachse aus der senkrechten Lage abgelenkt wird.

Bei den Versuchen mit den Modellen waren die Abmessungen des Kreisels im Vergleich zu denen des Bootes immer unverhältnismäßig groß gewählt worden, um die Erscheinungen recht augenfällig zu machen. Man konnte deshalb aus diesen Ergebnissen keinen Schluß darauf ziehen, ob es möglich sein würde, bei einem großen Schiffe den Kreisel zur Verhinderung der Rollbewegungen mit Erfolg zur Anwendung zu bringen. Der Vorschlag, Modelle herzustellen, deren Verhältnisse genau nach der Theorie bemessen waren, ließ sich deshalb nicht durchführen, weil es unmöglich war, die hierbei erforderlichen hohen Umdrehungszahlen des Kreisels zu erzielen. Es konnten deshalb nur rein theoretische Untersuchungen Aufschluß über die Ausführbarkeit in großem Maßstab geben.

Mit der Lösung dieser Aufgabe haben sich namentlich die Herren Professoren Dr. Lorenz und Dr. Föppl in eingehender Weise beschäftigt. Professor Föppl, dessen Arbeit in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure veröffentlicht ist*), kommt dabei zu dem Ergebnis, daß der Schiffskreisel selbst für Schiffe von großem Deplacement noch praktisch ausführbar ist.

Es ist nicht möglich, die Entwickelungen des Herrn Professor Föppl hier wiederzugeben und ich muß mich darauf beschränken, die Ergebnisse seiner Untersuchungen aufzuführen.

*) „Der Schlicksche Schiffskreisel", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure Jahrgang 1904.

Es sollen folgende Bezeichnungen eingeführt werden:

D das Gewicht des Schiffes (in Kilogramm),

Θ das Trägheitsmoment des Schiffs für die durch den Schiffsschwerpunkt gehende wagrechte Längsachse,

h die metazentrische Höhe (in Metern),

J das Trägheitsmoment des Kreiselrades, bezogen auf die Kreiselachse,

ω die Winkelgeschwindigkeit, mit der das Kreiselrad umläuft,

φ_0 der Ausschlagswinkel (in Bogenmaß), den das Schiff beim Schlingern im Maximum bei stillstehendem Kreisel erreicht.

Nach Föppl ergibt sich dann das Produkt $J\omega$, der sogenannte „Drall", aus der Formel

$$J\omega = \frac{1}{5}\varphi_0\sqrt{D \cdot h \cdot \Theta}$$

Bei der Annahme eines geeigneten Wertes von ω ergibt sich dann der Wert J für das erforderliche Trägheitsmoment des Kreisels, aus dem man wieder durch Proberechnungen die passenden Werte für die Abmessungen des Kreisels finden kann.

Wenn die Schwingungsperiode der Rollbewegungen mit T bezeichnet wird (wobei im Gegensatz zu der englischen Bezeichnungsweise T die Zeit für eine volle Schwingung von backbord nach steuerbord und wieder zurück nach backbord bedeutet), so ist bekanntlich auch:

$$\Theta = \frac{T^2 \cdot D \cdot h}{4\pi^2}$$

und man kann die Föpplsche Formel daher auch schreiben:

$$J\omega = \frac{1}{5}\varphi_0\frac{D \cdot h \cdot T}{2\pi}.$$

Da bei normalem stürmischen Wetter der Schwingungsausschlag des Schiffes nach jeder Seite etwa 15°, der ganze Schwingungswinkel also 30° beträgt, so wird selbst für große Schiffe ein Kreisel von mäßigen Dimensionen genügen, um die Schlingerbewegungen nahezu ganz zu verhindern. Für sehr große Schiffe der Handelsmarine kann der Ausschlagswinkel noch ganz beträchtlich kleiner angenommen werden. Nach Ansicht des Herrn Dr. Föppl wird es auch in vielen Fällen schon genügen, wenn der Wert von $J\omega$ nur halb so groß gewählt wird, als sich aus der obigen Formel ergibt.

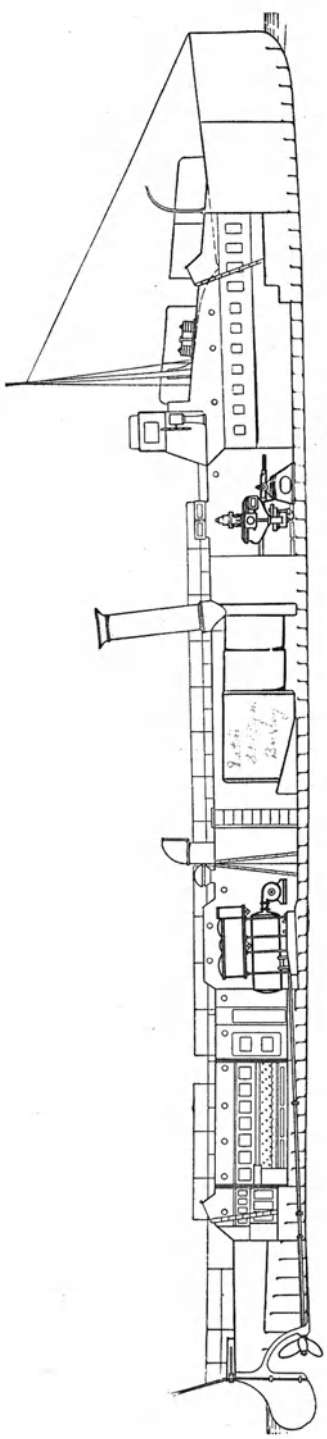


Fig. 15.

Nachdem durch diese theoretischen Untersuchungen die Möglichkeit erwiesen war, die Schlingerbewegungen von Dampfern in erfolgreicher Weise einzuschränken, handelte es sich darum, einen Versuch zunächst an einem kleineren Schiff zu machen. Es bot sich hierzu eine günstige Gelegenheit, indem mir ein ausrangiertes Torpedoboot der Kaiserlichen Marine, dem man den Namen „Seebär“ gegeben hatte, von der Firma H. C. Stülcken Sohn in Hamburg in der bereitwilligsten Weise zur Verfügung gestellt wurde.

Der Längsschnitt des Bootes ist in Fig. 15 dargestellt. Seine Hauptabmessungen und Verhältnisse sind im folgenden gegeben:

Länge in der Wasserlinie . . .	35,25 m
Größte Breite	3,60 m
Mittlerer Tiefgang mit Wasser im Kessel und Kohlen an Bord	1,04 m
Wasserverdrängung (D) . . .	57 000 kg
Metazentrische Höhe (h) . . .	0,50 m
Periode der Rollbewegung im stillen Wasser (T)	4,14 sek.
Trägheitsmoment des ganzen Bootes, bezogen auf eine durch den Schwerpunkt gehende wagrechte Längsachse (Θ)	12 373,7 mkg/sek.^{2}

Der Wert für das angeführte Trägheitsmoment des Schiffes Θ war mit Hilfe von Schlingerversuchen aus der Formel:

$$\Theta = \frac{T^2 D h}{4 \pi^2}$$

ermittelt worden.

Um bei diesem ersten Versuch, wo noch jede Erfahrung mangelte, praktischen Schwierigkeiten aus dem Wege zu gehen, wurde die Umfangs-

geschwindigkeit des Kreiselrades verhältnismäßig niedrig, nämlich nur zu etwa 80 m pro Sekunde angenommen. Dieser Wert muß mit Rücksicht darauf, daß das Kreiselrad aus geschmiedetem Stahl von hoher Festigkeit hergestellt wurde, als sehr mäßig bezeichnet werden.

Die Hauptwerte für das Kreiselrad sind, wie folgt:

Äußerer Durchmesser des Kreiselrades	1,00 m
Gewicht des Kreiselrades ohne Welle und Nabe	502 kg
Umfangsgeschwindigkeit	83,77 m/sek.
Winkelgeschwindigkeit (ω)	167,55 m
Umdrehungen pro Minute	1600
Trägheitsmoment des Kreiselrades (J)	10,69 mkg/sek^2

Da an Bord des Dampfers „Seebär“ elektrische Energie zum Betrieb des Kreisels nicht zur Verfügung stand und die Aufstellung eines Dynamo mit Schwierigkeiten und großen Kosten verknüpft gewesen wäre, so mußte auf den elektrischen Antrieb verzichtet werden. Der Umfang des Kreiselrades wurde daher mit Schaufeln versehen und wurde in der üblichen Weise, wie bei einer Dampfturbine, direkt durch Dampf in Umdrehungen versetzt. Das Kreiselrad ist in einem gußeisernen Gehäuse eingekapselt und ist mit zwei horizontalen, querschiffs liegenden Schwingzapfen versehen, ähnlich wie die Zylinder einer oscillierenden Räderschiffsmaschine. Durch einen der horizontalen Schwingzapfen wird der Dampf zu und durch den anderen abgeführt. — Das untere Ende der Kreiselwelle wird von einem Kugellager getragen, das ebenso wie die anderen Lager durch eine Räderpumpe unausgesetzt Öl zugeführt erhält. Der Abdampf konnte sowohl ins Freie als nach dem Kondensator geführt werden. Die letztere Anordnung hat den Vorteil, daß das Schwungrad im Vakuum laufen kann, wodurch die bei rascher Umdrehung beträchtlichen Luftwiderstände vermieden werden.

Die Fig. 16 und 17 zeigen den Kreisel im Vertikal- und Horizontalschnitt und die Fig. 18, 19 und 20 seine Anordnung im Schiff.

An der Backbordseite sind die Bremseinrichtungen für die schwingenden Bewegungen des Kreisels angeordnet. Sie bestehen zunächst aus einer Bandbremse, die von Deck aus durch ein Stellrad so angezogen werden kann, daß die Schwingungsbewegungen auch bei dem heftigsten Seegang ganz verhindert werden können. Außerdem ist noch ein horizontaler, hydraulischer Bremszylinder angeordnet, dessen Kolbenstange an einem horizontalen Zapfen am

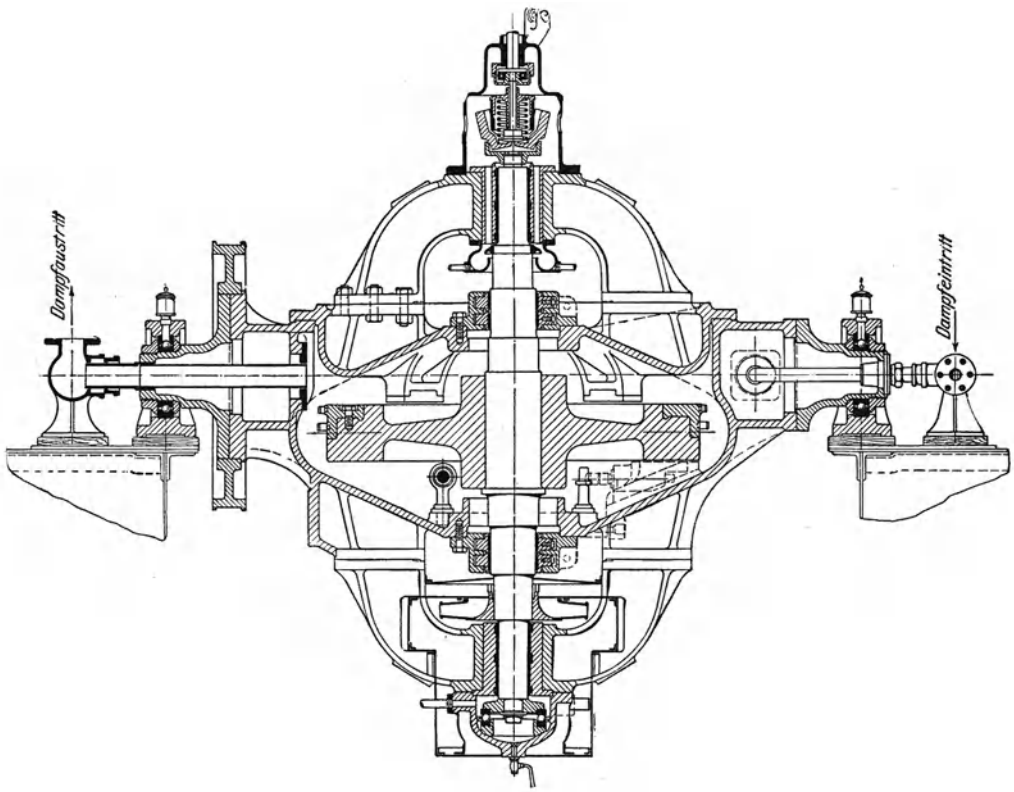


Fig. 16.

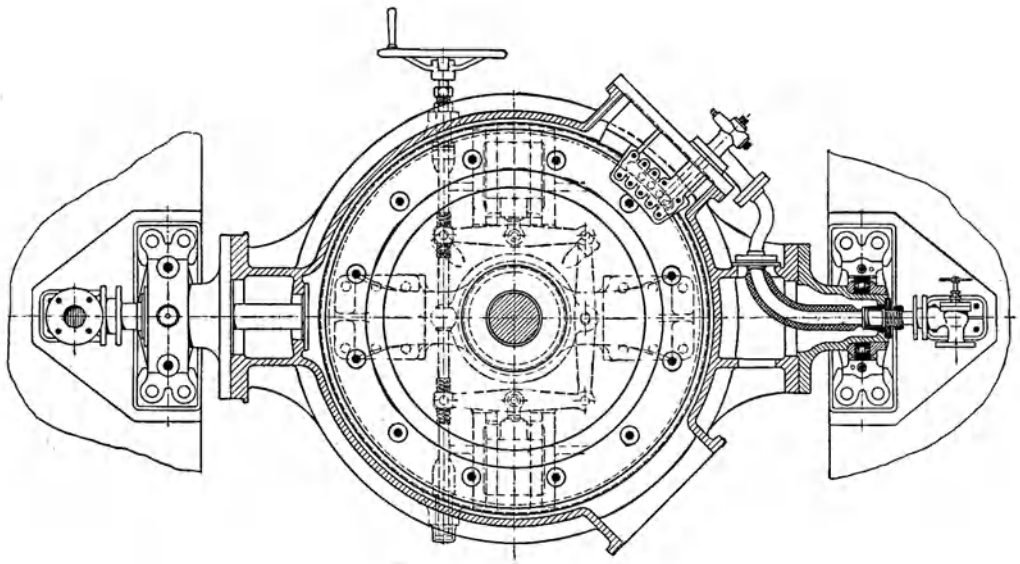


Fig. 17.

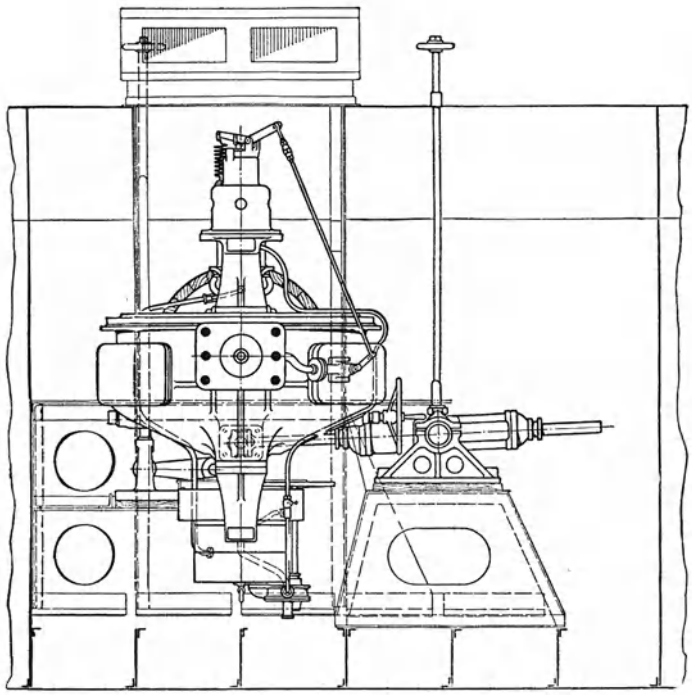


Fig. 18.

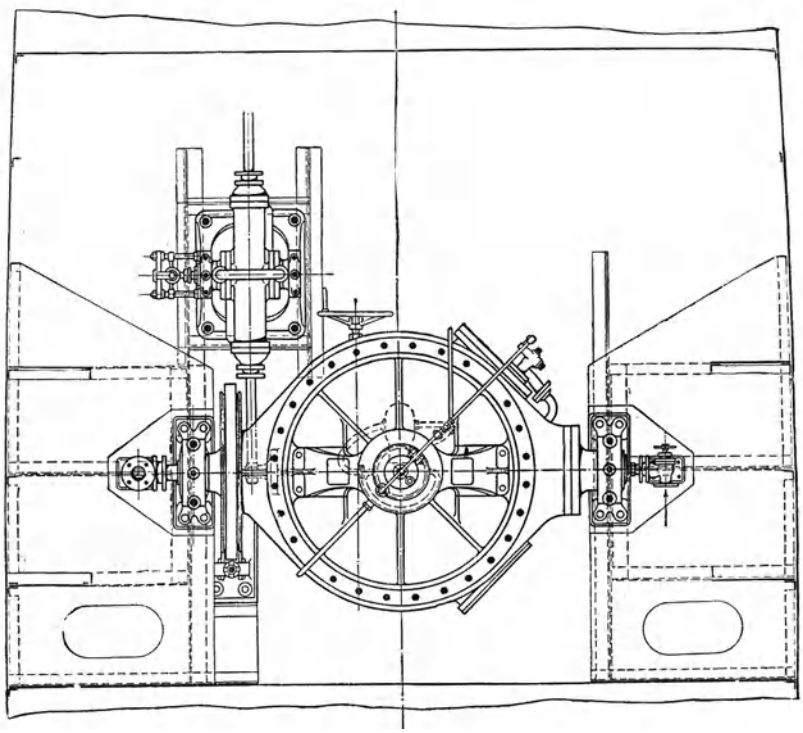


Fig. 19.

Kreiselgehäuse angreift. Das Regulierventil des Bremszylinders kann gleichfalls von Deck aus gehandhabt werden.

Es wurde nun zunächst eine Reihe von Versuchen mit dem stilliegenden Fahrzeug vorgenommen.

Nachdem der Kreisel seine volle Umlaufsgeschwindigkeit von 1600 Umdrehungen pro Minute erreicht hatte und sowohl die Bandbremse als auch die Kolbenstange des hydraulischen Bremszylinders gelöst war, wurden mit

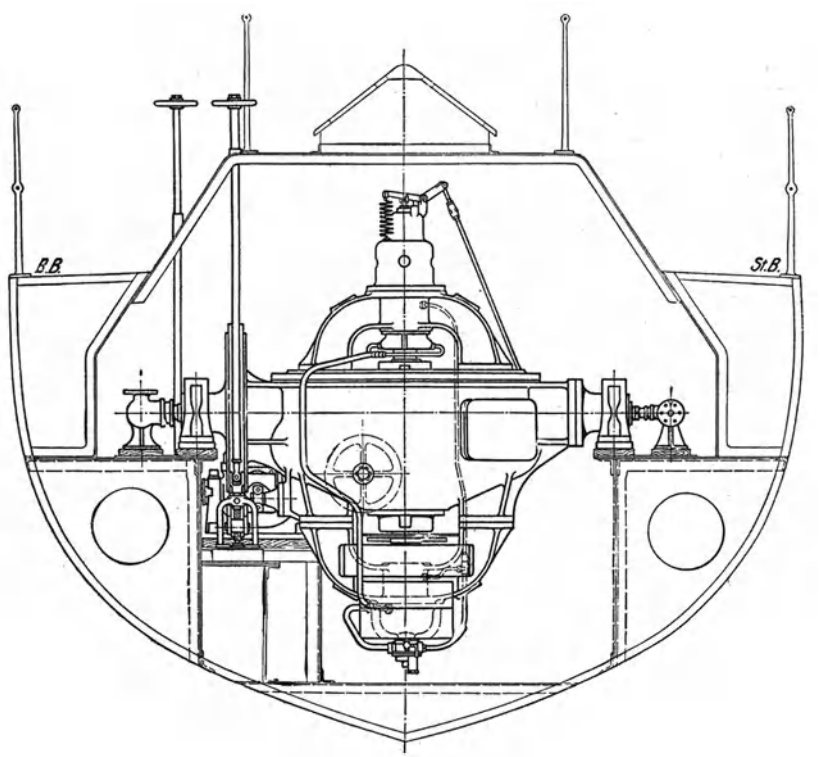


Fig. 20.

dem Boot durch Überlaufen der Besatzung Schlingerversuche vorgenommen. Es zeigte sich hierbei, daß die ganze Schlingerperiode nunmehr 6 Sek. betrug, während sie bei stillstehendem Kreisel, wie oben angegeben, 4,14 Sek. war. Es war natürlich außerordentlich schwierig, das Boot in Schwingungen von nur sehr geringem Ausschlag zu versetzen und es mußten zu diesem Experiment eine verhältnismäßig große Zahl von Arbeitsleuten zugezogen werden.

Es wurde dann eine weitere Reihe von Versuchen vorgenommen, um zu ermitteln, wie viel Schwingungen das Boot im ruhigen Wasser machte, bis

der Ausschlag, von einem gewissen Wert angefangen, nur noch $^1/_2$ ° betrug. Das Experiment wurde mit Hilfe eines weit überragenden Krans ausgeführt, indem man das Boot auf einer Seite bis zu einem Neigungswinkel von etwa 10 bis 15 ° anhob und dann den betreffenden Stropp kappte. Das Boot machte dann bei stillstehendem Kreisel eine lange Reihe von Schwingungen, bis der Ausschlag auf $^1/_2$ ° herabgegangen war, also mit anderen Worten, bis es praktisch zur Ruhe gekommen war.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in dem in Fig. 21 gegebenen Diagramm veranschaulicht. Es wurden mit stillstehendem Kreisel zwei Versuche

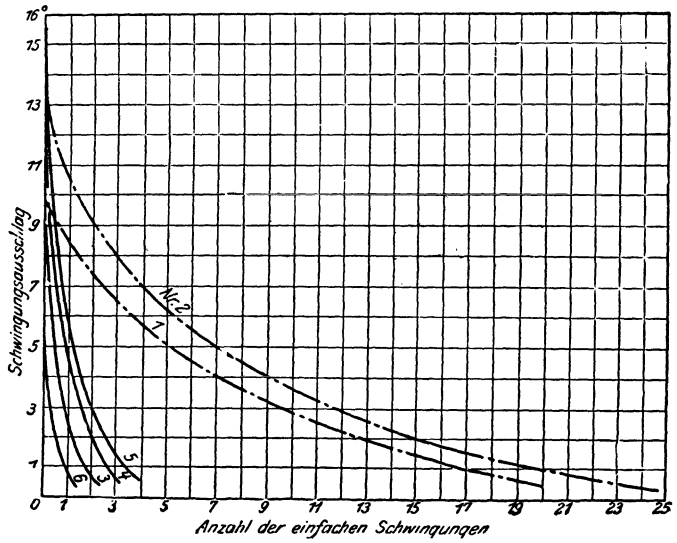


Fig. 21.

gemacht, bei denen das Boot bis zu 10 ° bezw. $13^1/_2$ ° geneigt wurde. Das Boot machte dann 20 bezw. 25 halbe Schwingungen, ehe der Ausschlag bis auf $^1/_2$ ° herabgegangen war.

Es wurde dann eine Reihe von Versuchen mit rotierendem Kreisel vorgenommen, wobei sich die dämpfende Wirkung der Einrichtung in überraschender Weise zeigte, wie das aus den Kurven 3 bis 6 in dem Diagramm (Fig. 21) deutlich hervorgeht. So zeigte sich z. B. bei dem Versuch, dem die Kurve No. 5 entspricht, daß das Boot, nachdem es bis zu einem Winkel von $15^1/_2$ ° geneigt worden war, schon nach 4 halben Schwingungen praktisch zur Ruhe kam.

Die Schwingungsausschläge des Bootes wurden bei den Versuchen mit Hilfe eines besonders für diesen Zweck konstruierten Apparates gemessen,

der in der Hauptsache aus einem Schwungrad von 0,6 m Durchmesser bestand, und dessen Schwerpunkt fast genau in der Drehachse lag. Das Schwungrad nahm an den Schiffsschwingungen nicht teil und man konnte daher an seinem Umfang die Ausschlagswinkel mit guter Genauigkeit ablesen.

Die eigentliche Erprobung des Kreiselapparates auf seine Wirksamkeit zur Verhinderung der Rollbewegung konnte natürlich nur bei einem geeigneten Seegang erfolgen, d. h. bei einem Seegang, bei dem die Periode der Wellen mit derjenigen des Bootes übereinstimmt. Diese Bedingung ließ sich, wie leicht verständlich, nur annähernd erfüllen. Die Versuche wurden in der Weise ausgeführt, daß das Boot zunächst mit festgebremsten Kreisel, wobei er also keine dämpfende Wirkung ausüben konnte, quer zur Richtung der Wellenbewegung, oder wie sich der Seemann ausdrückt, quer zur See gelegt wurde. Das Boot geriet dabei, wie nicht anders zu erwarten, in heftige Schlingerbewegungen und es wurden Schwingungsausschläge von 15 ° nach jeder Seite, ja in einzelnen Fällen bis zu 25 ° erreicht. Nachdem der Schwingungsausschlag mit Hilfe des erwähnten Instrumentes während 3 bis 4 Minuten beobachtet worden war, wurde dann plötzlich die Bandbremse des Kreisels gelöst, so daß er sofort eine schwingende Bewegung annehmen und seine dämpfende Wirkung ausüben konnte. Die Schlingerbewegungen des Bootes wurden dann sofort soweit vermindert, daß nur Neigungen von etwa 1 ° nach jeder Seite übrig blieben. Das Boot lag also beinahe ganz ruhig in der See und wurde nur von den größeren Wellen sanft gehoben, um dann wieder in das Wellental zurückzusinken.

Die in Fig. 22, 23 und 24 dargestellten Diagramme geben ein deutliches Bild des Vorganges und erfordern wohl kaum eine eingehende Erklärung. Die Zickzacklinie entspricht den Neigungswinkeln, die das Boot bei der Rollbewegung annahm, solange der Kreisel festgestellt war. In dem Augenblick, der dem mit dem Buchstaben A in den Diagrammen bezeichneten Punkt entspricht, wurde der Kreisel freigelassen, so daß er ungehindert oscillieren konnte, und die Rollbewegungen waren sofort soweit gedämpft, wie das durch das Diagramm gezeigt ist.

Es war namentlich von seemännischer Seite das Bedenken geäußert worden, daß das durch den Kreisel am Rollen verhinderte Boot durch überbrechende Wellen zu leiden haben würde. Diese in keiner Weise theoretisch begründete Befürchtung erwies sich als gänzlich ungerechtfertigt. Das Deck des Bootes blieb bei angestelltem Kreisel wesentlich trockner, als bei aus-

geschaltener Kreiselwirkung. Die seitlich heranrollenden Wellen schienen unter dem Boot zu verschwinden, wobei es sich nur in aufrechter Lage langsam etwas hob und dann kaum merklich wieder zurück in das Wellental sank.

Die ungünstige Meinung über die Seeeigenschaften eines mit einem Kreisel ausgerüsteten Schiffes beruht, wie ich wiederholt erfahren habe, auf der Annahme, daß sich jedes von einer seitlich ankommenden Welle ge-

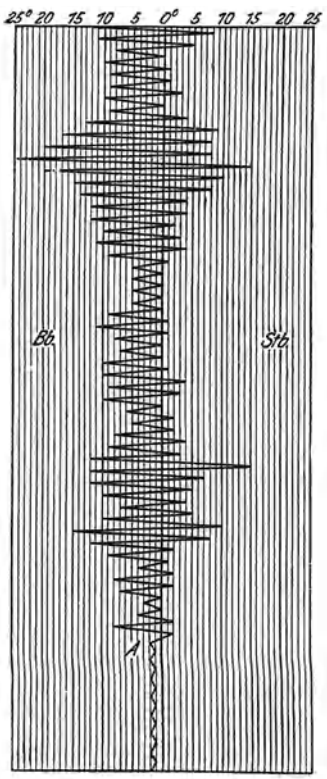


Fig. 22.

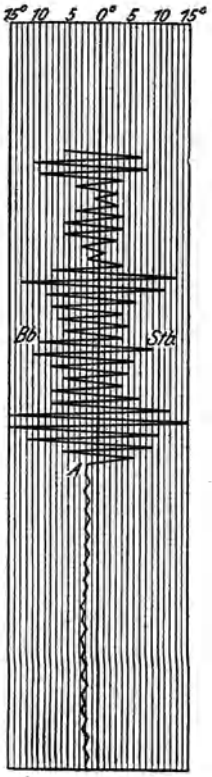


Fig. 23.

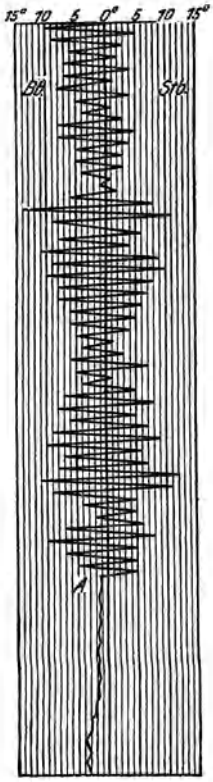


Fig. 24.

troffene Schiff nach lee überneigt und demnach jeder Welle einen verhältnismäßig großen Freibord darbietet. Diese Erscheinung kann jedoch bekanntermaßen nur in ganz seltenen Fällen eintreten, nämlich nur dann, wenn die Schwingungsperiode des Schiffes im Vergleich zur Wellenperiode sehr klein ist. Dies kann jedoch nur bei ganz flach gebauten Fahrzeugen vorkommen. Unter gewöhnlichen Umständen ist die Schwingungsperiode des Schiffes immer größer als die Wellenperiode, und es kommt daher auch vor, daß das Schiff dann von einer Welle seitlich getroffen wird, wenn es nach luv über-

holt. Ein solcher Fall kann für das Schiff sehr ernste Folgen haben, er kann sich jedoch nie bei einem mit einem Kreisel versehenen Schiff ereignen.

Ein Verhindern oder Einschränken der Schlingerbewegungen wird übrigens in der Schiffahrt wohl schon seit Jahrtausenden mit bestem Erfolg geübt; ich meine damit die Verwendung von Segeln. Beim Segeln mit halbem Winde stützen die Segel das betreffende Schiff bekanntlich in so wirksamer Weise, daß die Schlingerbewegungen ganz beträchtlich eingeschränkt werden. Kein Seemann wird aber behaupten wollen, daß hierbei das Fahrzeug besonders stark durch überkommende Seen zu leiden hätte. Ganz ebenso liegen die Verhältnisse bei Anwendung des Schiffskreisels.

Es dürfte interessieren, einen Vergleich des Einflusses des Schiffskreisels mit dem der sogenannten Schlinger- oder Kimmkiele anzustellen, die in letzterer Zeit vielfach als ein besonders wirksames Mittel zur Verhinderung der Rollbewegungen angepriesen worden sind.

Die dämpfende Wirkung der Kimmkiele beruht bekanntlich auf den Widerstand, den sie bei der Rollbewegung des Schiffes im Wasser finden. Der Widerstand des Wassers ist aber, wie allgemein anerkannt, bei kleinen Geschwindigkeiten nur sehr gering und wird erst dann von einiger Bedeutung, wenn es sich um größere Geschwindigkeiten handelt. Das Schiff muß demnach noch immer beträchtliche Rollbewegungen zeigen, wenn sich ein nennenswerter Einfluß der Kimmkiele auf das Schlingern bemerkbar machen soll. Die Wirkungsweise der Kimmkiele läßt sich daher in gewisser Beziehung mit der einer Feuerspritze vergleichen. Letztere tritt auch immer erst dann in Tätigkeit, wenn es wirklich brennt; das Unglück selbst kann sie aber nicht verhindern, sondern im günstigen Falle nur beschränken.

Ein Hauptvorzug des Schiffskreisels besteht also darin, daß er schon ganz geringe Rollbewegungen verhindern kann, während die Kimmkiele erst bei beträchtlichen Rollbewegungen dämpfend wirken.

Diese außerordentlich günstigen Ergebnisse der Versuche mit dem „Seebär“ veranlaßten die Hamburg-Amerika-Linie, in den Dampfer „Silvana“ des Seebäderdienstes einen Kreisel einbauen zu lassen. Die Ausführung dieser Arbeit wurde der Stettiner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft „Vulcan“ übertragen, wo speziell Herr Dr. Föttinger mit der Detailkonstruktion der ganzen Anlage betraut wurde. Ihm gebührt daher auch das Verdienst für die gelungene Ausführung.

Additional information of this book

(Ein Beitrag zur Entwicklung des europäischen Textildrucks; 978-3-211-80135-2; 978-3-211-80135-2_OSFO1) is provided:

http://Extras.Springer.com

Die Hauptabmessungen des in Fig. 25 und 26 im Längsschnitt und in der Ansicht des Hauptdecks dargestellten Bootes, sind folgende:

Länge zwischen den Perpendikeln	62,58 m
Breite auf den Spanten	8,99 m
Höhe von Oberkante Kiel bis Hauptdeck . .	3,975 m
Höhe „ „ „ „ Sturmdeck . .	6,30 m
Mittlerer Tiefgang, ausgerüstet und mit Kohlen an Bord	2,85 m
Wasserverdrängung (D)	850 t
Metazentrische Höhe (h)	0,401 m
Periode der Rollbewegungen bei stillstehenden Kreisel (T)	8,0 sek.
Trägheitsmoment des ganzen Schiffes bezogen auf die Längsachse (Θ)	552 543 mkg sek^2

Da an Bord des Dampfers nicht genügende elektrische Energie zur Verfügung stand, um den Kreisel mit Hilfe eines Elektromotors antreiben zu können, und die Aufstellung eines besonderen Dynamos mit Schwierigkeiten verbunden war, so mußte man sich auch hier entschließen, den Kreisel, ähnlich wie beim Dampfer „Seebär", direkt als Dampfturbine anzutreiben. Es entstand dadurch eine Anordnung, wie sie aus den Fig. 28, 29 und 30 ersichtlich ist. Diese Zeichnungen dürften hinreichend klar sein, um eine nähere Erläuterung überflüssig zu machen.

Fig. 31 zeigt die Photographie des Kreisels, die in der Montagehalle der Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft „Vulcan" aufgenommen wurde.

Die wichtigste Abweichung von der Anordnung bei dem Dampfer „Seebär" besteht darin, daß statt eines horizontalen hydraulischen Bremszylinders zwei vertikale vorhanden sind. Ferner ist statt eines Kugellagers zur Aufnahme des durch das Gewicht des Kreisels bedingten senkrechten Druckes ein aus zwei Scheiben bestehendes Drucklager angeordnet, das ebenso wie die Halslager mit Preßöl geschmiert wird. Es besteht auch noch eine besondere Einrichtung, um das zirkulierende Öl zu kühlen.

Um die Umfangsgeschwindigkeit des Kreisels erforderlichenfalls bis auf 200 m pro Sekunde steigern zu können, ohne das Material in unzulässiger Weise zu beanspruchen, wurde auch hier wieder das Kreiselrad aus geschmiedetem Tiegelgußstahl von verhältnismäßig hoher Festigkeit hergestellt. Die entnommenen Probestücke ergaben eine Bruchfestigkeit von 55,7 bis

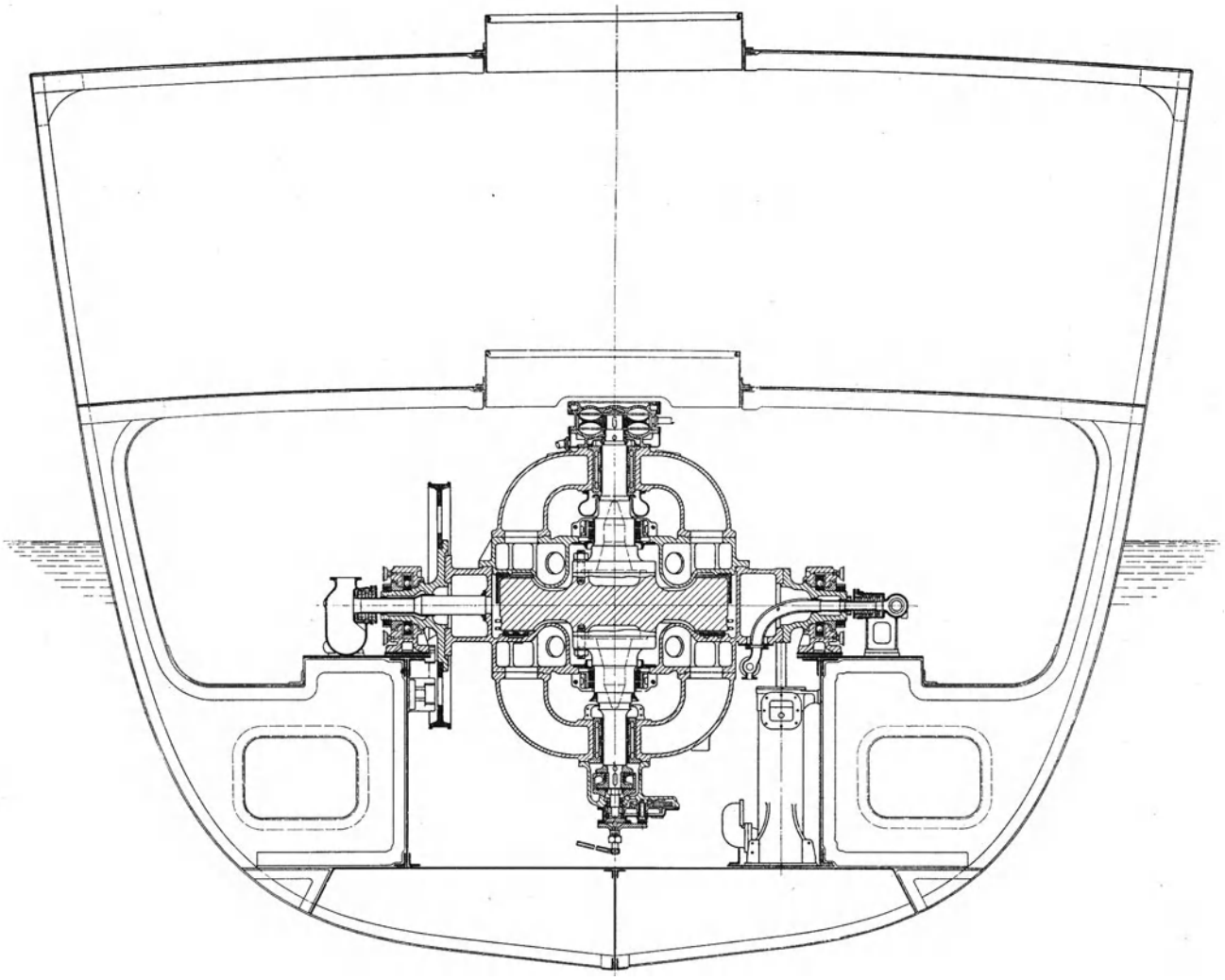


Fig. 28.

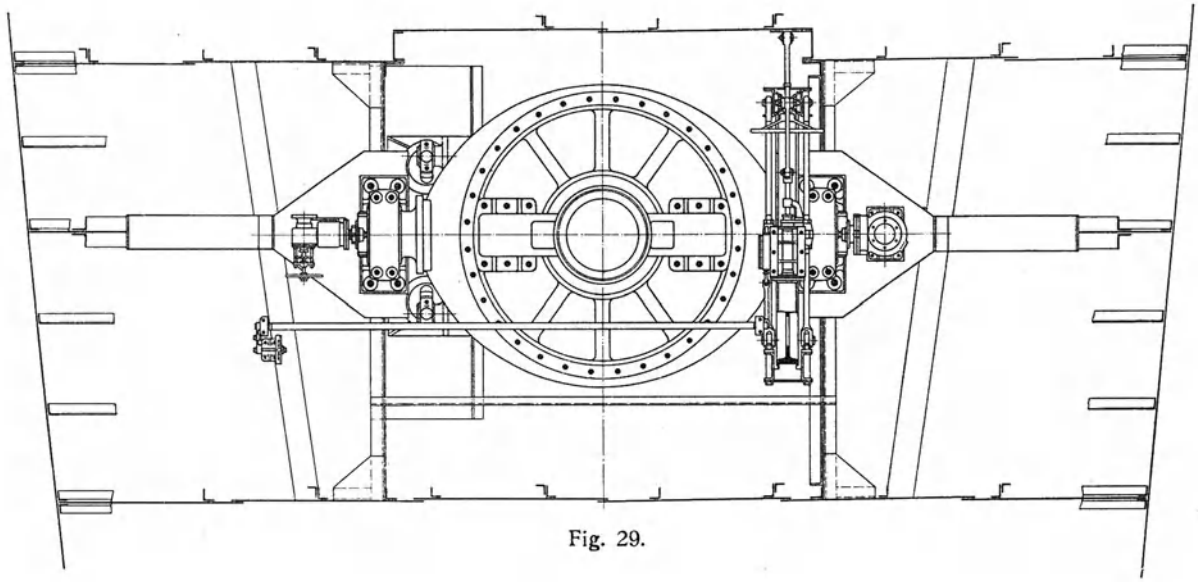


Fig. 29.

57,9 kg pro Quadratmillimeter bei einer Dehnung von 20 1/2 bis 20 %. Die Elastizitätsgrenze ergab sich zu 35,3 bis 35,7 kg pro Quadratmillimeter.

Um die Sicherheit des Kreiselrades noch weiter zu steigern, wurde es, wie aus Fig. 28 hervorgeht, nicht mit einer Nabe zur Aufnahme der Welle wie beim „Seebär", sondern als volle Scheibe hergestellt. Die Wellenstücke wurden dann mittels angeschmiedeter Flanschen mit dem Kreiselrad verschraubt. Auf diese Weise wird die hohe Beanspruchung, die bei Anwendung

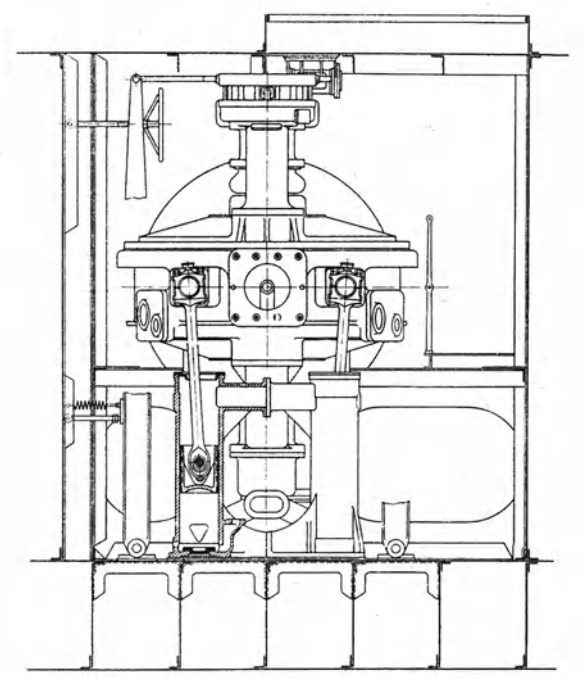


Fig. 30.

einer Nabe an ihrer Peripherie entsteht, vermieden, sodaß selbst bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 200 m pro Sekunde eine sehr große Sicherheit vorhanden ist.

Um im Fall der Erwärmung eines Lagers den Kreisel rasch zum Stillstand bringen zu können, ist an dem oberen Ende der Kreiselachse eine Froudesche Wirbelbremse angebracht, wie das aus Fig. 28 ersichtlich ist. Die Wirkung dieser Wirbelbremse ist überraschend. Wenn sie durch Zuleitung von Wasser in Tätigkeit gesetzt wird, so geht die Umdrehungszahl des Kreisels von ihrer normalen Höhe von 1800 in ungefähr 50 Sekunden auf 600 zurück, sodaß der Kreisel in sehr kurzer Zeit zum Stillstand gebracht werden kann.

Die Abmessungen und Daten für den Kreisel wurden wie folgt festgestellt:

Äußerer Durchmesser des Kreiselrades	1,60 m
Gewicht des Kreiselrades ohne Welle	5100 kg

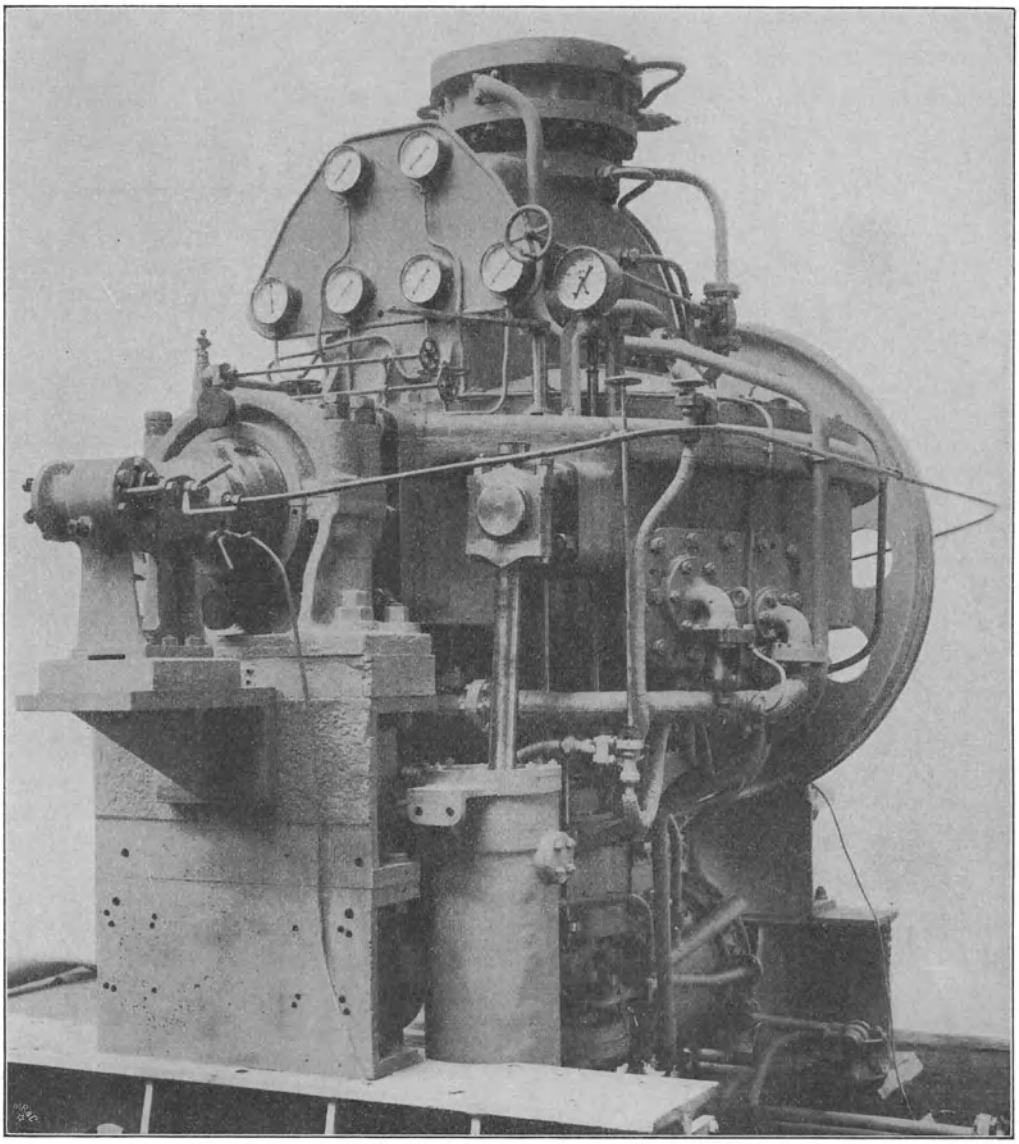


Fig. 31.

Gewicht der beiden Wellenstumpfe	730 kg
Polares Trägheitsmoment der rotierenden Massen, des Schwungrades, der Wellen, der Druckringe und des Laufrades der Wirbelbremse	176,5 mkg sek^2

Umdrehungszahl des Kreisels pro Minute	1800
Umfangsgeschwindigkeit	150,8 m
Winkelgeschwindigkeit	188,6 m

Obgleich der Dampfer „Silvana“ mit dem betriebsfähigen Kreisel an Bord bereits am 9. April dieses Jahres, zur Vornahme der erforderlichen Versuche bei bewegter See, nach Cuxhaven gelegt wurde, war es bis zu dem Augenblick, wo das Manuskript für diesen Vortrag geschlossen werden mußte (25. Mai), nicht gelungen, die Wirksamkeit des Kreisels feststellen zu können, weil die See während der ganzen Zeit ganz ruhig war. Der Dampfer zeigte bei allen Versuchen mit untätigem Kreisel eine unregelmäßige Rollbewegung, die eine Neigung von 1 Grad nach jeder Seite nur in vereinzelten Fällen um weniges überschritt. Unter diesen Verhältnissen war es natürlich nicht möglich, Ergebnisse zu erzielen, die für die Beurteilung der Wirkungsweise des Kreisels von Wert gewesen wären. Es konnte nur soviel festgestellt werden, daß sich der Apparat schon gegen diese kaum fühlbaren Bewegungen des Schiffes sehr empfindlich zeigte, indem der Kreisel dabei in schwingende Bewegung geriet. Es ist daraus mit Sicherheit zu schließen, daß er bei bewegter See erst recht seine Schuldigkeit tun wird.

Ich möchte diesen Aufsatz nicht schließen, ohne der Hamburg-Amerika-Linie für die bereitwillige und tatkräftige Unterstützung zu danken, durch die mir die Durchführung dieser Versuche erst möglich gemacht wurde. Ich schulde aber auch noch der Firma H. C. Stülcken Sohn in Hamburg, sowie der Stettiner Maschinenbau - Aktien - Gesellschaft „Vulcan“, die meine Arbeiten gleichfalls in nachdrücklicher Weise förderten, besten Dank. In dem bereitwilligen Entgegenkommen von so hervorragenden Firmen darf ich wohl den Beweis dafür erblicken, daß dem Schiffskreisel von fachmännischer Seite eine besondere Bedeutung beigemessen wird.

Diskussion.

Herr Ludwig Benjamin-Hamburg:

Meine sehr geehrten Herren! Wenn ich nach den außerordentlich interessanten Worten und Vorführungen unseres Herrn Vortragenden das Wort ergreife, muß ich um Ihre gütige Nachsicht bitten, da ich eine etwas trockenere Materie zu behandeln habe. Ich möchte Ihnen über das Verhalten des Schiffs unter der Einwirkung des Kreisels meine Ansicht geben und will

dabei vorweg bemerken, daß ich mir die Sache nicht nur am Arbeitstisch überdacht habe, sondern daß ich bei der Probefahrt des „Seebär“ zugegen gewesen bin, auf der die Diagramme, die Sie auf Seite 136 des Vortrages finden, gewonnen worden sind. Ich kann deshalb auch vollkommen bestätigen, was Sie auf Seite 136 gedruckt finden: „Das Deck des Bootes blieb bei dem eingestellten Kreisel wesentlich trockener als bei ausgeschalteter Kreiselwirkung. Die seitlich heranrollenden Wellen schienen unter dem Boot zu verschwinden.“ Auch mir ist es vielfach bekannt geworden, daß das Bedenken, welches Herr Dr. Schlick hervorgehoben hat, — daß nämlich das durch den Kreisel am Rollen verhinderte Boot durch überbrechende Wellen zu leiden haben würde, — in vielen Kreisen herrscht. Ich glaube aber, daß die Kreise, in denen es herrscht, nicht allein, wie Herr Dr. Schlick sagt, seemännische Kreise sind, sondern daß dieses Bedenken auch in vielen Ingenieurkreisen geteilt wird. Ich habe seinerzeit, nachdem die erwähnte Probefahrt stattgefunden hatte, im Hamburger Bezirksverein des Vereins deutscher Ingenieure einen Vortrag über den Schiffskreisel gehalten, und bei der Gelegenheit habe ich bemerkt, daß die meisten der anwesenden Ingenieure auch das hervorgehobene Bedenken teilten. Daß ich die Ansicht nicht teile, und auch nicht teilen kann, wird Ihnen, m. H., ja ohne weiteres klar sein, da ich Ihnen sagte, ich hätte bestätigt gefunden, daß das Boot wesentlich trockner bleibt. Ich glaube aber, daß der Grund, warum diese irrtümliche ungünstige Meinung gegen den Kreisel besteht, nicht allein in dem zu suchen ist, was auf Seite 136 der Druckschrift zu finden ist, wonach sie auf der Überlegung beruht, daß jedes von einer seitlich ankommenden Welle getroffene Schiff, wenn kein Kreisel vorhanden ist, sich nach Lee überneigen und infolgedessen der Welle einen verhältnismäßig großen Freibord darbieten müsse, und daß dieser Freibord in Wegfall komme, wenn der Kreisel das Schiff an der Neigung nach Lee hindere. Ich glaube, wie gesagt, nicht, daß diese Überlegung jenem Bedenken zu Grunde liegt, vielmehr glaube ich, daß das Gefühl, welches Einen zu diesem Vorurteil bringt, in einer unbewußten Auslegung begründet liegt, die gar nicht so tief in die Sache eingeht. Meines Erachtens herrscht vielmehr die Meinung vor, man habe es mit einem „künstlichen“ Gleichgewicht — wenn ich mich so ausdrücken darf — zu tun. Wenn man die Versuche ansieht, wie sie uns hier im Saale vorgeführt werden, so kann auch nur zu leicht der Gedanke kommen, daß es sich um ein künstliches Gleichgewicht handle. Bei diesen Versuchen fehlt naturgemäß alles, was als Voraussetzung gelten kann, wenn in einem Schiff der Kreisel in Tätigkeit gebracht wird. Es müßte dann Wellengang geschaffen werden, und den können wir bei den Versuchen, die uns vorgeführt werden, nicht haben und nicht erwarten. Wir sehen hier Versuche, denen in dieser Hinsicht das rechte Leben fehlt, und so kommt man leicht auf die Idee, es handle sich um ein künstliches Gleichgewicht.

Nun, m. H., wir haben sehr wenig Fälle, in denen uns künstliches Gleichgewicht, wenn ich an dem Ausdruck festhalten darf — er ist ja eigentlich nicht streng wissenschaftlich begründet — vorgeführt wird. Solcher Fälle erinnere ich mich aus dem gewöhnlichen Leben im Augenblick nur zwei. Das eine ist das Zweirad; dasselbe ist nicht im stabilen Gleichgewicht, sondern im labilen. Die Geschwindigkeit des Zweirades in der Richtung seiner Bewegung ist so groß, daß die geringen Kräfte, die auf eine seitliche Neigung wirken, leicht durch die Geschicklichkeit des Fahrers zu überwinden sind. Wir haben also hier ein künstliches Gleichgewicht, welches zu gleicher Zeit labiles Gleichgewicht ist. Das zweite Beispiel, das jedem Menschen unbewußt, und in diesem Falle noch ganz besonders, in den Sinn kommt, ist der gewöhnliche Kreisel, mit dem die Kinder spielen. Bei diesem wird die Schwerkraft durch die Geschwindigkeit des Kreisels in seiner Bewegungsrichtung aufgehoben. Es ist ein künstliches, aber zu gleicher Zeit auch wieder ein labiles Gleichgewicht, in dem er sich befindet.

Nun, m. H., der unbewußte Vorgang, dem man da folgt, ist weiter der: „In den genannten Fällen fällt das künstliche Gleichgewicht mit den labilen zusammen, folglich haben wir es auch bei Schiffen, die mit dem Kreisel ausgerüstet sind, mit einem labilen Gleichgewicht zu tun.“ Wenn man sich mit Fachmännern unterhält, welche das genannte Vorurteil gegen den Kreisel haben, so findet man immer, daß es darauf zurückzuführen ist, daß sie an ein labiles Gleichgewicht denken, in dem sich das Schiff mit dem Kreisel befindet. Da liegt aber der Irrtum. Das Schiff befindet sich nicht im labilen Gleichgewicht. Die Stabilitätsverhältnisse des Schiffes werden durch den Kreisel in keiner Weise beeinflußt, oder richtiger: das Rollen des Schiffes, die Arbeit der Kräfte, welche die Stabilität ausmachen, wird beeinflußt, die Stabilität selbst aber wird nicht beeinflußt. Wir haben es ja auch niemals, wenn wir den Kreisel anwenden, mit Schiffen zu tun, bei denen labiles Gleichgewicht in Frage kommen könnte, es sind ja Schiffe, bei denen die Stabilität ein Übermaß besitzt, für welche wir den Kreisel anwenden wollen. Bei diesen kann kein labiles Gleichgewicht in Frage kommen.

M. H., wie verhält sich nun das Schiff, wenn der Kreisel im Schiffe in Tätigkeit ist? Denken Sie sich eine Welle während eines unendlich kleinen Zeitteilchens festgehalten. Denken Sie sich ein Schiff mit senkrecht gehaltener Symmetrieebene in diese Welle versetzt, und denken Sie sich den Kreisel in Tätigkeit, und zwar einen vollkommenen Kreisel, d. h. einen solchen, der die auf ihn einwirkenden Kräfte sofort zum Austrag bringt, während bei dem wirklichen Kreisel ja immer noch ein kleiner Zeitunterschied vorhanden sein wird. Was tut dann der Kreisel? Die Welle würde das Schiff veranlassen wollen, eine seitliche Neigung nach der einen oder der anderen Seite vorzunehmen. Der Kreisel verhindert diese seitliche Neigung. Dem Kräftepaar, welches die Welle dem Schiff erteilt, setzt der Kreisel ein anderes Kräftepaar in entgegengesetzter Richtung entgegen. Das ist für dieses unendlich kleine Zeitteilchen der Fall, von dem ich spreche. Jetzt bewege sich die Welle an dem Schiff vorüber; es wird im nächsten Zeitteilchen ein anderes Moment in Frage kommen. Dann tut der Kreisel dasselbe für die relative Wellenlage, die nun dem Schiffe zukommt.

Nun, m. H., in jedem Zeitteilchen muß das Deplacement, welches durch die Wellenform vom Schiffe abgeschnitten wird, gleich dem Gewicht des Körpers sein, also die Deplacements müssen sich immer gleich bleiben. Der Kreisel hat in jedem Augenblick den Einfluß, das Schiff so zum Schwimmen zu bringen, als wenn eine ideelle horizontale Wasserlinie vorhanden wäre, welche die gekrümmte Wasseroberfläche, die der Welle entspricht, bei gleichem Deplacement ersetzen würde. In jedem Zeitteilchen würde diese ideelle Wasserlinie aber eine andere Höhe haben müssen. Der Kreisel hat also denselben Einfluß auf das Schiff, als wenn man es auf eine ideelle horizontale Wasserlinie bringen würde, welche mit der jeweiligen auf das Schiff bezogenen Lage der Wellen seine Höhenlage ändert, indem sie, die ideelle Wasserlinie, auf und niedergehoben wird. Das Schiff schwimmt also gewissermaßen auf dieser ideellen Wasserlinie, die sich in genannter Weise hebt und senkt, ohne daß es sich dabei seitlich neigt. Das ist die Bewegung, welche das Schiff unter dem Einflusse des Kreisels ausübt. Um das genau auseinanderzusetzen, müßte ich Figuren zu Hilfe nehmen, die ich aber in der kurzen Zeit nicht mehr herstellen konnte.

Daraus folgt dann weiter, daß die Stabilität des Schiffes durch den Kreisel in jedem Zeitpunkt in diejenige Stabilität zurückgeführt wird, die dem ruhigen Wasser entspricht. Das Schiff behält unter dem Schwimmen auf dieser ideellen Wasserlinie zu jeder Zeit dieselbe Stabilitätskurve, die es bei ruhigem Wasser haben würde. Was der Kreisel also verursacht, ist, daß er die Stabilitätsverhältnisse des Schiffes auf diejenigen zurückführt, die das Schiff bei ruhigem Wasser haben würde. Er eliminiert also in theoretischem Sinne die Welle. Nun, m. H., das Brechen der Wellen über Deck oder überhaupt über einen Gegenstand kann nur dann stattfinden, wenn der Gegenstand nicht die Fähig-

keit hat, den Wellen zu folgen. Wellen brechen sich am Ufer, Wellen brechen sich an einem Schiff dann, wenn das Schiff nicht imstande ist, diejenige Neigung anzunehmen, die der Wellenform entsprechen müßte. Das tritt dann ein, wenn ein Schiff infolge der Schwingungen, in die es von den vorhergehenden Wellen gebracht ist, sich gegen die herankommende Welle neigt; natürlich müssen beide Bewegungen kräftig genug sein.

Der Kreisel setzt aber die gekrümmte Wellenform in eine ideelle horizontale Wasserebene um, mit der er sich hebt und senkt, so wie das einzelne Wasserteilchen in dieser Welle sich auch hebt und senkt. Es macht die natürliche Wasserbewegung mit, es neigt sich also nicht gegen die Welle, und es kann keinerlei Veranlassung für die Welle geben, sich über Deck zu brechen. So läßt sich die Sache also auch, m. H., theoretisch erklären.

Ist die Stabilität groß genug, und ist der Kreisel kräftig genug, so ist es undenkbar, daß die Wellen über das Schiff brechen; ist die Stabilität nicht groß genug, dann kentert das Schiff trotz des Kreisels; am Kentern hindert der Kreisel ein unstabiles Schiff nicht. Und ist der Kreisel nicht groß genug, oder hört er plötzlich auf zu wirken, dann bewegt sich das Schiff, wie es sich eben ohne Kreisel bewegt haben würde: es schlingert, statt sich nur zu heben und zu senken.

Nun kommt der einzige Punkt, in dem ich nicht ganz mit den Beobachtungen übereinstimme, die der verehrte Herr Vortragende bei den Probeversuchen gemacht hat. Auf Seite 137, nach den Worten, die ich vorhin vorgelesen habe, steht in unserer Druckschrift: „wobei es sich nur in aufrechter Lage langsam etwas hob und dann kaum merklich wieder zurück in das Wellental sank." Die Worte sind so geschrieben, daß man die Absicht herausliest — und ich glaube, es ist auch die Absicht des Herrn Dr. Schlick, — uns mitzuteilen, daß diese Auf- und Niederbewegung außerordentlich schwach war. Die Erinnerung, die ich von der Probefahrt habe, stimmt damit nicht ganz überein. Ich meine mich erinnern zu können, daß die Auf- und Niederbewegung einen ausgeprägten Charakter hatte. Ich selbst bin nicht gerade geneigt, seekrank zu werden; ich hätte aber in den Augenblicken, in denen der Kreisel in Tätigkeit gesetzt wurde, vielleicht eher Unbehagen spüren können, als während er nicht in Tätigkeit war. Ob dieses Unbehagen etwas mit der Seekrankheit zu tun hat, will ich dahingestellt sein lassen. (Heiterkeit.) Dies Verhalten ist ja ganz erklärlich, wenn das der Fall ist, was ich vorhin auseinandergesetzt habe. Die Wellenbewegung wirkt natürlich bei jedem Schiff auf die senkrechte Auf- und Niederbewegung; ohne den Kreisel wird aber diese Auf- und Niederbewegung teilweise umgesetzt in seitliche Neigung. Beim Kreisel hört letztere auf, und die auf- und niedergehende Bewegung kommt deshalb vielleicht klarer zum Ausdruck, als sie ohne Kreisel hervorgebracht werden könnte. Besonders bei dem abfallenden Teil der Wellen, welcher doch immer schroffer ist als der ansteigende Teil, kommt sie stärker zum Ausdruck. So kann ich es mir erklären, daß ich nach dem Ansetzen des Kreisels das Gefühl hatte, als wenn ich mich in einem amerikanischen schnellgehenden Lift befände, der Einem sozusagen unter den Füßen weggeht und das Gefühl erzeugt, als ob man in der Luft schweben bleibt. Gegen dieses Gefühl bin ich vielleicht persönlich besonders empfindlich; jedenfalls habe ich es bei den Versuchen mit dem Kreisel gehabt. Das soll natürlich nicht bedeuten, daß ich das in irgend einer Weise als Nachteil des Kreisels hinstellen möchte. (Heiterkeit.) Die hervorragende Eigenschaft des Kreisels, die besonders für Kriegsschiffe überaus wertvoll ist, nämlich eine ruhige, immer horizontale Deckfläche zu erzielen, wird nicht dadurch beeinflußt, daß beim Einem oder dem Andern vielleicht beim Niedergehen des Schiffes ein unangenehmes Gefühl erweckt wird. (Lebhafter Beifall.)

Herr Bormann (Delegierter der russischen Regierung):

M. H., ich bin weit davon entfernt, die große wissenschaftliche Bedeutung des Kreisels zu vermindern und seinen praktischen Wert sowohl für den privaten Seefahrer, als auch für

den Seekrieger, nicht anzuerkennen. Ich muß noch weiter sagen, daß der Kreisel, obgleich noch nicht endgültig erprobt – wie der Herr Vortragende uns gesagt hat, wegen des andauernden guten Wetters — in dem praktischen Leben schon Anklang gefunden hat, daß beispielsweise die russische Admiralität den russischen Werken empfohlen hat, so rasch als möglich eine Lizenz für den Bau des Kreisels in Rußland zu nehmen. Ich weiß, daß die großen Putilow-Werke zu St. Petersburg gerade in Unterhandlung wegen einer solchen Lizenz stehen, aber man wartet noch die endgültigen Versuche mit der „Silvana" ab. Natürlich stellt der Kreisel eine so große technische Zusammenstellung vor, daß er unbedingt eine schwere Kritik wird aushalten müssen. Je geistreicher die Zusammenstellung, desto strenger das Urteil. Mein Vorredner war glücklicher als ich, denn er hatte die ersten Versuche auf dem „Seebär" mitgemacht und hat mir gerade auf die Frage geantwortet über die Wirkung auf den Menschen, wenn dem Schiffe nur die Bewegung in vertikaler Richtung bleibt. Die Worte meines Herrn Vorredners haben mir gezeigt, daß er die Wirkung des Kreisels auf das frei sich bewegende Schiff sehr tief durchdacht hat. Darum möchte ich an ihn nur eine kleine Frage richten, ob der Kreisel nicht in den Schiffsverbänden Anstrengungen hervorrufen könnte, ob die Schiffsverbände nicht unter der Wirkung des Kreisels leiden, und ob der Kreisel nicht nachträgliche Verstärkungen des Schiffsrumpfes erfordern wird.

Herr Dr. Schlick—Hamburg (Schlußwort):

Es ist mir sehr angenehm gewesen zu hören, daß sich Herr Benjamin in die Sache sehr vertieft hat, nur muß ich ihm offen sagen, daß ich nicht in allen Punkten mit ihm übereinstimmen kann. Speziell stimmt das, was er in bezug auf die Wasserlinien usw. gesagt hat, meiner Ansicht nach nicht, und es stimmt auch das nicht, was er über die auf- und niedergehenden Bewegungen erwähnt hat, denn die Theorie sagt in dieser Beziehung etwas anderes. Es wird ja den Herren bekannt sein, daß der Auftrieb des Wassers nur dann den Tauchungen entspricht, wenn sich das Wasser ruhig verhält. Sobald das Wasser in Bewegung kommt, treten dynamische Verhältnisse ein und man kann sie nicht mehr statisch behandeln. Wir wissen, daß die Tragfähigkeit des Wassers, wenn ich mich so ausdrücken darf, auf dem Kamm der Wellen wesentlich geringer ist, als im Tal der Wellen, und zwar sind diese Unterschiede recht beträchtlich, namentlich an der Oberfläche. Es handelt sich um Unterschiede von ungefähr 40 %. Es ist also nicht eine Kleinigkeit, mit der wir da zu rechnen haben. Bei diesen Versuchen mit dem Torpedoboot, wie ich sie nicht nur an der Elbmündung, sondern in noch viel ausgedehnterem Maße an der Ostküste von England, vor der Tyne, beobachtet habe, wo wir wirklich recht schlechtes Wetter hatten, hat sich herausgestellt, daß diese Bewegungen durchaus nicht beträchtlich sind. Das erklärt sich folgendermaßen: Wenn eine Welle seitlich ankommt, wie das doch bei diesen Versuchen der Fall sein muß, und das Schiff in das Wellental fällt, trifft es Wasser, das, wenn ich mich so ausdrücken darf, schwerer ist oder einen größeren Auftrieb hat. Die Senkung kann also nicht so tief sein, wie im ruhigen Wasser. Wenn hingegen das Schiff auf den Wellenkamm kommt, so ist die Tragfähigkeit bekanntermaßen geringer und das Schiff sinkt tiefer ein, als es in ruhigem Wasser einsinken würde. Das ist eine ausgleichende Wirkung, die sich ganz von selbst einstellt, die aber merkwürdigerweise wenig beachtet wird. Dieser Punkt kommt namentlich auch noch dann in Betracht, wenn man die Bruchfestigkeit eines Schiffes berechnet, das auf den Wellen liegt. Unsere Schiffe würden überhaupt, wenigstens wie sie früher konstruiert wurden (jetzt haben wir uns ja wesentlich gebessert), in der Mitte alle durchbrechen, wenn nicht dieser Unterschied im Auftrieb vorhanden wäre. Dies ist also eine Begründung dafür, daß die auf- und niedergehende Bewegung des Schiffes durchaus nicht so groß ist, wie sie Herr Benjamin hingestellt hat.

Ich muß übrigens bemerken, daß wir sehr viele Fachmänner an Bord gehabt haben, Kapitäne und Inspektoren von Dampfschiffahrtsgesellschaften in England, deren Schiffe über den Kanal fahren. Wir haben diese Herren Proben ausgesetzt, die wirklich ernsthaft waren. Das Boot rollte bis 20° nach jeder Seite und die Herrn machten hier und da sogar Bemerkungen, daß ihnen die Sache ängstlich erschiene, aber in dem Augenblick, wo wir den Kreisel ansetzten, war alles vorüber. Während sich die Herren bei ausgeschaltetem Kreisel an dem Geländer, oder wo sie sonst etwas zu packen bekamen, krampfhaft festhalten mußten, lag das Schiff in dem Moment, wo der Kreisel ansetzte, ruhig, und jeder konnte auf Deck spazieren gehen. Das ist jedenfalls ein großer Erfolg!

Zu der Bemerkung des Herrn Bormann möchte ich noch eins erwähnen. Die Momente, die der Kreisel ausübt, um die Schlingerbewegung zu verhindern, sind gar nicht so groß, wie man das vielleicht annimmt. Überhaupt gehört gar keine so große Kraft dazu, ein Schiff am Schlingern zu verhindern.

Die Momente die dazu erforderlich sind, sind überraschend klein. Es würde ganz unmöglich sein, die geschilderten Erfolge durch einen Schiffskreisel zu erzielen, wenn es sich um sehr große Momente handeln würde. Aus diesem Grunde ist auch die Beanspruchung, die das Schiff erfährt, verhältnismäßig gering. Bei der „Silvana" handelt es sich ungefähr um 30 Meter-Tonnen, und es haben sich bei diesem Schiff gar keine Anzeichen dafür bemerkbar gemacht, daß eine besondere Beanspruchung vorhanden wäre. Jedenfalls ist die Beanspruchung, die ein Segelschiff durch die Masten erfährt, weit größer. Nach dieser Richtung hin ist also keine Besorgnis zu hegen. Ich bin überzeugt, wenn wir nur erst einmal ordentlich stürmisches Wetter bekommen, dann werden wir schon mit der „Silvana" ein gutes Resultat erzielen.

Ich danke den Herren noch für die liebenswürdige Aufnahme und Nachsicht bei meinem Vortrag. (Stürmischer Beifall.)

Der Vorsitzende, Herr Geheimer Regierungsrat und Professor Busley:

Der rauschende Beifall, welcher dem Vortrage des Herrn Dr. Schlick folgte, wird ihm bewiesen haben, wie dankbar ihm die Versammlung für die Erklärung dieser schwierigen Verhältnisse bei den Kreiselwirkungen ist, wie sie ihm gelungen ist durch seine guten und schönen Apparate. Ich kann nur hinzufügen, daß wir uns freuen, einen Herrn wie Herrn Dr. Schlick in unserer Mitte zu haben, dessen Forschungsarbeiten nicht bloß bei uns, sondern auch bei fremdländischen Schiffahrtsgesellschaften ungeteilte Anerkennung gefunden haben. (Beifall.)

XI. Über Borsigketten und Kenterschäkel.

Vorgetragen von Baurat und Direktor ***Max Krause****-Berlin.*

Einer Aufforderung unseres Herrn Vorsitzenden folgend, unterbreite ich der heutigen Versammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft die nachfolgenden Mitteilungen über eine neue Art von Ankerketten, deren Fabrikation die Firma A. Borsig-Berlin auf ihrem Hüttenwerk zu Borsigwerk-Oberschlesien eingerichtet hat.

Die Anregung zu dem Plane, sich hier mit der Fabrikation von Ankerketten zu befassen, lag in dem Umstande, daß die Firma Borsig seit über 60 Jahren ein vorzügliches Ketteneisen für die Marine und Qualitäts-Schweißeisen für verschiedene Verwendungszwecke herstellt und ein großes Interesse daran hat, diesen Betrieb aufrecht zu erhalten, obgleich in weiten Gebieten der Industrie der Bedarf an Schweißeisen infolge der Fortschritte in der Erzeugung und Verarbeitung tadelloser Flußeisensorten seit längerer Zeit ständig zurückgeht.

Ein glücklicher Zufall bot uns die Gelegenheit, in Belgien eine ganz neue eigenartige Methode der Fabrikation von gewalzten Ketten kennen zu lernen und eingehend zu studieren. Wir gewannen die Überzeugung, daß diese Herstellungsweise bei Verwendung eines guten Schweißeisens Ketten von hervorragender Güte ergeben müsse und entschlossen uns deshalb, die Versuche in großem Maßstabe aufzunehmen und nach deren erfolgreicher Durchführung die Kettenfabrikation in Borsigwerk einzurichten.

Allgemein werden eiserne Ketten bisher in der Weise hergestellt, daß man jedes einzelne Glied mit der Hand aus einem Rundeisenstabe schmiedet, der den Durchmesser der Gliedstärke aufweist, auf die genaue erforderliche Länge abgeschnitten und an seinen beiden Enden zugeschärft ist. Diese Stücke werden — von Hand oder maschinell — in Gliedform gebogen, so daß die beiden zugeschärften Enden aufeinander liegen, dann auf Schweißhitze erwärmt und zusammengeschweißt. Diese Schweißung muß natürlich sehr rasch und dabei zuverlässig und sauber ausgeführt werden.

Bei schwachen Ketten besorgt diese Arbeit ein Schmied allein oder mit einem Zuschläger in einer Hitze, bei stärkeren Gliedern werden mehrere Hitzen gegeben und es sind außer dem Kettenschmied zwei oder drei Zuschläger erforderlich. Die Schweißstelle liegt entweder am Kopfende des Gliedes, also an dem einen Endpunkt der großen Achse der Ellipse, oder aber in der Mitte des Gliedes, also an dem einen Endpunkt der kleinen Ellipsenachse.

Diese Arbeitsweise ist die gebräuchliche seit Menschengedenken, solange man eiserne Ketten schmiedet. Man ist in der Hauptsache bei der vollständigen Handarbeit verblieben und es gibt Landgebiete, wo die Kettenfabrikation seit Jahrhunderten heimisch ist, wo die ganze Bevölkerung sich diesem altehrwürdigen Handwerk zuwendet und ihre Kunstfertigkeit von einer Generation auf die andere vererbt.

Diesem Umstande ist es jedenfalls zu danken, daß man mit einer so primitiven Herstellungsweise, die eigentlich dem stetig wachsenden Bedarf und der hierdurch bedingten Massenfabrikation so wenig wie möglich entspricht, ein brauchbares Fabrikat überhaupt noch zu erzielen vermag.

Es ist klar, daß von der tadellosen Schweißung jedes einzelnen Gliedes die Zuverlässigkeit der ganzen Kette abhängig ist. Bisher gibt es aber kein Mittel, eine Schweißstelle unbedingt zuverlässig auf ihre einwandfreie Beschaffenheit zu untersuchen. Man muß sich damit begnügen, durch eine äußere Besichtigung die saubere und sachgemäße Ausführung der einzelnen Schweißungen festzustellen und dann die Kette einer Belastungsprobe zu unterwerfen. Bei dieser zeigen sich selbst bei der sorgfältigsten Ausführung der Arbeit zahlreiche Fehlstellen, die vorher von außen nicht zu sehen waren, häufig auch solche Glieder, die nur an dem äußeren Umfange der Verbindungsstelle eine Schweißung aufweisen, im Innern aber überhaupt nicht gebunden haben. Kleine Änderungen in der Zusammensetzung des verwendeten Eisens, geringfügige Abweichungen in dessen Erwärmung auf Schweißhitze veranlassen unter Umständen große Schwierigkeiten in der Erzielung einer durchweg gesunden Schweißung, und diese Schwierigkeiten wachsen naturgemäß im quadratischen Verhältnis mit dem zunehmenden Durchmesser des zu verarbeitenden Rundstabes und wiederholen sich bei der Anfertigung jedes einzelnen Gliedes.

Ihre Überwindung ist mehr oder weniger allein abhängig von der Erfahrung, Geschicklichkeit und Zuverlässigkeit des Personals, einem Faktor,

der unter Umständen großen Schwankungen auch durch zufällige Beeinflussungen unterworfen ist.

Dieses Bewußtsein hat seit langer Zeit zu dem Bestreben geführt, durch die Anwendung rein maschineller Herstellungsweisen den persönlichen Faktor auszuschalten und hiermit eine größere Gewähr für die Gleichmäßigkeit des Fabrikates zu erzielen.

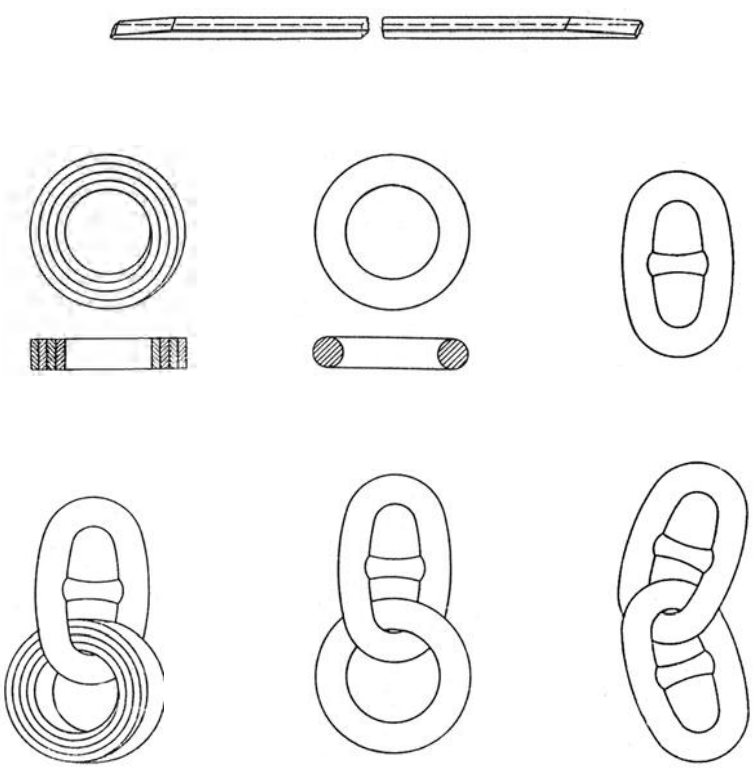
Zahllose Erfindungen auf diesem Gebiete sind im Laufe der Zeit mit und ohne Patent erprobt worden, ohne daß eine von ihnen bisher zu einer wirklich fabrikationsmäßigen Anwendung im großen gelangt ist, abgesehen vielleicht von ganz schwachen wenig beanspruchten Ketten aus Draht oder Feineisen, bei deren Herstellung man die Schweißhitze durch den elektrischen Strom und das Zusammenpressen durch mechanische Vorrichtungen erzielt.

Auch das Bestreben, die Schweißstelle gänzlich zu vermeiden, also völlig nahtlose Kettenglieder herzustellen, hat vielfach Ausdruck gefunden. Insbesondere sind hier zu erwähnen die Arbeiten von David, Damoiseau und Oury in Frankreich, Girlot und Castin in Belgien, Rougier und Strathern in England und die mit vielem Scharfsinn und großer Beharrlichkeit seit nahezu 20 Jahren durchgeführten Versuche von Klatte in Neuwied. Er walzte Stäbe von einem dem Kettenkaliber entsprechenden kreuzförmigen Querschnitt und stellte hieraus durch Walz- und Fräsarbeit die lose ineinanderhängenden Kettenglieder ohne jede Verbindungsstelle her. Er erzielte also eine nahtlose Kette von der Länge des gewalzten Stabes. Es ist aber nicht bekannt geworden, daß irgendwo nach einem dieser Verfahren fabrikationsmäßig etwa stärkere Kran- oder Ankerketten hergestellt worden sind, die auf Grund ihrer technischen Vorzüge mit annehmbaren Preisen in den Wettbewerb treten konnten. (Vgl. „Stahl und Eisen“ 1901 Nr. 15.)

Für eine solche Fabrikation, selbst wenn sie technisch und wirtschaftlich durchführbar gewesen wäre, würde übrigens wegen der Lage der Fasern die Verwendung von Schweißeisen unmöglich gewesen sein, das aber bekanntlich von allen Sachverständigen, insbesondere von allen Marinebehörden und Klassifikationsgesellschaften, als Kettenmaterial auch heute noch dem Flußeisen unbedingt vorgezogen und meist ausschließlich zugelassen wird.

Unter Berücksichtigung aller bisherigen Ergebnisse der Kettenfabrikation hat der belgische Ingenieur Alfred Masion einen völlig neuen Weg in der Anwendung des sogen. „Ringwalzverfahrens“ eingeschlagen. Er nimmt einen Flacheisenstab (Fig. 1), der in Querschnitt und Länge genau den Abmessungen des hieraus zu walzenden Kettengliedes entspricht und der an beiden Enden

in seiner Höhenrichtung zugespitzt wird. Dieser Stab wird auf Schweißhitze erwärmt, unter Druck zu einem Ringe von rechteckigem Querschnitt (Fig. 2) aufgewickelt und zusammengeschweißt, in derselben Schweißhitze unter noch



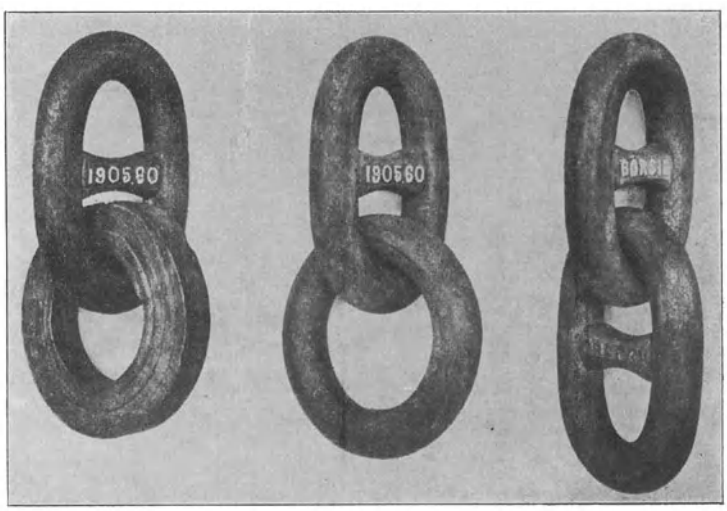


Fig. 7a.

höherem Druck zu einem Ringe von kreisrundem Querschnitt (Fig. 3) ausgewalzt und verdichtet und gleichzeitig von dem sich hierbei bildenden Walzgrat befreit. Dieser kreisrunde Ring wird, ebenfalls noch in derselben Hitze, in einem hydraulisch betätigten Gesenk in die elliptische Form des Kettengliedes (Fig. 4) gepreßt und eventuell gleichzeitig mit dem Steg versehen und somit ist das erste Kettenglied fertiggestellt.

In derselben Weise, wie soeben beschrieben, wird durch das erste Glied ein neuer, auf Schweißhitze erwärmter Flachstab hindurchgeführt, zu einem Ring mit rechteckigem Querschnitt (Fig. 5) aufgewickelt und verschweißt, in

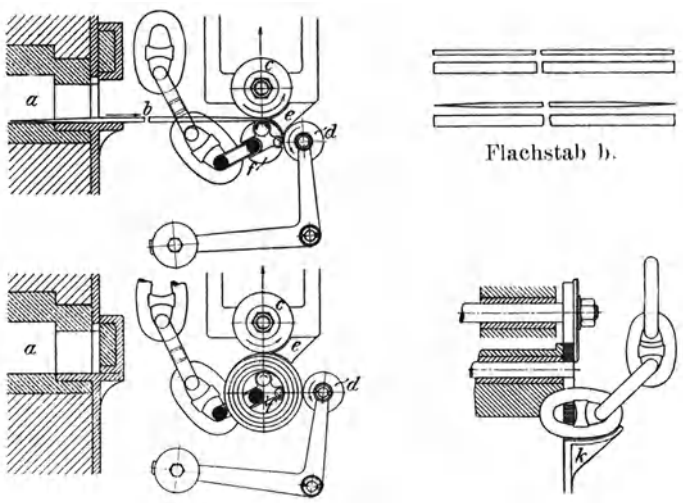


Fig. 8.

derselben Schweißhitze zu kreisrundem Querschnitt ausgewalzt und entgratet (Fig. 6) und oval gepreßt unter gleichzeitiger Einfügung des Steges (Fig. 7).

Auf gleichem Wege wird jedes folgende Glied, immer durch das vorhergehende hindurchgeführt, gewalzt und oval gepreßt und somit entsteht auf rein maschinellem Wege eine Kette von beliebiger Länge.

Die in Fig. 5—7 schematisch gezeichneten Vorgänge sind in dem Bilde 7a photographisch wiedergegeben und außerdem in mehreren Probestücken verschiedener Größe in natura ausgestellt. —

Der Gang dieser Fabrikationsweise ist aus den Fig. 8 und 9 klar zu ersehen:

Wenn der in dem Schweißofen (a) liegende Stab (b) die richtige Schweißhitze erlangt hat, wird er mit der Zange herausgezogen und mit

seinem vorderen Ende in die unmittelbar vor der Ofentür angebrachte Aufwickelwalze eingeführt. Er wird vermittelst zweier Druckwalzen (c und d) und eines Führungswinkels (e) auf den feststehenden Dorn (f) aufgewickelt und zusammengeschweißt.

Während dieses Vorganges wird das letzte vorher fertiggestellte Glied der Kette in einer geeigneten Vorrichtung (k) festgehalten, so daß die Aufwickelung des neuen Ringes durch dieses letzte Glied hindurch erfolgt. —

Der noch weißglühende Ring wird — in dem vorhergehenden Kettengliede hängend — in das danebenstehende „Rundwalzwerk“ eingeführt, dessen arbeitende Teile aus Fig. 9a und b ersichtlich sind: Drei äußere Walzen mit

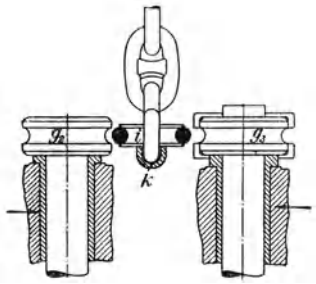


Fig. 9a.

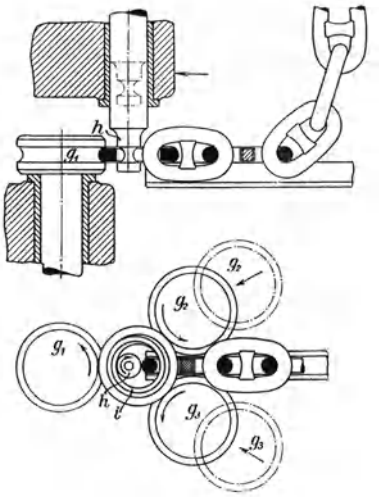


Fig. 9b.

halbrundem Kaliber, von denen die eine (g_1) feststeht und die beiden anderen (g_2 und g_3) in der Richtung der Pfeile hydraulisch verschoben und angepreßt werden können.

Eine innere Walze (h) ebenfalls mit halbrundem Kaliber, der Gliedstärke entsprechend, kann hydraulisch gehoben und gesenkt und außerdem unter starkem hydraulischen Druck horizontal verschoben werden.

Vor Beginn dieses Arbeitsvorganges stehen die beiden Führungswalzen (g_2 und g_3) nach außen zurückgezogen, die innere Druckwalze (h) ebenfalls zurückgezogen und hochgestellt.

In dem Momente, wo der weißglühende Ring mit rechteckigem Querschnitt eingelegt ist, senkt sich die Druckwalze (h) nach unten in die genaue Tiefstellung, die schnell rotierenden Walzen (g_1 und h) ergreifen den weiß-

glühenden Ring (i) und walzen ihn unter hohem Druck auf den genauen kreisrunden Querschnitt, indem gleichzeitig die beiden Führungswalzen (g_2 und g_3) sich radial dem zu walzenden Ringe nähern.

Bei diesem Walzvorgange bildet sich natürlich auf der Ober- und Unterseite des Ringes — da, wo die Kaliber von g_1 und h zusammenstoßen — ein Grat, der in dem Moment, wo die Rundkalibrierung des Walzringes beendet ist, durch zwei Kreismesser abgeschnitten wird.

Die sämtlichen Bewegungen der 3 Walzen und der beiden Kreismesser werden in sehr einfacher und exakter Weise durch hydraulische Steuerungen mit je einem Handgriff betätigt, und der ganze Vorgang des Rundwalzens und Gratabschneidens vollzieht sich in fünf Sekunden, also um ein vielfaches rascher, als er mit Worten zu beschreiben ist.

Am Ende dieses Vorganges hängt der kreisrunde Ring mit kreisrundem Querschnitt, hellrotwarm in dem letzten Gliede der fertigen Kette und wird in diesem Zustande auf eine unmittelbar neben dem Walzwerk stehende „Presse“ gehoben, deren hydraulisch zu bewegende Backen genau den Abmessungen des fertigen Kettengliedes entsprechen und somit den soeben rundgewalzten Ring zum fertigen Kettengliede umformen.

Bei Stegketten wird gleichzeitig bei dieser Ovalpressung der Steg eingesetzt, auf den das allmählich erkaltende Kettenglied umwandelbar fest aufschrumpft.

Damit ist der Werdegang eines Kettengliedes beendet und es schließt sich unmittelbar die Fertigstellung des nächstfolgenden Gliedes an.

In Borsigwerk sind zurzeit drei solcher Kettenwalzapparate in Gang, von denen der kleinste

für Ketten von	25 bis 36 mm
der mittlere für Ketten von . . .	36 bis 51 mm
der größte für Ketten von	51 bis 90 mm

Gliedstärke bestimmt ist.

Einen Einblick in das Kettenwalzwerk und insbesondere auf den größten Walzapparat mit den dazugehörigen Ofen- und Transporteinrichtungen gewähren die Fig. 10—12.

Wir haben vielfach so hergestellte Kettenglieder und deren Zwischenprodukte längs und quer durchschneiden lassen und haben die Schnittflächen poliert und geätzt, um das Gefüge in den verschiedenen Stadien der Fabrikation zur Anschauung zu bringen. Solche Ätzungen führe ich hier in

mehreren Exemplaren in natura und in Fig. 13 in photographischer Wiedergabe vor. Aus allen ist die spiralförmige Aufwickelung des ursprünglichen Flachstabes und dessen vorzügliche Schweißung klar zu erkennen.

In Fig. 14 sind verschiedene mit fertigen Kettengliedern durchgeführte Qualitätsproben photographisch abgebildet, die ich gleichzeitig im Original vorlege. Es sind Verwindungen in den verschiedensten Richtungen, links ein

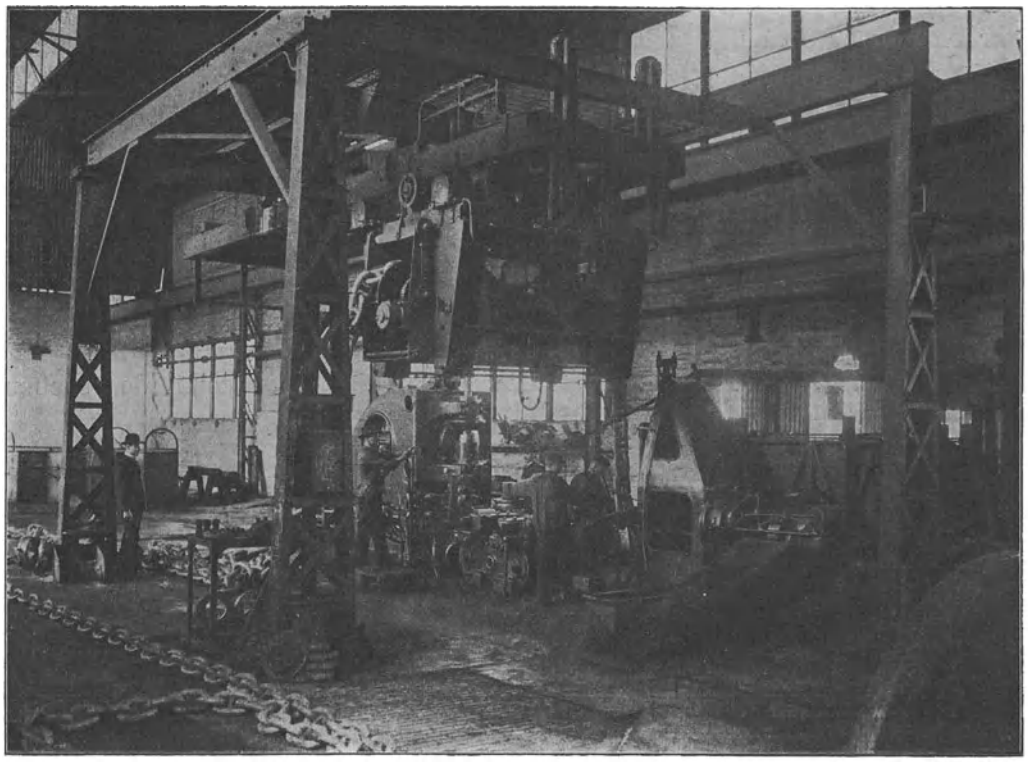


Fig. 10.

Kettenglied in der Richtung der kurzen Achse zusammengeschlagen bis zum völligen Aneinanderliegen der beiden Seitenlängen, rechts daneben ein Kettenglied in der Richtung der langen Achse kalt zusammengestaucht u. dgl. m.

Wir haben uns gleichzeitig in Borsigwerk auf die Prüfung aller dort herstellbaren Ketten eingerichtet durch Aufstellung einer Kettenzerreißmaschine, (Fig. 15) auf der Drei- und Fünfgliederproben unter Belastungen bis zu 550 t zerrissen werden können und einer Reckmaschine (Fig. 16), die zur Ausführung der vorschriftsmäßigen Reckproben an Ketten bis zu 30 m Länge mit Belastungen bis zu 300 t bestimmt ist.

Diese Maschinen sind von der A. Borsigschen Maschinenfabrik in Tegel bei Berlin nach deren eigenen Entwürfen unter Vereinbarung mit dem Reichsmarineamt, dem Königlichen Materialprüfungsamt, dem Britischen Lloyd und dem Germanischen Lloyd ausgeführt worden.

Beide Maschinen bestimmen die zur Wirkung gelangenden Belastungen unter Verwendung Martensscher Meßdosen durch Hochdruckmanometer,

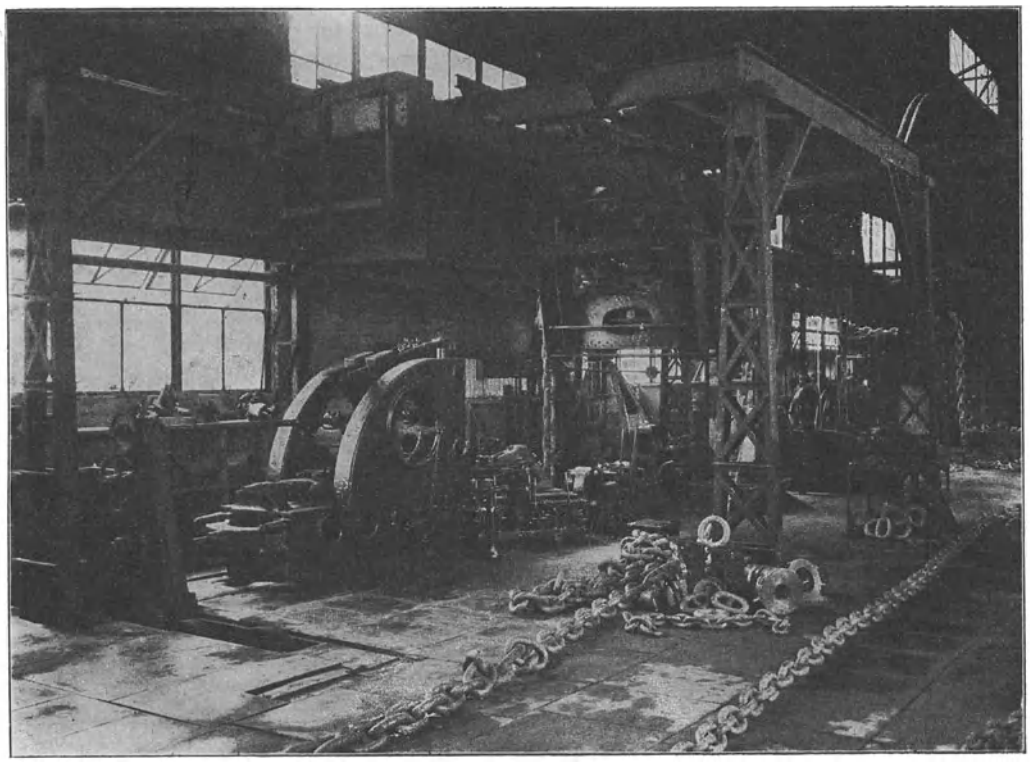


Fig. 11.

also ohne Hebel- und Wagevorrichtungen und sind der ständigen Kontrolle des Königlichen Materialprüfungsamtes Groß-Lichterfelde unterstellt.

Wir haben in Borsigwerk bisher Ankerketten mit Steg bis zu 69 mm Gliedstärke fabrikationsmäßig, und probeweise auch Ketten ohne Steg bis zu 85 mm Gliedstärke, hergestellt und glauben, daß der schwerste unserer bisher vorhandenen Walzapparate auch noch für Ketten bis zu 90 mm ausreichen und somit bis auf weiteres den höchsten Anforderungen unserer Kriegs- und Handelsmarine entsprechen wird.

Kurzgliedrige Ketten haben wir leider nach unserem Verfahren noch

nicht herstellen können, und es wird auch voraussichtlich nicht gelingen, weil hierbei der Zwischenraum im Inneren des Gliedringes zu klein ist, um eine kalibrierte Druckwalze von genügender Stärke (vgl. h in Fig. 9b) einzuführen.

Ehe wir unsere eigenen Kettenprobiermaschinen auf Borsigwerk in Betrieb genommen hatten, haben wir eine große Anzahl von Zerreißproben im

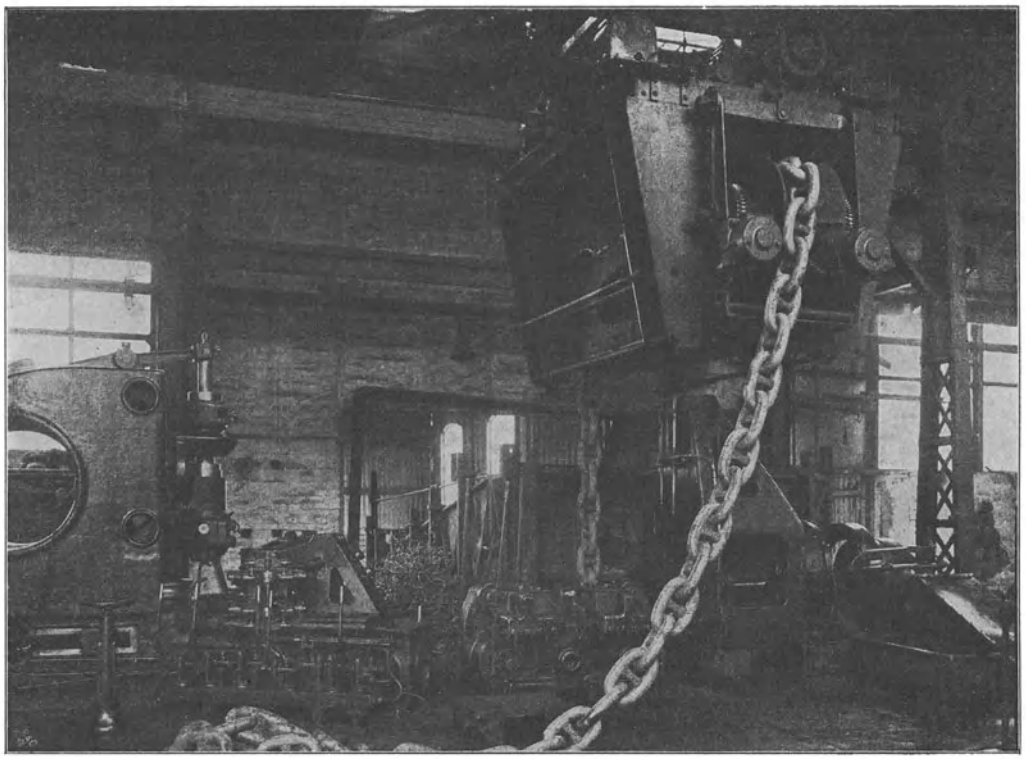


Fig. 12.

Königlichen Materialprüfungsamt Groß-Lichterfelde ausführen lassen und haben hierdurch die offizielle Bestätigung erhalten, daß unsere Ketten die Materialvorschriften der Kaiserlichen Marine und der großen Klassifikationsgesellschaften in bezug auf Bruchfestigkeit und Dehnung nicht nur erfüllen, sondern fast durchweg nicht unerheblich übertreffen.

Die nachstehende Tabelle gibt eine Zusammenstellung der durch amtliche Prüfungen ermittelten Ergebnisse von Zerreißversuchen, die mit Dreigliederproben von unseren Ketten erzielt wurden und die entsprechenden Zahlen, die in den Abnahmevorschriften der genannten Behörden verlangt werden:

Ergebnisse von Zerreißversuchen, die mit Dreigliederproben von Borsigketten erzielt wurden.

Gliedstärke u. Art der Kette	**Erreichte** Bruchlast			**Vorgeschriebene** Bruchbelastung und Dehnung			
	Total	pro mm²	Dehnung %	Kaiserliche Marine Total	pro mm²	Lloyds Register	German. Lloyd	Bureau Veritas
69 mm mit Steg	225 575 kg	30,1 kg	13,2 %	209 399 kg	28 kg 7 %	181 t	180 800 kg	180 700 kg
„ „ „	227 652 „	30,4 „	15,8 „	„	„ „ „	„	„	„
„ „ „	233 885 „	31,4 „	11,5 „	„	„ „ „	„	„	„
63 mm „ „	194 411 „	31,2 „	13,1 „	174 566 kg	„ „	157,5 t	157 500 kg	156 300 kg
„ „ „	192 333 „	30,9 „	14,3 „	„	„ „ „	„	„	„
„ „ „	195 450 „	31,4 „	16,4 „	„	„ „ „	„	„	„
„ „ „	192 333 „	30,9 „	10,8 „	„	„ „ „	„	„	„
„ „ „	195 450 „	31,4 „	14,8 „	„	„ „ „	„	„	„
60 mm „ „	182 000 „	32,3 „	17,4 „	158 336 kg	„ „	142,1 t	142 900 kg	141 700 kg
„ „ „	191 293 „	33,8 „	12,5 „	„	„ „ „	„	„	„
„ „ „	186 100 „	32,8 „	10,2 „	„	„ „ „	„	„	„
„ „ „	190 256 „	33,6 „	10,9 „	„	„ „ „	„	„	„
45 mm „ „	104 035 „	32,7 „	14,4 „	89 064 kg	„ „	77,125 t	80 400 kg	79 730 kg
„ „ „	105 075 „	32,9 „	10,5 „	„	„ „ „	„	„	„
42 mm ohne „	94 750 „	33,1 „	13,0 „	77 585 kg	26 kg 8 %	~71,75 t	70 000 kg	69 450 kg
„ „ „	94 750 „	33,1 „	14,6 „	„	„ „ „	„	„	„
39 mm mit „	78 000 „	32,6 „	12,3 „	66 897 kg	28 kg 7 %	61,4 t	61 400 kg	61 220 kg
36 mm „ „	69 000 „	34 „	13,1 „	57 000 kg	„ „	51,0 t	55 110 kg	53 110 kg
„ „ „	69 000 „	34 „	12,3 „	„	„ „ „	„	„	„
33 mm „ „	58 350 „	34,1 „	15,7 „	47 897 kg	„ „	46,5 t	46 310 kg	46 310 kg
„ „ „	59 389 „	34,7 „	9,3 „	„	„ „ „	„	„	„
„ „ „	56 269 „	32,9 „	9,9 „	„	„ „ „	„	„	„
„ „ „	60 431 „	35,3 „	14,1 „	„	„ „ „	„	„	„
26 mm „ „	36 000 „	33,8 „	13,6 „	29 732 kg	„ „	27 t	28 750 kg	28 750 kg
„ „ „	35 600 „	33,5 „	9,8 „	„	„ „ „	„	„	„
„ „ „	34 300 „	32,2 „	11,5 „	„	„ „ „	„	„	„
26 mm ohne „	35 400 „	33,3 „	12,8 „	27 608 kg	26 kg 8 %	„	„	„
„ „ „	35 000 „	32,9 „	11,2 „	„	„ „ „	„	„	„

Die übrigen Abnahmevorschriften sowohl der Kaiserlichen Marine, als auch der Klassifikationsgesellschaften werden von unseren Ketten ebenfalls sämtlich erfüllt; einige Ausführungsbestimmungen derselben erfordern mit Rücksicht auf die Eigenart unseres Fabrikationsverfahrens gewisse Abänderungen, über deren endgültige Festsetzung wir mit den zuständigen Instanzen teilweise noch in Verhandlung stehen.

Bei der Kaiserlichen Marine sind diese Ketten nach umfassenden Versuchen durch Erlaß des Herrn Staatssekretärs vom 7. Mai 1907 auf die

Lieferantenliste gesetzt und seitdem für verschiedene Kreuzer und Linienschiffe beschafft worden.

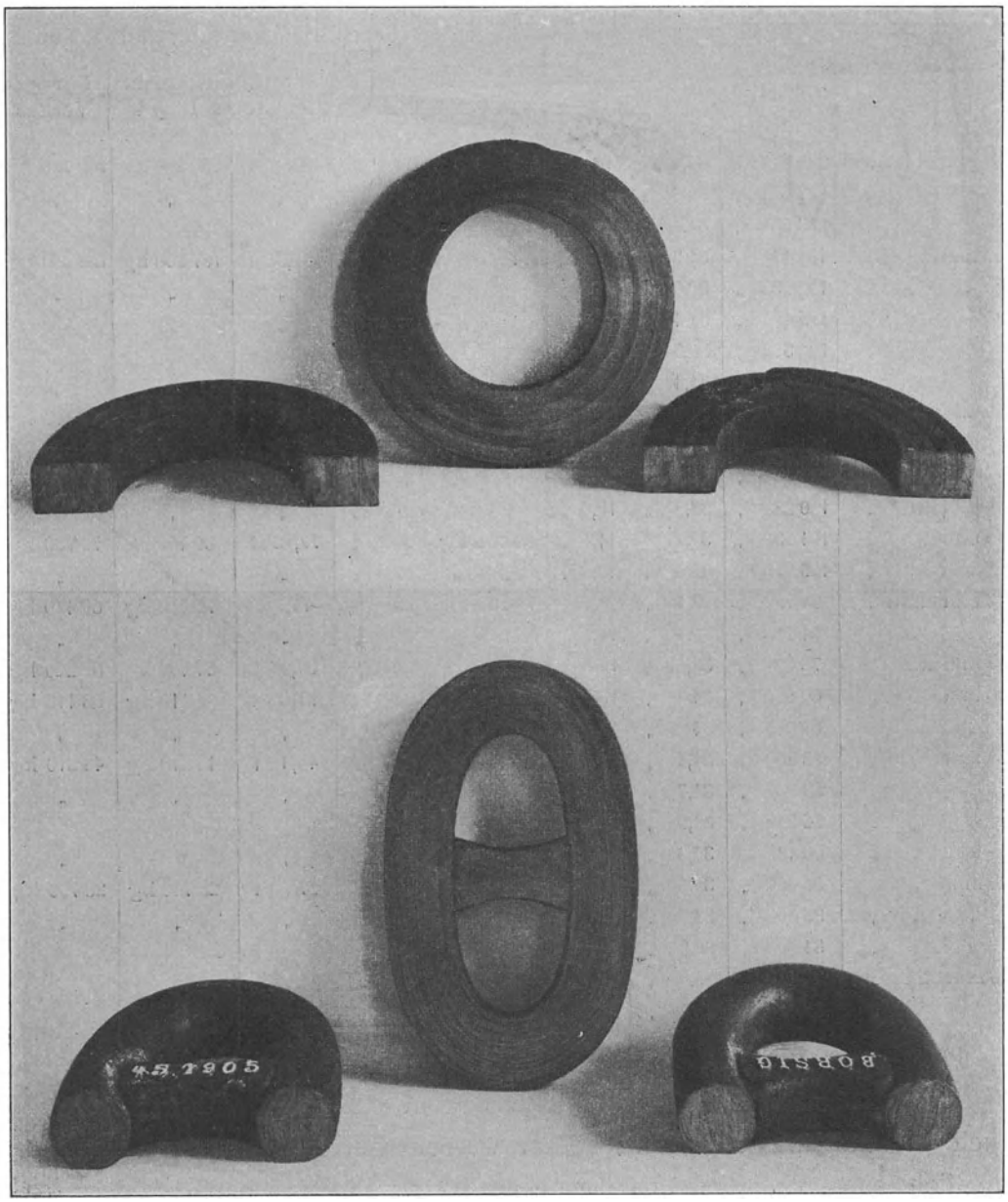


Fig. 13.

Wie vorher bereits erwähnt, stammen die grundlegenden Erfindungen und Patente für dieses Kettenwalzverfahren von dem früheren Eisenbahningenieur Alfred Masion in Brüssel her, der durch einen längeren Aufenthalt

in dem Zentrum der belgischen Kettenfabrikation die Anregung empfangen hatte, sich zunächst theoretisch und dann unter Hinzuziehung von erfahrenen Praktikern auch versuchsweise mit diesen Aufgaben zu befassen. Sein erstes Patent datiert bereits vom 2. Mai 1898. Seitdem hat er unausgesetzt an der weiteren Ausbildung und praktischen Durchführung seiner Ideen gearbeitet

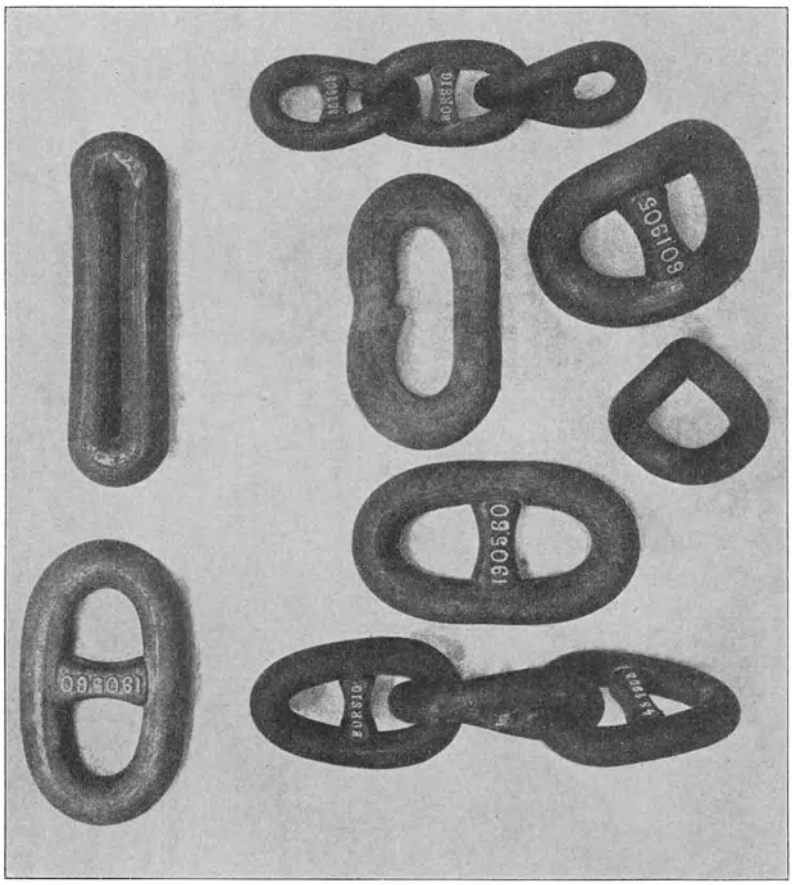


Fig. 14.

und zwar solange ganz im Stillen, bis er in der Lage war, eine vollkommen betriebsfähige Versuchsanlage vorzuführen, welche nachweislich brauchbare Ketten fertigstellte.

Unter der Firma „Société du Laminage Annulaire“ begründete er eine Gesellschaft, die sich die Einführung der sämtlichen inzwischen erhaltenen In- und Auslandspatente zur Aufgabe stellte und gleichzeitig eine eigene Fabrikation von Ketten bis zu 60 mm Gliedstärke eröffnete.

Von dieser Gesellschaft hat die Firma Borsig das alleinige Ausführungsrecht der sämtlichen Patente für Deutschland, Österreich-Ungarn, Rußland und verschiedene andere Gebiete erworben; ungefähr gleichzeitig wurden ähnliche Verträge für Frankreich mit der Société Anonyme des Etablissements Alfred Maguin in Charmes près La Fère, für England mit der Firma

Kettenzerreißmaschine für Belastungen bis zu 550 t.

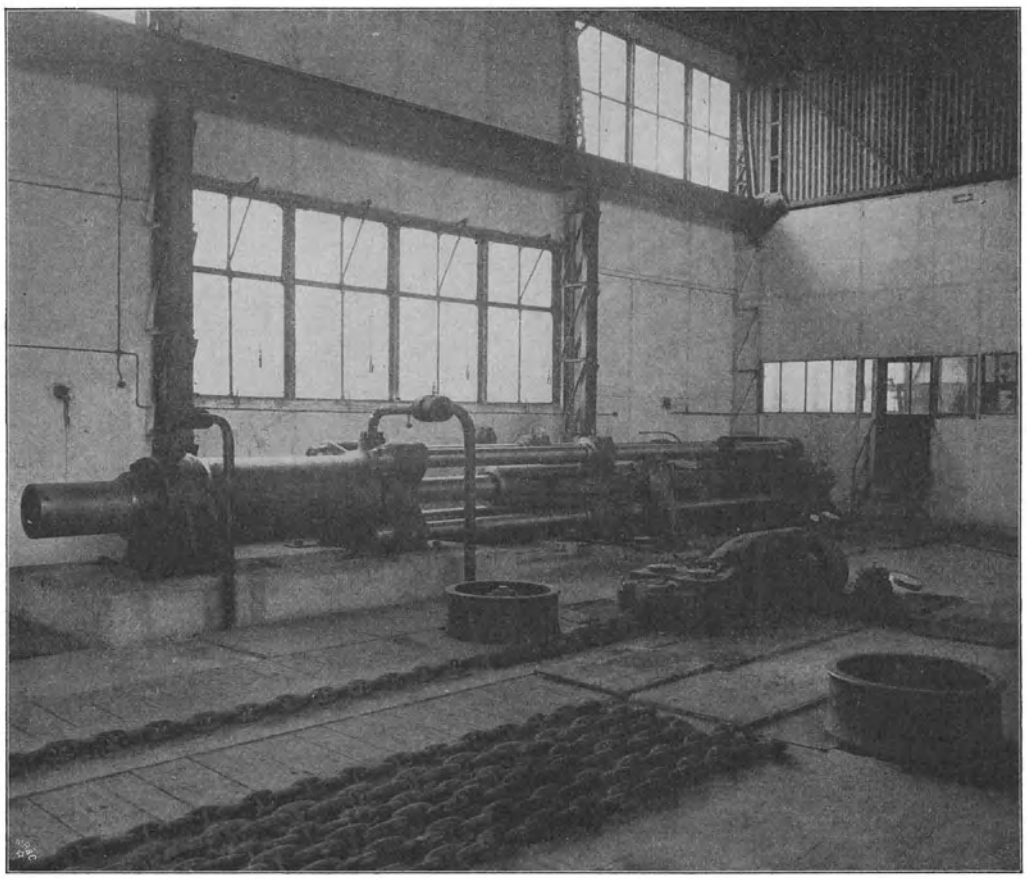


Fig. 15.

John Brown in Sheffield und neuerdings für Amerika mit den Herren Bradlee & Co., Empire Chain Works in Philadelphia getätigt.

Unmittelbar nachdem wir in Borsigwerk das Kettenwalzwerk eingerichtet hatten, erhielten wir Kenntnis von einem neuen, von dem Marinebaumeister Kenter auf der Kaiserlichen Werft in Kiel konstruierten **Kettenschäkel,** welcher aus Gründen, die ich nachher erörtern werde, eine besondere Be-

Reckmaschine für Belastungen bis zu 300 t und Kettenlängen bis 30 m.

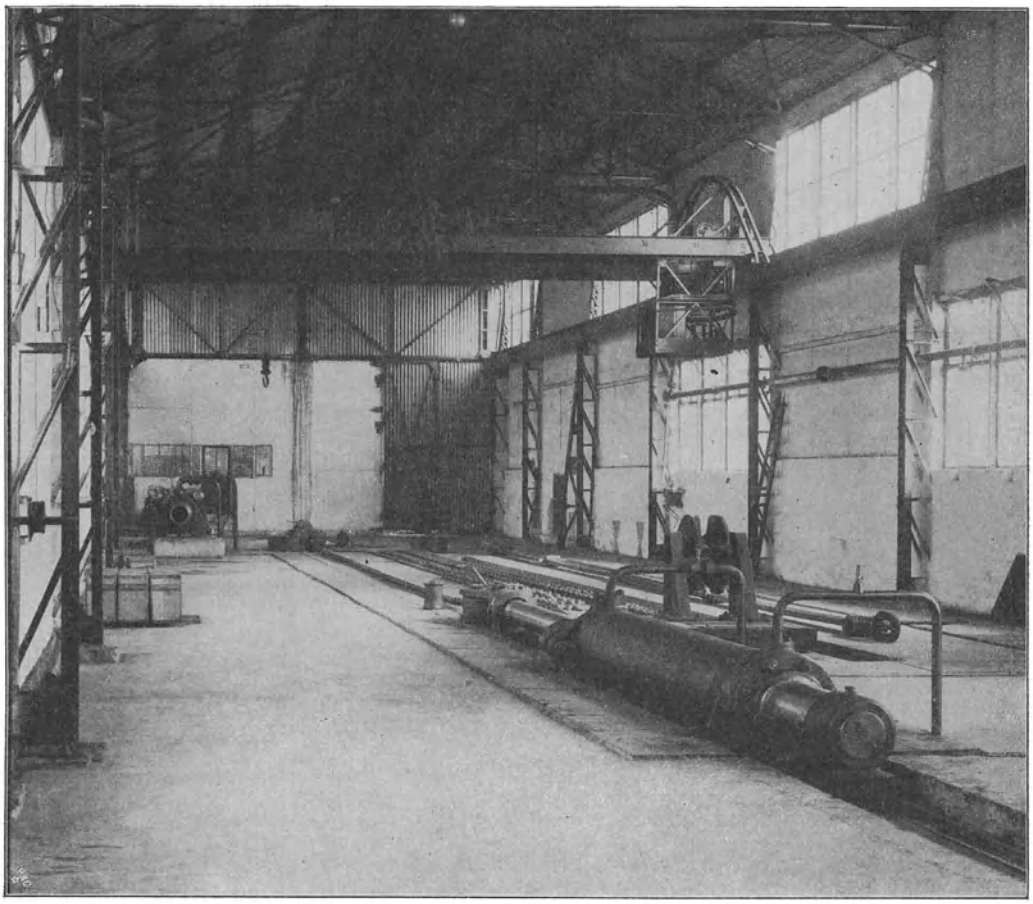


Fig. 16.

Ankerkette mit dem gebräuchlichen Schäkel verbunden.

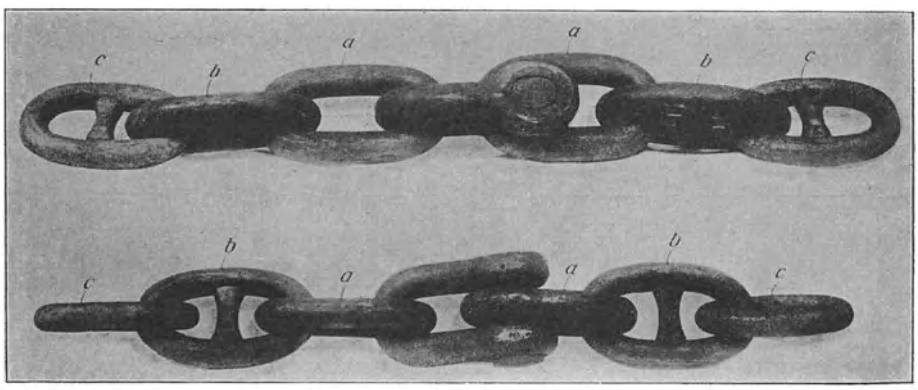


Fig. 17.

deutung für unsere Kettenfabrikation hatte und auch sonst eine Reihe so wesentlicher Vorzüge aufwies, daß wir es für gut fanden, uns die Patentrechte auch auf diese Erfindung zu sichern.

Allgemein werden bisher die einzelnen Kettenlängen einer Ankerkette in der aus Fig. 17 ersichtlichen Weise durch einen U-förmigen Schäkel miteinander verbunden, der durch ein Glied der gewöhnlichen Abmessungen nicht hindurchgeführt werden kann. Es muß vielmehr jede einzelne Kettenlänge an jedem der beiden Enden mit einer sogenannten großen Endschake ohne Steg (a) versehen sein, die durch eine mittelgroße Schake (b) mit dem gewöhnlichen Kettengliede (c) verbunden ist.

Eine jede solche Verbindungsstelle besteht somit aus 5 Gliedern von abweichend größeren Abmessungen, welche ebenso, wie die gewöhnlichen Glieder, über das Spill laufen müssen. Alle Teile, die zur Führung der Kette dienen, (Spills, Führungsrollen, Klüsen usw.) und eigentlich nach den Formen der gewöhnlichen Kettenglieder zu bemessen wären, müssen naturgemäß soviel Spielraum erhalten, daß sie auch diese fünf größeren Glieder der Verbindungsstellen noch leicht passieren lassen.

Hieraus ergibt sich, daß die ganze übrige Kette, soweit sie aus gewöhnlichen Gliedern besteht, mangelhaft geführt ist, und daß jede einzelne Verbindungsstelle in dem Momente, wo sie beim Ausrauschen oder Einhieven über das Spill läuft, eine heftige stoßweise Beanspruchung der Kette hervorruft, abgesehen davon, daß auch häufig die vorspringenden Augen des eigentlichen Schäkels gegen die Ränder der Klüse oder des Spills gegenlaufen und auf diese Weise unmittelbar ein Festhaken und damit einen Bruch der Kette herbeiführen können. Es ist ferner zu beachten, daß zwischen der Endschake und dem Schäkel infolge der Unförmigkeit der Schäkelaugen bei weitem nicht dieselbe Beweglichkeit, wie zwischen normalen Kettengliedern, vorhanden ist und daher an diesen Stellen leicht Biegungsbeanspruchungen auftreten, die unmittelbar zum Bruch führen. Ein ausführlicher Bericht über diese Frage, der zum größten Teile die Versuchsergebnisse der Kaiserlichen Marine verwertet, ist in „Schiffbau“ Nr. 11 vom 9. März 1904 abgedruckt. Er stellt ausdrücklich fest, daß ein bedeutender Teil aller Kettenbrüche auf derartige Schäkelbrüche zurückzuführen ist.

Seit langer Zeit ist man daher bestrebt gewesen, einen Schäkel herzustellen, der sich in seinen äußeren Abmessungen soweit wie möglich dem gewöhnlichen Kettengliede nähert und dabei eine absolut sichere und leicht zu bedienende Verbindung der einzelnen Kettenlängen gewährleistet.

Eine vorzügliche Lösung dieser Aufgabe stellt zweifellos der Schäkel dar, den der Marinebaumeister Kenter für die deutsche Kriegsmarine konstruiert und in allen Kulturstaaten zum Patent angemeldet hat (Fig. 18).

Ankerkette mit dem „Kenterschäkel" verbunden.

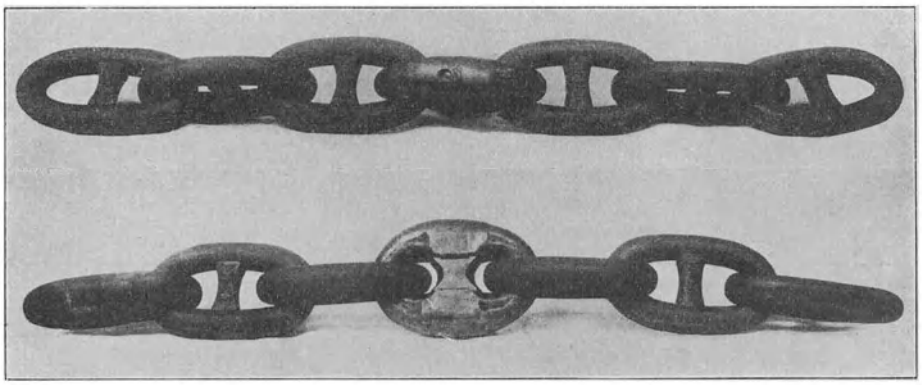


Fig. 18.

Der Kenterschäkel besteht, wie aus Fig. 19 bis 21 ersichtlich ist, aus zwei gleichen Hälften (I und II), die jede für sich in ein Kettenglied von gewöhnlichen Abmessungen eingefügt werden können.

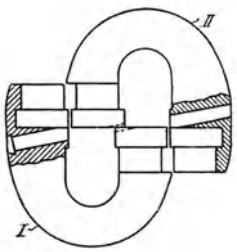


Fig. 19.

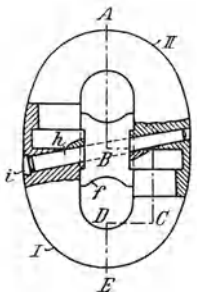


Fig. 20.

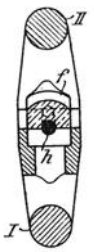


Fig. 21.

Diese beiden Schäkelhälften werden seitwärts ineinander geschoben (Fig. 19) und in dieser Stellung (Fig. 20 und 21) durch einen Steg (f) und eine konische Pinne (h), die durch die beiden Schäkelarme und den Steg hindurchgeht, fest verbunden. Die Pinne (h) wird durch eine Bleiplombe (i) die nach innen konisch erweitert ist, in ihrer Lage gesichert.

Die Kaiserliche Marine hat eine größere Anzahl von Kenterschäkeln auf mehreren Schiffen der aktiven Schlachtflotte lange Zeit hindurch zu Betriebsversuchen herangezogen, die einen Vergleich mit den Schäkeln ge-

wöhnlicher Ausführung und einer Reihe von anderen Kettenverbindungsgliedern neuerer Konstruktion liefern sollten.

Das Ergebnis dieser ausgedehnten Proben war in jeder Hinsicht das denkbar günstigste für den Kenterschäkel, dessen Einführung für sämtliche Schiffe der Kaiserlichen Marine daraufhin von dem Herrn Staatssekretär verfügt wurde und zu einem großen Teile inzwischen erfolgt ist.

Durch diese ausgedehnten und auf verschiedenen Schiffen gleichzeitig durchgeführten Versuche ist folgendes Gesamtergebnis einwandfrei festgestellt worden:

Der Kenterschäkel ist mit jedem gewöhnlichen Kettengliede der zugehörigen Gliedstärke ohne weiteres zu verbinden und ergibt dieselbe Beweglichkeit, wie zwischen den normalen Gliedern. Er hat keinerlei vorspringende Teile und — abgesehen von einer geringfügigen Verdickung in der Mitte — dieselben Abmessungen, wie die gewöhnlichen Glieder (vgl. Fig. 18).

Die ganze Kette besteht somit durchweg aus gleichen Elementen und es können demgemäß sämtliche Spills, Führungsrollen usw. dieser einen normalen Gliedform angepaßt werden, ohne einen übermäßig groß bemessenen Spielraum vorzusehen. Die Stöße und Erschütterungen, welche sich bei der gebräuchlichen Schäkelform naturgemäß und oft in sehr heftiger Weise einstellen, sind bei dieser Verbindung der einzelnen Kettenlängen vollständig vermieden, und die Konstruktion aller Teile, über welche die Kette geführt wird, ist wesentlich vereinfacht.

Die Verbindung zweier Kettenenden erfolgt rascher, als mit dem gewöhnlichen Schäkel, weil man gleichzeitig in jede der beiden Ketten eine Hälfte des Schäkels einsetzen und diese dann mit wenigen Handgriffen miteinander vereinigen kann.

Ein Losewerden oder gar ein Aufgehen des Schäkels im Betriebe ist niemals vorgekommen und ist auch als unmöglich zu betrachten, da die beiden Schäkelhälften erst nach Entfernung der Pinne und des Steges und nur senkrecht zur Zurichtung der Kette auseinandergebracht werden können.

Wird aber eine solche Lösung des Schäkels erforderlich, so ist dieselbe — auch nach monatelangem Gebrauch — mit wenigen Hammerschlägen rasch und leicht zu bewerkstelligen.

Ein Festrosten oder eine sonstige Ungangbarkeit der Kenterschäkel ist in keinem einzigen Falle beobachtet worden.

Die Kenterschäkel werden nicht aus Spezialstahl, sondern aus weichem Siemens-Martin-Flußeisen (Marinequalität von 41 bis 47 kg Festigkeit) hergestellt.

Zahlreich ausgeführte Zerreißversuche haben erwiesen, daß jeder Kenterschäkel eine wesentlich höhere Bruchfestigkeit aufweist, als die zugehörige Kette.

Es wurde beispielsweise ein und derselbe 60 mm Kenterschäkel nacheinander in eine Kette von 60, 63 und 66 mm Gliedstärke eingesetzt und jede dieser drei Kettenproben bis zum Bruch belastet.

Der 60 mm-Schäkel hielt diese drei Zerreißproben aus, ohne eine Formveränderung aufzuweisen und blieb tadellos gangbar.

Bei verschiedenen Lieferungen wurden beliebig herausgegriffene Kenterschäkel der Zerreißprobe unterworfen und ergaben hierbei folgende Bruchbelastungen:

		Kenterschäkel	Kais. Marine	Lloyds Reg.	German. Lloyd
1.	60 mm	163 246 kg	(158 336 kg	142,1 t	142,9 t)
2.	60 mm	175 000 „	„ „	„	„
3.	45 mm	112 367 „	(89 064 „	77,125 t	80,4 t)
4.	45 mm	113 400 „	„ „	„	„
5.	42 mm	109 000 „	(77 585 „	71,75 t	70,0 t)

Die in Klammern beigefügten Zahlen sind die von der Kaiserlichen Marine, bezw. von Lloyds Register und dem Germanischen Loyd vorgeschriebenen Bruchlasten der zugehörigen Stegketten von derselben Gliedstärke.

Für die maschinell gewalzten Ketten ist der Kenterschäkel insofern von besonderer Bedeutung, als er die Verwendung von durchweg gleichen Kettengliedern, also den Fortfall der mittelgroßen und großen Endschaken, ermöglicht.

Solche abweichend geformten Glieder einzeln in jedes Kettenende maschinell einzuwalzen, ist eine sehr unbequeme und zeitraubende Arbeit, weil für jede neue Gliedgröße anders kalibrierte Walzen eingebaut werden müssen.

Zweifellos aber gewährt, wie schon oben dargelegt, eine Kette, welche durchweg aus Gliedern von derselben Teilung besteht, und deren einzelne Längen durch Schäkel derselben Form und Größe, wie die Glieder, verbunden sind, einen wesentlich ruhigeren Lauf, eine geringere Abnutzung und somit eine längere Lebensdauer und erhöhte Sicherheit im Betriebe.

Die Firma A. Borsig hat in der Überzeugung, daß diese neue Fabrikation tatsächlich einen beachtenswerten Fortschritt darstellt, für deren Erprobung und Durchführung erhebliche Opfer gebracht. Die Kaiserliche Marine und der Germanische Lloyd haben uns in der bisherigen Entwicklung dieser Fabrikation in sehr entgegenkommender Weise ihre erfolgreiche Unterstützung angedeihen lassen, für die ich auch an dieser Stelle unseren aufrichtigen Dank zum Ausdruck bringe.

Wir hoffen zuversichtlich, auf ein gleiches Wohlwollen auch bei den deutschen Reedereien und Privatwerften rechnen zu dürfen und damit auf einen dauernden Erfolg unserer ernsten Arbeit auf diesem Gebiete.

Vorsitzender:

Wünscht jemand das Wort zu dem Vortrage des Herrn Baurat Krause? — Das Wort wird nicht gewünscht. Dann kann ich Herrn Baurat Krause im Namen der Versammlung unseren verbindlichsten Dank aussprechen dafür, daß er uns mit einer so außerordentlich wichtigen Fabrikationsmethode bekannt gemacht hat, die für alle schiffahrttreibenden Kreise von der größten Bedeutung ist. Ich möchte außerdem noch wünschen, daß der Firma Borsig, die ja schon so oft als Pionier für praktische Neuerungen aufgetreten ist, hiermit ein voller Erfolg beschieden sein möge. (Bravo!)

XII. Neuere Lichtpausapparate.

Vorgetragen von Ingenieur ***Hans Schmidt****-Lankwitz b. Berlin.*

In modernen technischen Betrieben ist der Bedarf an Lichtpausen ein großer, und häufig kommt noch dazu, daß die Vervielfältigung der Originalzeichnung in möglichst kurzer Zeit erfolgen muß, damit die Ausführung der technischen Arbeiten keine Verzögerung erleidet.

Bei den oft sehr schlechten Lichtverhältnissen ist es daher angezeigt, sich vom Tageslichte möglichst unabhängig zu machen, und deshalb wurden schon wiederholt Apparate konstruiert, welche die Herstellung von Pausen bei künstlichem Licht gestatten.

Da man bei den Kopierprozessen des raschen Arbeitens wegen sehr kräftiger Lichtquellen bedarf, so kommt hierfür nur das elektrische Licht in Betracht, und dies erklärt auch den Grund, warum die Entwicklung der Lichtpausapparate in einem innigen Zusammenhange mit der Verbesserung der elektrischen Lichtquellen steht. Um im nachfolgenden in kurzen Zügen dennoch einen klaren Überblick über die Entwicklung und den gegenwärtigen Stand der Lichtpaustechnik geben zu können, wird es daher am zweckmäßigsten sein, die Fortschritte in der Beleuchtungstechnik der Disposition unserer Ausführungen zu Grunde zu legen.

Unter den elektrischen Lichtquellen ist bekanntlich die Bogenlampe die ausgiebigste. In ihrer ursprünglichen Art besteht dieselbe aus zwei senkrecht übereinander stehenden Kohlen, zwischen deren Spitzen der elektrische Funke überspringt; dieser bedingt ein Weißglühen der Kohlen, und hierdurch entsteht das Licht, während der Flammenbogen selbst, wegen seiner geringen Leuchtkraft, kaum merklich zur Lichterzeugung beiträgt.

Das von einer solchen gewöhnlichen Bogenlampe ausgestrahlte Licht ist durchaus nicht so reich an aktinischen Strahlen, wie man sehr häufig annimmt. Das lehrt in überzeugender Weise eine spektral-photographische Auf-

nahme. Es darf daher auch nicht überraschen, wenn die Technik sehr bald fand, daß das gewöhnliche Bogenlicht für Lichtpauszwecke keineswegs so gut geeignet ist, wie man im ersten Augenblicke zu glauben geneigt ist. Die Belichtungszeit ist hierbei im allgemeinen eine lange, der Stromverbrauch ein hoher und die dadurch entstehenden Kosten unverhältnismäßig große. Sollte das elektrische Bogenlicht sich in der Praxis der Lichtpaustechnik bewähren, so mußte man dahin streben, die Lichtquelle reicher an aktinischen Strahlen zu gestalten, um den Stromverbrauch zu verringern. Dies wurde durch die sog. Dauerbrandlampen erreicht, bei welchen das Abbrennen der Kohlen in einem Raume erfolgt, der durch eine Glasglocke ziemlich luftdicht abgeschlossen ist.

Durch diese Anordnung war ein Lampentypus geschaffen, bei welchem der Flammenbogen bezüglich des Kopiereffektes nicht mehr eine Nebenrolle spielte, sondern zum Hauptfaktor wurde, denn gerade dieser Flammenbogen der Dauerbrandlampe ist es, welcher sehr reich an aktinischen Strahlen ist. Wir sehen daher in neuester Zeit nur noch diese Lampenart für Lichtpauszwecke verwendet.

Die Kopiereinrichtungen selbst bestehen in ihrer einfachsten Art aus einer derartigen Dauerbrandlampe und dem bekannten Kopierrahmen mit Spiegelglasplatte. Für größere Pausen nimmt der Rahmen beträchtliche Dimensionen an, und es müssen mehrere Lampen benutzt werden, um die Pause an allen Stellen gleichmäßig zu belichten. Dieser Umstand führte zu dem bekannten Zylinderapparate der Siemens-Schuckert-Werke. Derselbe besteht aus einem der Länge nach geteilten Glaszylinder, der in einem drehbaren Rahmen befestigt ist. Jede Hälfte dieses Zylinders wird außen von einem Spanntuche umschlossen, das die beiden Papiere (Original und Pauspapier) an den Glaszylinder anpreßt. Die Belichtung erfolgt durch eine Dauerbrandlampe, welche im brennenden Zustande langsam von oben nach unten durch die ganze Höhe des vertikalgestellten Zylinders bewegt wird. Da die Lampe sich stets in der Achse des Zylinders befindet, so werden die Pausen ringsherum gleichmäßig belichtet und auch die Lichtausnützung ist eine gute, da das lichtempfindliche Papier, infolge der zylindrischen Anordnung, überall nur ca. 40 cm vom lichtaussendenden Flammenbogen entfernt ist.

Das Einlegen und Herausnehmen ist beim Zylinderapparat etwas zeitraubend und verlangt ein wagerechtes Umlegen des ganzen Apparates, wofür

ein genügender Raum zur Verfügung stehen muß. Er hat leider auch den Nachteil, daß die auf beiden Hälften aufgelegten Pausen ein Höchstmaß von 100—160 cm nicht überschreiten dürfen.

Die neueren Bestrebungen gingen deshalb dahin, einen Lichtpausapparat zu konstruieren, welcher Pausen von beliebiger Länge und auf möglichst automatische Weise anzufertigen gestattet. Von der punktförmigen Lichtquelle mußte aber in diesem Falle Abstand genommen werden, wollte man das durchlaufende Papier an allen Stellen zugleich und gleichmäßig belichten. Da war es nun wieder der neueste Fortschritt in der Beleuchtungstechnik — die Erfindung der Quecksilberdampflampe —, welche der Entwicklung der Lichtpaustechnik helfend zur Seite stand.

Kontinuierlich arbeitender Lichtpausapparat.

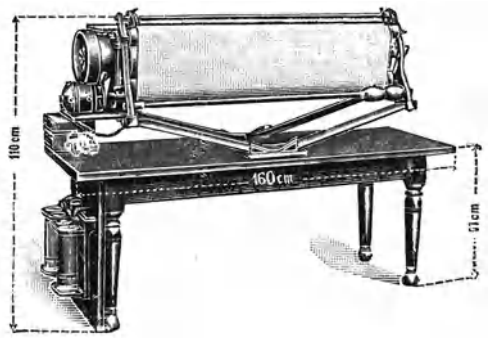


Fig. 1.

Die Quecksilberdampflampe ist bekanntlich eine lange Glasröhre von etwa 3 cm Durchmesser, die an ihren beiden Enden zugeschmolzen und dort mit Elektroden versehen ist. Das eine Ende der Röhre besitzt eine kugelförmige Ausbauchung, die Quecksilber enthält, und da der Raum der Röhre evakuiert ist, so ist derselbe mit Quecksilberdampf gefüllt. Beim Durchgang des elektrischen Stromes kommt dieser Dampf zum Leuchten, und dadurch entsteht ein Licht von räumlich großer Ausdehnung. Diese Eigenschaft und die Tatsache, daß das Quecksilberdampflicht eine sehr geringe Wärmeentwicklung besitzt, machen die Konstruktion eines kompendiösen und zugleich überaus leistungsfähigen Lichtpausapparates möglich, dessen Wirkung noch dadurch besonders erhöht ist, daß die Quecksilberdampflampe nicht nur ein stark aktinisches Licht besitzt, sondern zu dessen Erzeugung auch nur eine sehr geringe Menge elektrischen Stromes bedarf. Dies sind die Gründe,

warum den Konstruktionen der Lichtpausapparate der Neuen Photographischen Gesellschaft in Steglitz gerade diese Lampenart zu Grunde gelegt ist.'

Im nachfolgenden möchte ich mir nun erlauben, auf die Beschreibung dieser Apparate näher einzugehen.

Der eine der beiden hier ausgestellten Apparate besteht der Hauptsache nach aus einem *rotierenden* Glaszylinder von etwa 12 cm Durchmesser, um welchen auf etwa $^3/_4$ seines Umfanges ein endloses Tuch geführt ist. Ein Elektromotor setzt vermittels eines Schneckenradtriebes den Glaszylinder und dieses Spanntuch in Bewegung. Die auf der einen Seite in den Apparat eingeführten Papiere (nämlich das Original und das lichtempfindliche Papier) werden vom Glaszylinder und Drucktuch mitgenommen, umkreisen die im Innern des Glaszylinders angebrachten Quecksilberdampflampen, und verlassen nach der Belichtung den Apparat auf der anderen Seite. Die Konstruktion dieses Apparates bietet folgende Vorteile:

1. Die Pausen können in beliebiger Länge gefertigt werden.

2. Die Arbeitsgeschwindigkeit kann entsprechend den Originalen und der Empfindlichkeit der Papiere in einfachster Weise reguliert werden.

3. Das Einlegen und Abnehmen der Papiere ist sehr bequem und erfordert nur einen minimalen Zeitaufwand.

4. Der Apparat arbeitet vollkommen selbständig, und es kann daher

5. eine Person gleichzeitig mehrere Apparate bedienen, oder aber bei nur einem Apparate zugleich die Entwicklung der Pausen übernehmen.

6. Da der Apparat sehr kompendiös gebaut ist, benötigt er nur einen sehr kleinen Raum zur Aufstellung.

7. Der Verbrauch an Elektrizität ist derartig gering, daß die beiden Quecksilberdampflampen und der Motor zusammen nur wenig über ein Kilowatt pro Stunde benötigen.

Der Apparat wird in zwei Größen gefertigt, nämlich für Pausen von 107 und 120 cm Breite. Die Länge der Pausen ist, wie bereits erwähnt, unbeschränkt. Als Stromart kommt nur Gleichstrom in Betracht, doch kann der Apparat für jede beliebige Stromspannung geliefert werden.

Die Firma hat die Vorteile der Quecksilberdampflampe auch in einem zweiten, ebenfalls hier ausgestellten einfacheren Apparate auszunutzen ge-

sucht, der aus einem *feststehenden* Glaszylinder besteht, um dessen Umfang die Papiere und das Spanntuch gelegt werden. In der Mitte des Glaszylinders befindet sich die Quecksilberdampflampe. Ein Tuchschirm läßt sich über die Lampe ziehen, um beim Einlegen der Pausen das Papier zu schützen. Während der Dauer der Belichtung wird der Schirm zurückgezogen. Der Apparat dient allerdings nur für die Herstellung von Pausen bis zur Maximalgröße von 100×100 cm, arbeitet aber ebenfalls sehr rationell in bezug auf Belichtungszeit und Stromverbrauch.

Vorsitzender:

Wünscht jemand das Wort zu diesem Vortrage? — Das scheint nicht der Fall zu sein. Dann kann ich nur namens der Versammlung dem Herrn Vortragenden für die Vorführung der Apparate bestens danken. Wir haben geglaubt, daß bei der enormen Wichtigkeit des Lichtpausverfahrens es auch für unsere Gesellschaft von Bedeutung war, daß wir dieses neue Verfahren hier praktisch vorführen ließen.

XIII. Die Oberflächen-Kondensationen der Dampfturbinen insbesondere für Schiffe.

Vorgetragen von Professor **E. Josse**-*Charlottenburg.*

Es ist eine für die Entwicklung von Technik und Wirtschaft gleich erfreuliche Erscheinung, daß bedeutsame Errungenschaften auf einem technischen Gebiet stets die Anregung zu wertvollen Fortschritten auf verwandten Gebieten geben. Dies gilt in besonderem Masse für die jüngste, aber darum nicht weniger erfolgreiche Kraftmaschine, die Dampfturbine.

Die beispiellose Entwicklung der Dampfturbine in dem Zeitraum weniger Jahre hat anregend und befruchtend gewirkt in erster Linie auf dem Gebiete der Elektrotechnik, sie hat ferner die Turbogebläse und Turbokompressoren bereits heute zu einem Erfolg geführt, sie hat dem Dampfkesselbau neue Aufgaben gestellt in bezug auf die Erzeugung großer Mengen Heißdampf auf kleinem Raum und sie hat nicht zum mindesten für den Bau der Kondensationseinrichtungen neuartige und weitgehende Forderungen entstehen lassen.

Dies gilt insbesondere für die Oberflächenkondensationen.

1. Die Aufgaben der Kondensatoren.

Die Kondensationsanlagen der Dampfmotoren (Dampfmaschinen und Dampfturbinen) haben den Zweck, den aus den Maschinen austretenden expandierten Arbeitsdampf in einem an das Auspuffrohr angeschlossenen Kondensationsraum niederzuschlagen, um dort eine Luftleere zu erzielen, wodurch das in der Maschine ausnutzbare Druckgefälle um das erreichbare Vakuum vergrößert wird.

Man unterscheidet bekanntlich zwei im Prinzip verschiedene Kondensationssysteme, die Einspritz- und die Oberflächenkondensation.

Bei der Einspritzkondensation wird das zur Wärmeabführung nötige Kühlwasser in den etwa durch Erweiterung des Auspuffrohres gebildeten

Kondensationsraum eingespritzt, wobei der Dampf durch Berührung mit dem Wasser niedergeschlagen wird.

Bei Oberflächenkondensationen kommt der Dampf mit dem Kühlwasser nicht unmittelbar in Berührung, sondern die Dampfwärme wird durch Oberflächen hindurch an das Kühlwasser übertragen, Kondensat und Kühlwasser bleiben hier stets getrennt.

Während bei stationären Anlagen von Kolbendampfmaschinen fast ausschließlich die einfachere und billigere Einspritzkondensation ausgeführt wird, sehen wir bei Dampfturbinen, auch bei stationären Anlagen, in den meisten Fällen der Oberflächenkondensation den Vorzug gegeben.

Für Schiffe kommt überhaupt nur die Oberflächenkondensation in Betracht, ganz gleichgültig, ob Dampfmaschinen oder Dampfturbinen eingebaut werden, weil man genötigt ist, das den Oberflächenkondensatoren entnommene reine Wasser den Kesseln wieder zuzuführen.

Die Gründe, warum man bei stationären Dampfturbinenanlagen, wo das Zurückfördern des reinen Kondensates nicht unbedingt nötig ist, in der großen Mehrzahl ebenfalls der wesentlich kostspieligeren Oberflächenkondensation vor der einfacheren und billigeren Einspritzkondensation den Vorzug gibt, sind in gewissen Vorteilen der Oberflächenkondensation für Dampfturbinen zu suchen. Diese Vorteile sind folgende:

1. Die Oberflächenkondensatoren erzielen das für Dampfturbinen nötige hohe Vakuum leichter, als die Einspritzkondensatoren.
2. Das Kondensat ist ölfrei und daher ohne weiteres zur Kesselspeisung geeignet.
3. Die Einspritzkondensatoren bieten für Turbinen eine gewisse Gefahr, da die Möglichkeit besteht, daß bei Unachtsamkeit in der Bedienung oder durch irgendwelche Zufälligkeiten das Kühlwasser bis in die Turbine ansteigt und Schaufelbrüche hervorruft.

Man hat allerdings Einrichtungen getroffen, um selbsttätig das Ansteigen des Einspritzwassers bis zur Turbine unmöglich zu machen. Beispielsweise ist in Fig. 1, 2 und 3 eine von Franco Tosi in Legnano gebaute Turbine mit Einspritzkondensation dargestellt, die als Reserve für eine Wasserkraftanlage geliefert wurde. Bei dieser Reserveanlage wollte man die Anlagekosten soweit als möglich herabsetzen und man hat sich daher zur Ausführung einer Einspritzkondensation entschlossen. Das Ansteigen des Wassers wird dadurch verhindert, daß beim Überschreiten des Wasserstandes über eine gewisse Höhe mittels eines Schwimmers G durch Öffnen des Ventiles V

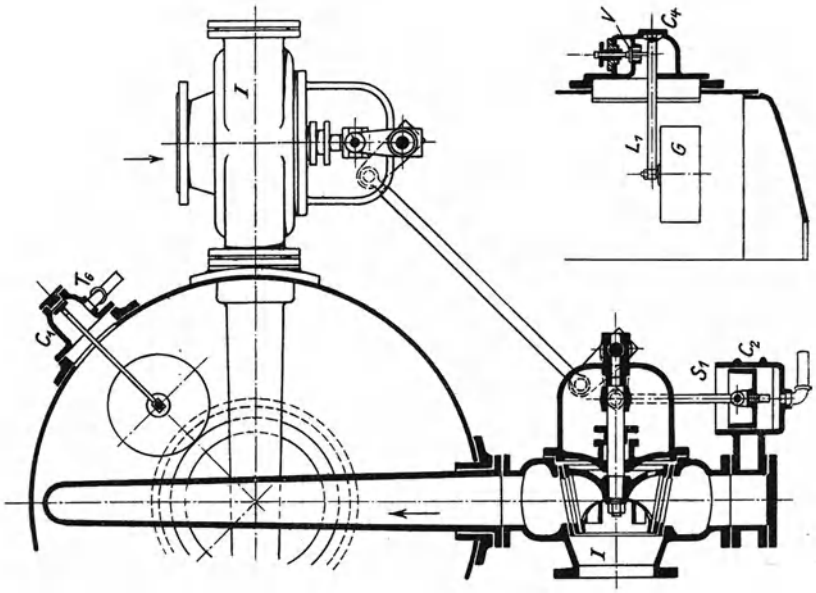
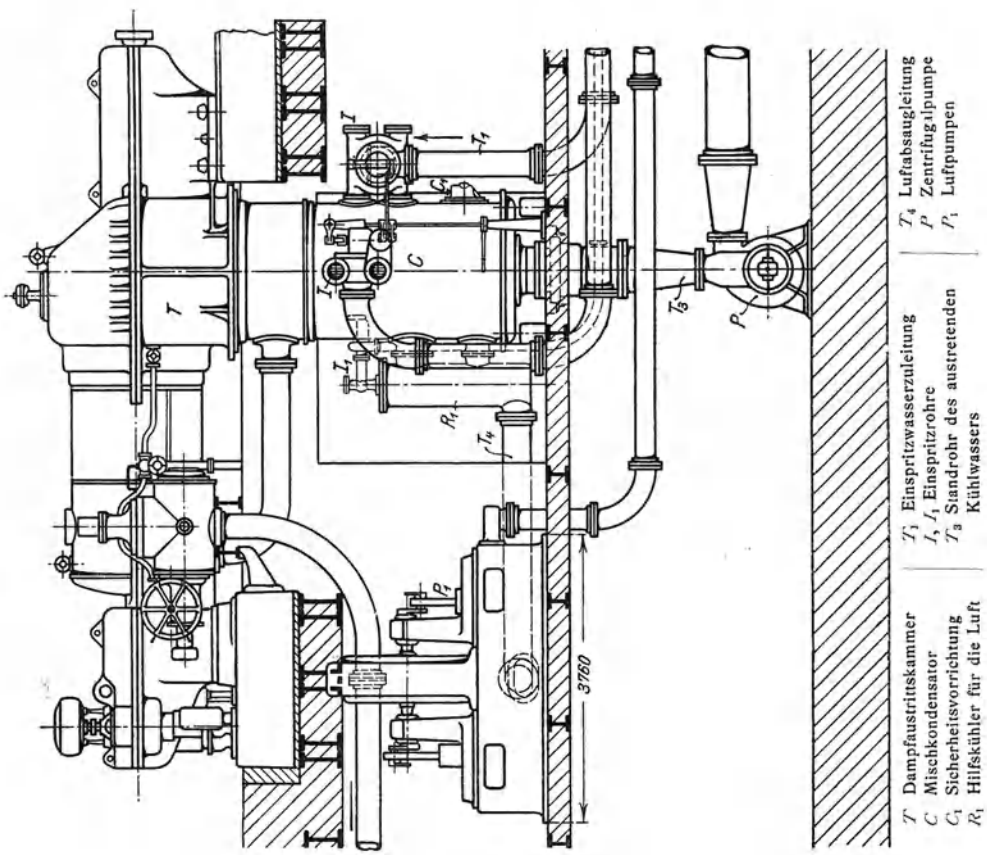


Fig. 3.

Fig. 2.



T Dampfaustrittskammer
C Mischkondensator
C_1 Sicherheitsvorrichtung
R_1 Hilfskühler für die Luft
T_1 Einspritzwasserzuleitung
T_2, T_4 Einspritzrohre
T_3 Standrohr des austretenden Kühlwassers
T_4 Luftabsaugleitung
P Zentrifugalpumpe
P_1 Luftpumpen

Fig. 1.

(Fig. 3) das Vakuum unter den Kolben C_2 (Fig. 2) tritt, so daß die an ihn angelenkten Einspritzhähne J mittels des atmosphärischen Luftüberdruckes gedrosselt resp. geschlossen werden.

Zur Erzeugung eines besseren Vakuums ist ein Hilfskühler R_1 vorhanden, in dem die Luft vor der Absaugung durch Einspritzung kalten Kühlwassers stark abgekühlt wird.

Bei den großen Einheiten, die man heute bereits im Dampfturbinenbau ausführt, 12—15 000 P. S., bei Schiffen noch mehr, ist es selbstverständlich, daß die zugehörigen, für hohes Vakuum gebauten Oberflächenkondensatoren einen bedeutenden Raum zur Unterbringung erfordern; der Raumbedarf dieser Hilfsapparate ist in vielen Fällen wesentlich größer, als derjenige der Turbine und insbesondere sind die Herstellungskosten dieser Riesenoberflächenkondensatoren sehr erheblich. Beispielsweise kosten die vollständigen Oberflächenkondensationseinrichtungen für Dampfturbinen etwa 30 %—60 % der Dampfturbinenanlagen. Für Schiffe spielt außer dem Raumbedarf auch noch das bedeutende Gewicht (Metall- und Wassergewicht) dieser Apparate eine große Rolle.

Es ist deshalb für den Turbinenbau, insbesondere für Schiffe, von hervorragender technischer und wirtschaftlicher Bedeutung, den Bau der Oberflächenkondensatoren so einzurichten, daß man mit verhältnismäßig kleinen Oberflächen, d. h. mit billigen und leichten Apparaten die Forderungen der Dampfturbinen erfüllt.

Ich habe mich in Gemeinschaft mit meinem Konstruktionsingenieur und Mitarbeiter, Herrn Dr.-Ing. Gensecke, seit etwa drei Jahren mit der Frage der Oberflächenkondensationen beschäftigt und wir haben auf Grund von Versuchen, die in dem von mir geleiteten Maschinenbaulaboratorium der Königl. Technischen Hochschule Charlottenburg, auf Schiffen und bei stationären Anlagen angestellt wurden, die physikalischen Vorgänge, die die Grundlagen für den rationellen Bau von Oberflächenkondensatoren bilden, erforscht; auf Grund dieser Studien sind dann Apparate von wesentlich höherer Leistungsfähigkeit entworfen worden und in Betrieb gekommen.

Zweck meines heutigen Vortrages ist, in großen Zügen, soweit es die knappe Zeit gestattet, das Ergebnis der Untersuchungen mitzuteilen.

Bevor ich jedoch auf dieses eigentliche Gebiet übergehe, möchte ich zunächst mit einigen Worten die früheren Anforderungen und die erst durch die Dampfturbinen hervorgerufenen neuen Ansprüche in bezug auf die Höhe des zu erzielenden Vakuums kennzeichnen.

Der Einfluß des Vakuums auf die theoretische Wärmeausnützung bei den Dampfkraftmaschinen wird durch das Schaubild Fig. 4 veranschaulicht. Es sind als Abszissen die absoluten Drücke im Kondensator und als Ordinaten die bei den verschiedenen Kondensatorspannungen von einer Dampfspannung von 15 Atm. abs. herab theoretisch ausnützbaren Wärmegefälle aufgezeichnet. Man sieht, wie das ausnützbare Wärmegefälle z. B. zwischen 0,3 und 0,05 Atm. abs. Gegendruck erheblich (um ca. 30 %) anwächst, oder, wenn man die Verhältnisse auf den theoretischen Dampfverbrauch pro P. S./Std. überträgt, so ergibt sich mit Abnahme des Gegendruckes zunächst eine fast genau lineare Abnahme des spezifischen Dampfverbrauchs, bei dem hohen Gegendruck zwischen 0,3 und 0,05 Atm. abs. aber ein merklich rascherer Abfall des Dampfverbrauchs.

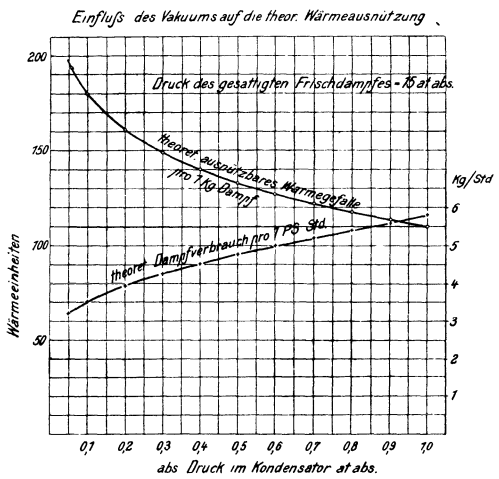


Fig. 4.

Diese theoretischen Verhältnisse gelten zwar ebenso für die Kolbendampfmaschine wie für die Dampfturbine. In Wirklichkeit vermag aber die Dampfturbine das hohe Vakuum weit vollkommener auszunützen, als die Kolbendampfmaschine.

Da bei dem geringen Gegendruck in der Nähe von 0,2 Atm. abs. abwärts das spec. Volumen des Dampfes ganz gewaltig wächst, reichen für die Aufnahme dieser Volumina die Steuerungsquerschnitte der Kolbenmaschine, die doch nur bis zu einer gewissen Größe ausgeführt werden können, bei weitem nicht aus. Daher kommt infolge der durch Steuerung und Rohrleitung veranlaßten unvermeidlichen Strömungswiderstände ein im Kondensator erzeugter sehr geringer Gegendruck von 0,05 Atm. in der Kolbenmaschine selbst überhaupt nicht zur Wirkung. Dies ergibt sich deutlich aus Versuchen, welche ich vor einigen Jahren an einer 200 pferdigen Dreifach-Verbundmaschine im Maschinenbaulaboratorium der Techn. Hochschule Charlottenburg ausgeführt habe (siehe Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Königl. Techn. Hochschule Charlottenburg, Heft 4. München und Berlin, R. Oldenbourg).

Man verfolge in Fig. 5 die Abnahme des Dampfverbrauchs dieser Kolbenmaschine mit dem Gegendruck bis 0,2 Atm. abs. Von da ab konnte bei der

Versuchsmaschine eine weitere Verminderung des Dampfverbrauchs durch Erhöhung des Vakuums nicht mehr erzielt werden.

Die Dampfturbinen verhalten sich wesentlich anders. Die Bauart der Dampfturbine eignet sich ganz ausgezeichnet zur Aufnahme gewaltiger Dampf-

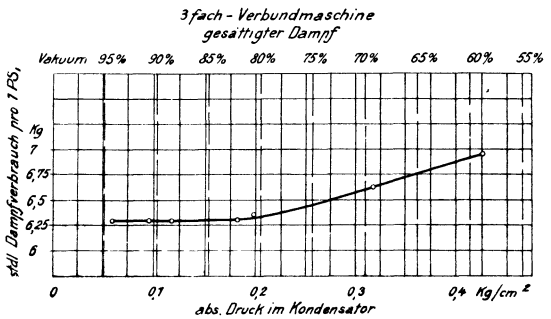


Fig. 5.

volumina, und man ist daher hier imstande, das im Kondensator erzeugte hohe Vakuum in der Turbine selbst zur Wirkung zu bringen. Dies hat zur Folge, daß bei den Dampfturbinen eine stetige und zwar raschere Abnahme des Dampfverbrauchs wie bei der Kolbenmaschine mit der Verminderung des

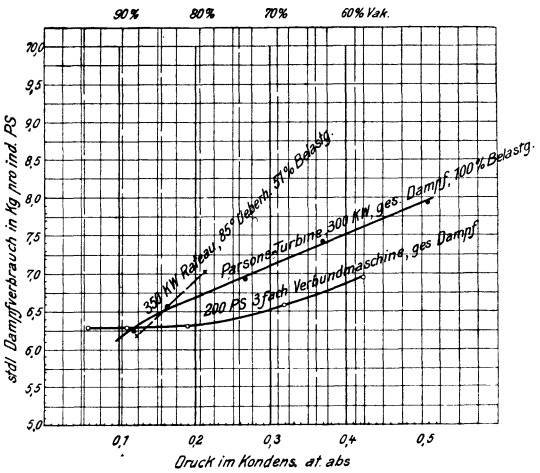


Fig. 6.

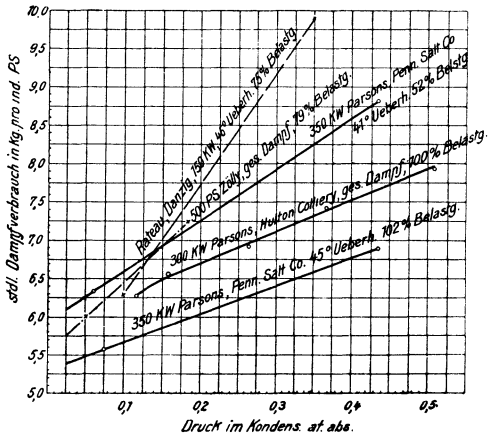


Fig. 7.

Gegendruckes zu erzielen ist. Sie belieben dies aus Fig. 6 zu ersehen die erkennen läßt, daß der Dampfverbrauch der Dampfturbinen stetig und fast linear mit dem Kondensatordruck abnimmt.

Im Schaubild Fig. 7 ist das Verhalten von Dampfturbinen verschiedener Bauart bei abnehmendem Gegendruck vergleichsweise gegenüber-

gestellt. Wir erkennen überall den fast linearen Verlauf der Dampfverbrauchskurven, eine größere Empfindlichkeit für abnehmenden Gegendruck bei den Aktionsturbinen als bei der Parsonsturbine.

Besonders auffallend ist der Unterschied in der Ausnutzung der niederen Gegenspannung bei der Schiffskolbenmaschine gegenüber der Turbine.

Aus dem Diagramm, Fig. 8, des Niederdruckzylinders des Dampfers „Deutschland“ ersieht man, daß das zur Verfügung stehende Vakuum von 73 % infolge des großen Spannungsabfalles im Niederdruckzylinder, den man zulassen muß, um nicht zu große Zylinderabmessungen zu erhalten, nur teilweise ausgenutzt wird. Da man nun bei Dampfturbinen einen merkbaren Spannungsabfall nicht zuzulassen braucht, vielmehr die Expansion bis auf die Kondensatorspannung auszunutzen vermag, erzielt man einen erheblichen

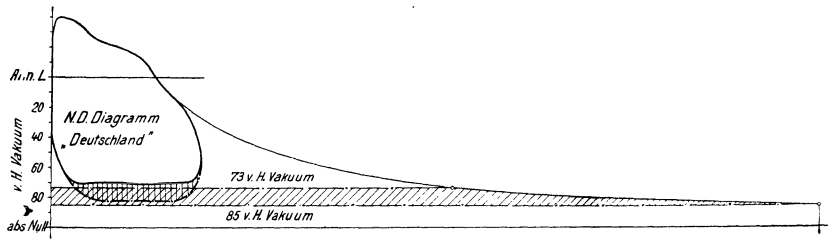


Fig. 8.

Gewinn an Arbeitsfläche, der noch wesentlich gesteigert werden kann, wenn man das Vakuum bis auf etwa 85 % heraufsetzt. In bezug auf die Schiffskolbenmaschine bringt diese Vermehrung des Vakuums günstigstenfalls nur eine sehr geringe Vergrößerung der Arbeitsfläche.

Für die Wirtschaftlichkeit der Dampfturbinen ist daher ein geringer Gegendruck im Kondensator unerläßlich, und es trat daher an den Konstrukteur die Aufgabe heran, Oberflächenkondensatoren für hohes Vakuum (90—95 %) und von möglichst geringer Oberfläche zu schaffen.

Die Erhöhung des Vakuums hat man zunächst durch Vergrößerung der Oberfläche der Kondensatoren zu erreichen gesucht. Man ist darin immer weitergegangen. Schließlich hat sich herausgestellt, daß man auf diese Weise nicht weiter arbeiten konnte, da der für die Unterbringung der Kondensatoren, namentlich auf Schiffen, zur Verfügung stehende Raum und das dafür frei zu machende Gewicht beschränkt ist. Es ergab sich daher die Notwendigkeit, die Leistungsfähigkeit der Oberflächen zu erhöhen und so mit Apparaten von kleinerem Gewicht auszukommen.

Um dies beurteilen zu können, war es erforderlich, die in den Oberflächenkondensatoren sich abspielenden Vorgänge näher zu untersuchen, und ich bitte Sie daher, mir eine kurze Weile auf dieses theoretische Gebiet folgen zu wollen.

2. Wärmetechnische Grundlagen beim Kondensationsvorgang.

Die Höhe des zu erreichenden Vakuums ist offenbar gegeben durch die Temperatur und die Menge des zur Verfügung stehenden Kühlwassers. Nehmen wir zunächst an, es stände eine unendlich große Kühlwassermenge zur Verfügung, so ist das theoretisch mögliche Vakuum leicht anzugeben. Für verdampfendes resp. kondensierendes Wasser besteht zwischen Druck und Temperatur ein eindeutiger Zusammenhang, der in der sogenannten Regnaultschen Spannungskurve festgelegt ist.

Haben wir beispielsweise Kühlwasser in unbeschränkter Menge von 15 ° zur Verfügung, so ersehen wir aus der Spannungskurve, daß der absolute Druck, bei dem Dampf bei dieser Temperatur zu kondensieren vermag, 0,017 Atm. abs. ist; das theoretisch mögliche Vakuum würde in diesem Fall also rund 98 % betragen.

Je wärmer das zur Verfügung stehende Kühlwasser ist, desto schlechter muß offenbar das Vakuum sein.

Da uns nur endliche Kühlwassermengen zur Verfügung stehen, so wird das Kühlwasser bei dem Kondensationsvorgang sich um einen endlichen Betrag erwärmen, und für das nunmehr mögliche Vakuum gilt, da ja Wärme stets nur zum kälteren Körper übergehen kann, daß die Temperatur des kondensierenden Dampfes gleich oder höher ist, als die des abfließenden Kühlwassers. Das nunmehr theoretisch mögliche Vakuum wird offenbar aus der Spannungskurve zu ermitteln sein, wenn man die Temperatur des abfließenden Kühlwassers als Kondensationstemperatur des Dampfes annimmt. Als Maß der zur Verfügung stehenden Kühlwassermenge gibt man die sogenannte spez. Kühlwassermenge an, d. h. die Anzahl der pro 1 kg Dampf zur Verfügung stehenden Kilogramm Kühlwasser. Wir würden dann schreiben:

$$\text{Spez. Kühlwassermenge} = \frac{\text{stündl. Kühlwassermenge}}{\text{stündl. Dampfmenge.}}$$

In Schaubild Fig. 9 ist der theoretisch erzielbare abs. Gegendruck für verschiedene Kühlwassereintrittstemperaturen und für verschiedene spez. Kühlwassermengen dargestellt.

Betrachten wir die Verhältnisse bei 15 ° als der bei Schiffsbetrieben normalen Kühlwassertemperatur, so sehen wir, daß das theoretisch mögliche Vakuum von 98,3 % auf 92,5 % fallen würde, wenn wir statt unendlich großer nur die 20 fache Kühlwassermenge zur Verfügung hätten.

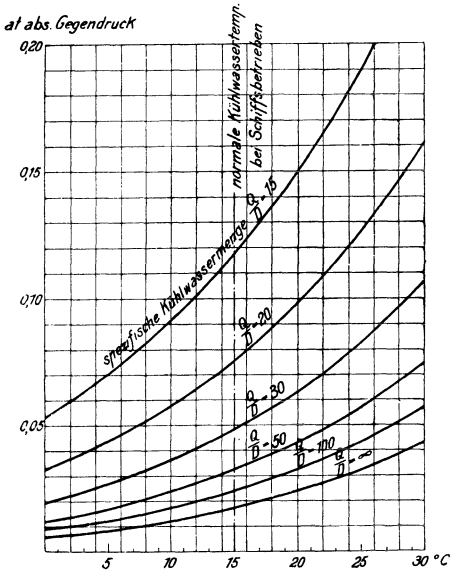


Fig. 9.

Im Schiffsbetriebe arbeitet man allgemein mit großer spez. Kühlwassermenge, da die Beschaffung des Kühlwassers keinerlei Schwierigkeiten macht und auch keinen allzu großen Arbeitsaufwand erfordert; eine spez. Kühlwassermenge von 50—60 fach dürfte hier als die normale anzusehen sein.

So einfach die Verhältnisse liegen, sobald man die theoretisch mögliche Grenze des zu erreichenden Vakuums ermitteln will, so schwierig werden dieselben, wenn man der Wirklichkeit voll Rechnung tragen will.

Das wirklich erreichbare Vakuum muß offenbar schlechter sein, als das theoretisch ermittelte, weil die Wärme vom Dampf durch eine Metallwand hindurch auf das Kühlwasser übertragen werden muß. Damit eine solche Übertragung möglich ist, muß immer ein Wärmegefälle vorhanden sein, d. h. die Temperatur des kondensierenden Dampfes muß stets höher sein als die Temperatur des Kühlwassers an irgend einer Stelle des Kondensators.

Die Verhältnisse der Wärmeübertragung durch eine Wandung hindurch lassen sich folgendermaßen darstellen.

In Fig. 10 ist eine eben gedachte metallische Wandung dargestellt, von der Dicke δ. Auf der einen Seite befindet sich Dampf von der Temperatur t_d, auf der anderen Seite Kühlwasser von der Temperatur t. Da t_d größer ist als t, wird die Wärme durch die Wandung von der Dampfseite auf die Seite des Kühlwassers wandern, dem Dampf wird Wärme entzogen werden, das Kühlwasser wird sie aufnehmen. Die pro Flächeneinheit (1 qm) und pro 1 ° Temperaturdifferenz stündlich übertragene Zahl von Wärmeeinheiten nennt man den Wärmeübergangskoeffizienten. Die

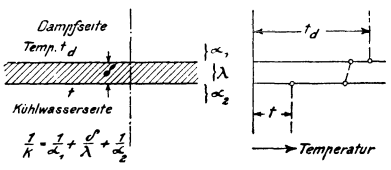


Fig. 10.

Größe dieses Koeffizienten wird offenbar abhängen von den Widerständen, welche bei der Übertragung der Wärme auftreten.

Der gesamte Widerstand läßt sich in drei einzelne Bestandteile zerlegen:

1. Widerstand beim Übergang zwischen Dampf und Wandung,
2. Widerstand beim Durchleiten von der einen auf die andere Seite der Wandung,
3. Widerstand beim Übergang von der Wandung an das Kühlwasser.

Wir können also schreiben:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

worin die reziproken Werte der Widerstandszahlen, das sind die Wärmeübergangszahlen, eingeführt sind.

Es wird also bedeuten:

α_1 die Übergangszahl beim Übergang vom Dampf an die Wandung,

α_2 die Übergangszahl beim Übergang vom Wasser an die Wandung,

λ ist die sogenannte Wärmeleitzahl durch die Wandung.

Die letztere muß offenbar abhängig sein von der Art der die Wärme übertragenden Metallwand und stellt dar die pro 1 qm Querschnitt stündlich übertragene Wärme bei einer Dicke von 1 m. Die Formel zeigt, wie der gesamte Durchgangskoeffizient k sich aus den einzelnen Wärmeübergangs- und Leitzahlen ergibt.

Um ein Urteil zu gewinnen, wie der Wärmedurchgangskoeffizient von den verschiedenen Faktoren beeinflußt wird, müssen wir die einzelnen Widerstands- resp. Leitzahlen näher untersuchen. Zunächst betrachten wir den Widerstand beim Durchleiten der Wärme durch die Wandung. In Zahlentafel 1 ist die Wärmeleitzahl für verschiedene Metalle angegeben worden.

Zahlentafel 1.

Wärmeleitungszahlen für Metalle.

Es werden durchgeleitet
in einer Stunde,
bei einer Temperaturdifferenz von 1° C,
einem Durchtrittsquerschnitt von 1 qm,

	bei einer Dicke von 1 m:	bei 1 mm Dicke:
Aluminium	13 WE	13 000 WE
Blei	28 „	28 000 „
Eisen	55 „	55 000 „
Kupfer	300 „	300 000 „
Messing	90 „	90 000 „
Zink	105 „	105 000 „
Zinn	54 „	54 000 „

Für Kondensatoren kommt in der Regel als Material der Kühlrohre Messing in Frage und hierbei beträgt die Wärmeleitungszahl 90, d. h. bei 1 ° Temperaturdifferenz und einer Blechdicke von 1 m werden pro qm Fläche stündlich 90 WE übertragen. Bei der bei Kondensatoren üblichen Wandstärke von 1 mm würden also 90 000 WE bei 1 ° Temperaturdifferenz übertragen werden.

Die zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten von Wandung an Wasser und von Wasserdampf an Wandung vorliegenden Versuche zeigen zum Teil recht beträchtliche Abweichungen. Da es versuchstechnisch am einfachsten ist, den Wärmeübergangskoeffizienten von Wasser an Wandung zu bestimmen, so möge zunächst hierauf eingegangen werden. Wenn die Leitzahl für die Durchleitung der Wärme durch die Wandung bekannt ist, so kann man offenbar die Wärmeübergangszahl von Wasser an Wandung dadurch bestimmen, daß man zwei konzentrische Röhren nimmt und durch das innere sowie durch den Ringraum zwischen dem inneren und äußeren Rohr Wasser fließen läßt.

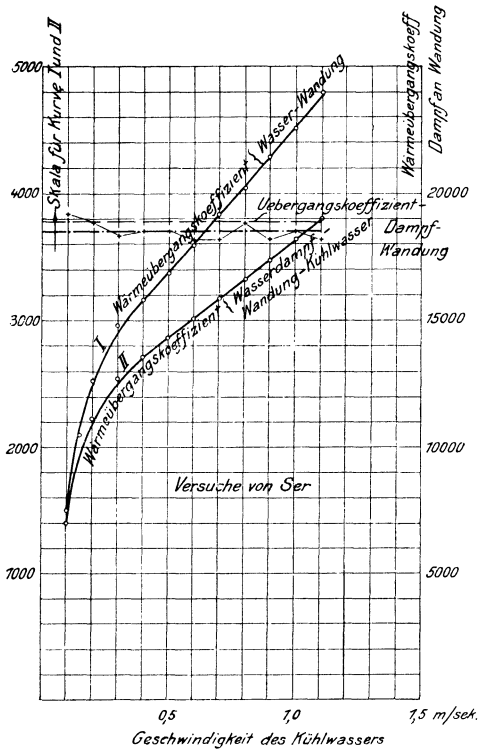


Fig. 11.

Die übertragene Wärme läßt sich durch Messung der Kühlwassermenge und der Erwärmung desselben leicht feststellen. Es ergibt sich zunächst der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient und, da wir auf beiden Seiten Wasser haben, in unserer Formel also $\alpha_1 = \alpha_2$ wird, so läßt sich aus dem gesamten Durchgangskoeffizienten und bei bekannter Wärmeleitzahl des Metalles der Wärmeübergangskoeffizient für Wasser an Wandung bestimmen.

Versuche hierüber liegen vor; die Ergebnisse sind, wie schon angedeutet, sehr wenig übereinstimmend. In Einklang zu bringen mit unseren Versuchen an Oberflächenkondensatoren sind die Werte von Ser, die in Fig. 11 dargestellt sind. Nach Ser gilt die Annäherungsformel: $\alpha = 4500 \sqrt{v}$,

wobei v die Geschwindigkeit darstellt, mit der das Wasser an den Wandungen entlangfließt. Wir sehen aus der Figur, daß die Geschwindigkeit, mit der das Wasser an den Rohren entlangbewegt wird, die Wärmeübergangszahl in ganz beträchtlichem Maße beeinflußt. Wenn z. B. bei einer Geschwindigkeit von 0,5 m pro Sekunde rund 3400 WE. übertragen werden, so ist man in der Lage, unter gleichen Verhältnissen 5000 WE. zu übertragen, wenn man die Geschwindigkeit auf 1,2 m pro Sekunde steigert.

Nachdem Wärmeleitzahl durch das Metall und Wärmeübergangszahl von Wasser an Wandung bekannt sind, ist es möglich, die Wärmeübergangszahl von Dampf an Wandung zu bestimmen.

In der Literatur wird dieser Koeffizient mit 10 000 angegeben; nach unsern Versuchen an Kondensatoren erscheint aber dieser Wert viel zu klein. Bereits Versuche von Ser lassen darauf schließen, daß ein wesentlich höherer Wert anzunehmen ist.

Eine Berechnung nach Versuchen von Ser ergibt den Wert zu etwa 19 000. Zweifellos hat man es bei dem Wärmeübergang von Wasserdampf an die Wandung nicht mit einer konstanten Zahl zu tun, vielmehr wird auch bei Wasserdampf die Übergangszahl von der Geschwindigkeit abhängen, mit der das Medium an der Wand entlangströmt. Klärende Versuche hierüber bestehen noch nicht; für die Beurteilung der Verhältnisse bei Kondensatoren ist dies jedoch ziemlich belanglos, wie sich sogleich ergeben wird.

Fassen wir die bisher gewonnenen Ergebnisse zusammen. Nehmen wir an, in einem Oberflächenkondensator soll die Wärme des Dampfes durch 1 mm starke Messingrohre an das Kühlwasser übertragen werden. Das Kühlwasser fließe mit 0,5 m pro Sekunde Geschwindigkeit durch die Röhren. Der Wärmedurchgangskoeffizient ergibt sich dann aus der Gleichung:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{19\,000} + \frac{1}{90\,000} + \frac{1}{3\,180} \quad \text{woraus} \quad k = 2640.$$

Man ersieht sofort, daß die Übergangszahl, Wasser an Wandung, auf den gesamten Durchgangskoeffizienten bei weitem den größten Einfluß hat.

Gelänge es uns z. B. durch bessere Dampfführung den Wert der Übergangszahl von Dampf an Wandung von 19 000 auf das doppelte, 38 000, zu erhöhen, so würde der Wert des Durchgangskoeffizienten von 2640 auf 2840 steigen, sich also nur ganz unwesentlich verbessern. Steigert man dagegen die Kühlwassergeschwindigkeit von 0,5 m/sek. auf 1,2 m/sek., so erhöht sich der Durchgangskoeffizient von 2640 auf 4530, also ganz beträchtlich. Der Widerstand beim

Durchleiten durch die Wandung ist verschwindend klein. Es ist also z. B. gleichgültig, ob die Wandstärke 1 oder 2 mm beträgt.

Aus der Betrachtung ist die Erkenntnis gewonnen, daß die Höhe der Wärmedurchgangszahl im wesentlichen nur von der Kühlwasserbewegung abhängig ist, daß es bei dem Kondensationsvorgang weniger auf die Dampfführung als auf die Kühlwasserführung ankommt. Alle Anordnungen, die eine bessere Wärmeübertragung auf Grund einer guten Dampfführung anstreben, dürften daher wenig Sinn haben, im Gegenteil schädlich wirken, da der Widerstand für die Dampfströmung im Kondensator damit steigt.

In Fig. 12 sind die Wärmedurchgangskoeffizienten bei verschiedenen Kühlwassergeschwindigkeiten dargestellt. Die stark ausgezogenen Werte sind von uns durch Versuche an ausgeführten Kondensatoren gewonnen worden. Man sieht, wie sehr die Wärmeübertragung mit steigender Kühlwassergeschwindigkeit sich verbessert.

Daß auch Wirbelung des Kühlwassers einen bedeutenden Effekt erzielen kann, zeigen die Ergebnisse von Versuchen, bei denen die Kondensatorröhren mit sogenannten Wirbelstreifen von Pape, Henneberg & Co., Hamburg, versehen waren; z. B. ließ sich bei 1 m Geschwindigkeit der Wärmedurchgangskoeffizient von 3000 auf 4500 durch die Anwendung von Wirbelstreifen erhöhen.

In der Fig. 12 sind auch die Ergebnisse von Messungen eingetragen, die früher mit physikalischen Versuchsapparaten gewonnen wurden. Man sieht, wie wenig einheitliche Tendenz in diesen Ergebnissen zu finden ist. Nur die Versuche von Ser und von Hagemann nähern sich den wirklichen Verhältnissen, wie sie bei Kondensatoren tatsächlich auftreten und bei den Versuchen im Maschinenbau-Laboratorium festgestellt worden sind.

Nachdem nunmehr die Wärmedurchgangszahl festliegt, erscheint die Berechnung des Kondensators leicht. Wir haben die pro 1° Temperaturdifferenz und pro Quadratmeter Kühlfläche übertragene Wärme, können also bei gegebenen Kühlwasser- und Dampftemperaturen die Kühlfläche bestimmen, die nötig ist, um eine bestimmte Wärmemenge zu übertragen. Zunächst wäre jedoch noch festzustellen, welche Abhängigkeit zwischen Temperaturdifferenz und Wärmeübertragung besteht. Teilweise findet man die Ansicht vertreten, daß der Wärmeübergang einfach proportional der Temperaturdifferenz ist; an anderer Stelle wird behauptet, die übertragene Wärme wachse mit dem Quadrat der Temperaturdifferenz.

Über diese Frage sind ebenfalls im Maschinenbau-Laboratorium Versuche angestellt worden, die zur Klärung geeignet sind.

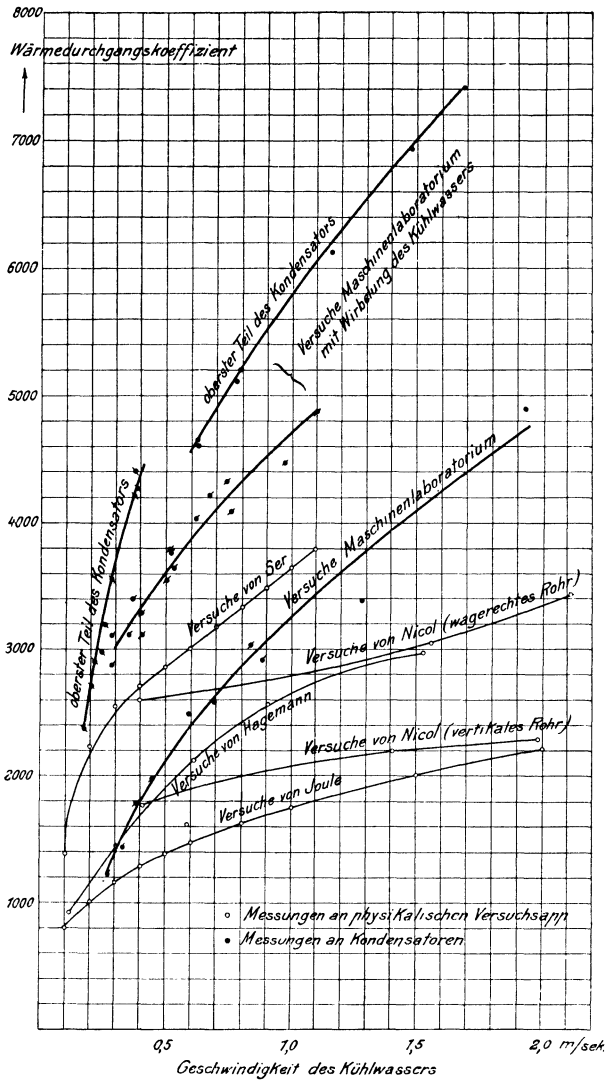


Fig. 12.

An einem im praktischen Betrieb befindlichen Kondensator wurde festgestellt, nach welchem Gesetz die Temperaturzunahme des Kühlwassers im Kondensator stattfindet. Die Messung geschah in der Weise, daß durch lange, in den Kühlwasserröhren verschiebbare Thermoelemente an den verschiedenen Stellen die Kühlwassertemperatur bestimmt wurde.

Eine einfache theoretische Betrachtung zeigt, daß die Kühlwassertemperatur nach einer Exponentialfunktion ansteigen muß, wenn der Wärmeübergang linear mit der Temperaturdifferenz zunimmt.

In dem Schaubild, Fig. 13, ist diese theoretische Kurve 1 verzeichnet worden. Die durch Versuch erhaltenen Temperaturen sind ebenfalls eingetragen, und man erkennt eine sehr gute Übereinstimmung von Versuchs- und Rechnungswerten.

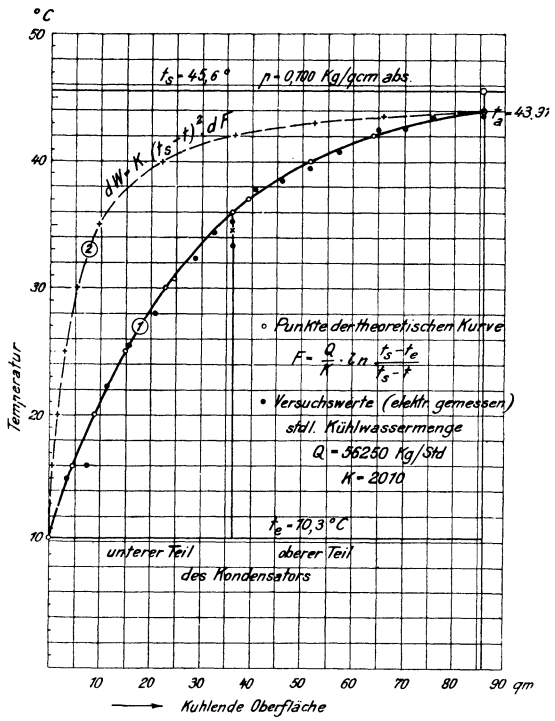


Fig. 13.

Würde sich die übertragene Wärme proportional dem Quadrat der Temperaturdifferenz ändern, wie dies noch von Weiß angegeben wird, so müßte die Kühlwassertemperatur nach Kurve 2, also in einem ganz anderen, von dem ersten stark abweichenden Gesetz, ansteigen.

Es scheinen nunmehr alle Grundlagen gegeben zu sein, um einen Kondensator im voraus mit genügender Genauigkeit berechnen zu können. Dies würde in der Tat möglich sein, wenn der Kondensator nur die Aufgabe hätte, Wasserdampf niederzuschlagen. Nun gelangt aber stets in mehr oder weniger großen Mengen mit dem Wasserdampf auch Luft in den Kondensator. Luft und Dampf haben zunächst gleiche Temperaturen, etwa die

Sättigungstemperatur entsprechend der Kondensatorspannung, und der Kondensator hat daher auch die Aufgabe, die hinein gelangte Luft um einen gewissen Betrag abzukühlen.

Untersuchen wir zunächst die Frage, warum und wie weit die Luft abgekühlt werden muß. Wir haben in dem Kondensator ein Gemisch von Wasserdampf und Luft unter einem bestimmten Druck. Für diesen Fall ist nach dem bekannten Gesetz von Dalton der Druck des Gemisches = der Summe der Drücke der einzelnen Bestandteile (der Gesamtdruck = der Summe der Partialdrücke). Für den Kondensator gilt also: Druck im Kondensator = Druck des Dampfes + Druck der Luft.

Die in den Kondensator eingetretene Luftmenge muß durch die Luftpumpe angesaugt und bis auf atmosphärische Spannung komprimiert werden. Wollte man die Luft mit der dem Kondensatordruck entsprechenden Temperatur absaugen, so würde der Partialdruck des Dampfes = dem Kondensatordruck werden, der Partialdruck der Luft daher = 0 sein, d. h. die in den Kondensator eintretende Luftmenge würde, da unter einem Druck 0 stehend, ein unendlich großes Volumen einnehmen, und die Luftpumpe hätte ein unendlich großes Volumen zu fördern. Da die Pumpe selbstverständlich nur endliche Volumina fördern kann, muß der Partialdruck der Luft größer als 0 sein, d. h. die Temperatur an der Luftabsaugestelle muß kleiner sein als die Sättigungstemperatur entsprechend der Kondensatorspannung.

Wie weit die Luft im gegebenen Falle abzukühlen ist, muß einer besonderen Betrachtung vorbehalten bleiben.

Der Kondensator hat also außer dem Dampf auch der Luft Wärme zu entziehen. Während wir oben gesehen haben, daß die Wärmeübertragung von Dampf an die Wandung eine sehr intensive ist, ist Luft als guter Wärmeisolator bekannt, d. h. die Wärmeübertragung von Luft an die Wandung ist sehr schlecht. Beträgt der Wärmeübergangskoeffizient von Dampf an die Wandung etwa 20 000, so haben wir es bei dem Übergang von Luft an die Wandung mit Werten zu tun, die etwa die Größenordnung von 10 haben.

In Fig. 14 sind Versuchsergebnisse des schon mehrfach erwähnten Franzosen Ser und neuere im Maschinenbau-Laboratorium angestellte Versuche veranschaulicht.

In dem Schaubild sind die Übergangszahlen dargestellt in ihrer Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, mit der die Luft die Wandung entlang strömt; man sieht wieder, wie die Übergangszahl von der Geschwindigkeit beeinflußt wird.

Die Versuche von Ser wurden mit Rohren von verschiedenem Durchmesser ausgeführt, und die Versuche ergaben bei größerem Durchmesser der Rohre bessere Resultate. Das mitgeteilte Versuchsmaterial und die weiteren Angaben reichen nicht aus, um dieses eigentümliche Verhalten zu erklären. Ser stellte für den Wärmeübergang aus seinen Versuchen die empirische Formel auf: $k = 2 + 10\sqrt{v}$, worin v die Luftgeschwindigkeit bezeichnet.

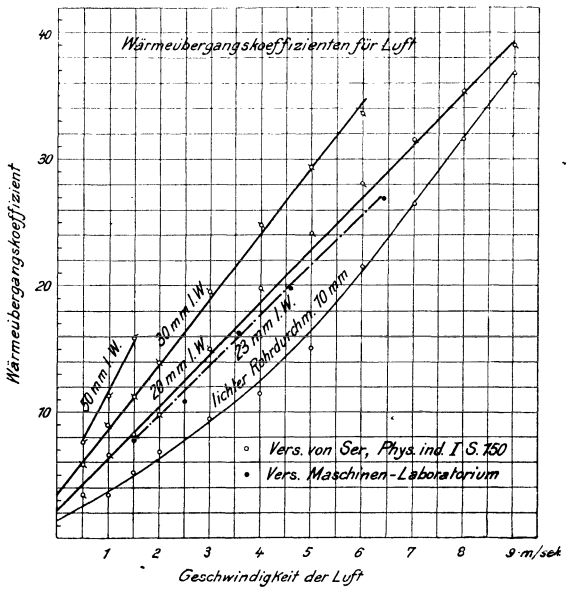


Fig. 14.

Bei den früheren Versuchen zur Bestimmung der Wärmeübergangszahlen für Luft ist der Zustand der Luft unbeachtet geblieben. Man arbeitete mit Luft von atmosphärischem Druck. Für diese Dichte der Luft gelten die in Fig. 14 angegebenen Werte. Es ist aber anzunehmen, daß auch die Dichte der Luft die pro Flächeneinheit übertragene Wärme beeinflussen wird. Es ist ja allgemein bekannt, daß der absolut luftleere Raum ein vollkommener Isolator für die Durchleitung der Wärme ist.

Bei Dampfturbinenkondensatoren steht nun die Luft unter einem Druck, der ziemlich nahe bei absolut Null liegt. Die pro Flächeneinheit übertragene Wärme wird also jedenfalls viel geringer sein als die, welche aus der für atmosphärischen Druck geltenden Formel von Ser errechnet wird.

Um über diese Verhältnisse Klarheit zu erhalten, wurden im Maschinenbau-Laboratorium Versuche bei verschiedenen Drücken der Luft angestellt.

Zahlentafel 2.

Wärmeübergangskoeffizienten für Luft.

(Versuche im Maschinenbau-Laboratorium der kgl. Techn. Hochschule Charlottenburg.)

Länge des Rohrs . . 1 320 mm
l. W. des Rohrs . . 23 mm
l. Querschnitt des Rohrs $\frac{4{,}15\ m^2}{10\,000}$
Luftberührte Oberfläche 0,0954 m^2. $c_p = 0{,}238$ WE/kg.

Nr. des Versuches	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Abs. Druck der Luft . . at. abs.	1,034	1,034	1,034	1,034	1,034	1,034	1,034	0,515	0,515	0,512	0,510	0,515	0,106	0,104	0,106	0,106	0,106
Dampftemperatur . . . . . °C	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Temperatur Luft-Eintritt . . °C	16,7	16,9	18,4	19,7	20,3	21,1	19,7	19,7	19,5	19,6	20,0	20,0	26,9	30,2	30,5	32,5	36,5
Temperatur Luft-Austritt . . °C	58,8	62,5	69,0	71,5	73,5	71,6	77,3	65,3	74,0	75,5	79,2	83,9	72,0	84,3	84,4	87,1	84,5
Mittl. Temperatur . . . . . °C	38	40	44	46	47	46	48,5	42,5	47	47,5	49,5	52	50	57	58	60	61
Stdl. Luftgewicht . . . kg/std.	32,2	20,95	11,08	7,59	5,86	4,16	2,46	15,54	8,89	6,95	3,95	2,19	1,726	1,250	0,812	0,665	0,239
Stdl. Luftvolumen . . . cbm/std.	28,3	18,60	9,93	6,86	5,30	3,76	2,24	27,9	16,20	12,75	7,31	4,04	15,38	11,60	7,42	6,09	2,20
Mittl. Geschwindigkeit d. Luft m/sec.	18,96	12,46	6,65	4,60	3,55	2,52	1,50	18,70	10,85	8,54	4,89	2,71	10,30	7,77	4,97	4,08	1,47
Stdl. übertrag. Wärmemenge WE/std.	323	228	133,4	93,5	74,2	50,0	33,7	168,6	115,5	92,3	55,7	33,2	18,50	16,11	10,40	8,65	2,73
Wärmedurchgangskoeffizient . . .	56,3	41,8	26,9	19,6	16,1	10,6	7,78	32,6	25,2	20,6	13,3	8,73	4,13	4,66	3,03	2,76	0,84

Die Resultate sind in Zahlentafel 2 und graphisch in den Figuren 15 u. 16 dargestellt. Man sieht, wie niedrig die Werte werden, wenn man 0,11 Atm. Druck, d. h. etwa 90 % Vakuum hat. Die Größe der Wärmeübergangszahl ist jetzt etwa 1—5 (je nach der Geschwindigkeit). Man wird also bei 5 m Geschwindigkeit pro Sekunde mit einem Koeffizienten von etwa 3 rechnen müssen. Der Übergangskoeffizient von Luft an Wandung ist gegenüber dem anderen Koeffizienten so klein, daß der gesamte Durchgangskoeffizient dem Übergangskoeffizienten Luft an Wandung gleich zu setzen ist.

Während bei der Kondensierung des Wasserdampfes nur die Kühlwasserbewegung für den Wärmedurchgang ausschlaggebend war, kehren sich die

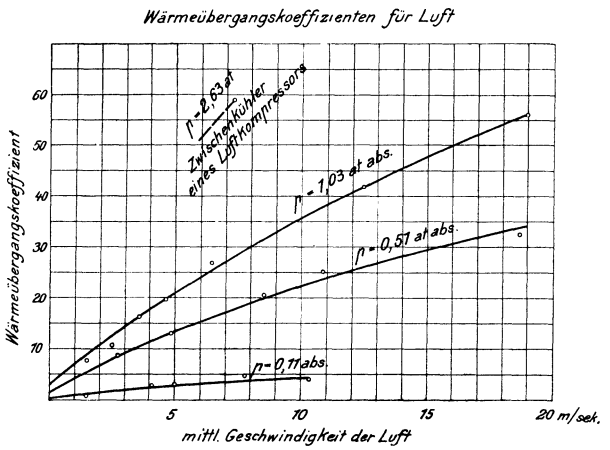


Fig. 15.

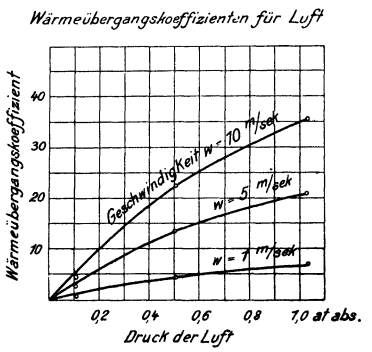


Fig. 16.

Verhältnisse um in dem Teile des Kondensators, in dem die Luft abgekühlt wird. Hier ist es gleichgültig, mit welcher Geschwindigkeit das Kühlwasser fließt, hier kommt es nur darauf an, die Luft in geeigneter Weise zu bewegen. Will man also die Luftabkühlung verbessern, so muß man ihr durch richtig bemessene Durchströmquerschnitte große Geschwindigkeit geben. Hierin ist aber bald eine Grenze gezogen durch den entstehenden Strömungswiderstand, der bei Kondensatoren für hohes Vakuum nur in geringer Höhe zulässig ist. Daß in der Tat für die Abkühlung der Luft große Oberflächen des Kondensators herangezogen werden müssen, sobald beträchtliche Luftmengen eindringen, ließ sich durch Versuche nachweisen. Fig. 13 stellte die Zunahme der Kühlwassertemperatur, d. h. die übertragene Wärme dar für einen Fall, in dem nur verschwindend kleine Luftmengen in den Kondensator eintraten. Wir sehen nur dem Verlauf der Kühlwassertemperatur, daß im ganzen Kondensator die

Wärme mit der konstanten Durchgangszahl 2010 übertragen wurde. Tritt nun Luft in erheblichen Mengen in den Kondensator ein, so ergeben sich ganz andere Verhältnisse. In Fig. 17 sind zwei Versuche mit kleinerer und größerer Luftmenge zusammengestellt. Als Abszissen sind wieder die Längen der Rohre, also die Kühlflächen aufgetragen worden, als Ordinaten die Kühlwassertemperaturen. Im Gegensatz zu Fig. 13 sehen wir jetzt, daß in dem ersten Teil des Kondensators die Kühlwassertemperatur konstant bleibt, also

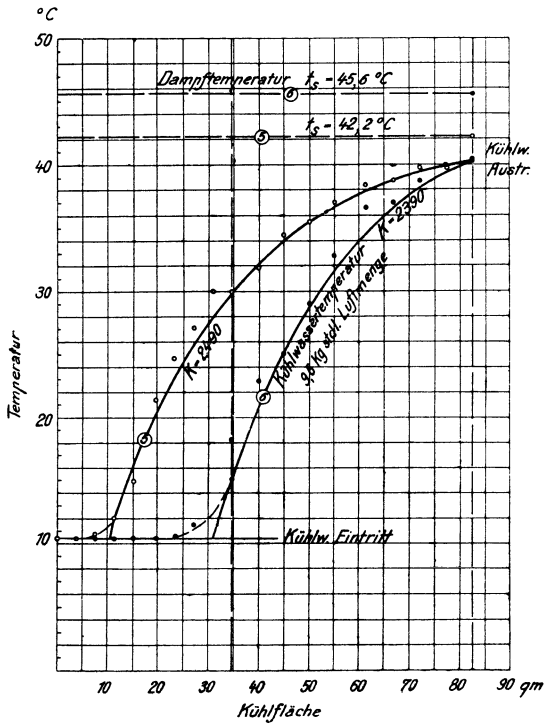


Fig. 17.

merkliche Wärmemengen nicht aufgenommen werden. Dieser erste Teil des Kondensators dient dazu, die Luft abzukühlen und es wird ein ziemlich erheblicher Teil der Gesamtfläche benötigt, um die ganz geringfügige Wärmemenge für die Abkühlung der Luft zu übertragen.

Bei dem zweiten Versuch mit 9,6 kg stdl. Luftmenge gehen etwa 40 % der gesamten Kühlfläche, die für die Luftkühlung in Anspruch genommen werden, für den eigentlichen Kondensationsvorgang verloren, die direkte Folge ist natürlich eine Verschlechterung des Vakuums.

Wir erkennen jetzt die Schwierigkeiten, die sich einer genauen Vorausberechnung eines Kondensators entgegenstellen. Wir haben festgestellt, daß

in den verschiedenen Teilen des Kondensators die Wärme mit verschiedenen Wärmedurchgangszahlen übertragen wird. Um die Verhältnisse bei der Abkühlung der Luft berücksichtigen zu können, müßte zunächst die in den Kondensator eintretende Luftmenge bekannt sein. Weiter müßten auch die Eigenschaften der Luftpumpe bekannt sein, da, wie später erörtert werden soll, das Fördervolumen der Pumpe einen Einfluß auf die Größe der erforderlichen Luftabkühlung hat.

Man wird sich also bei Berechnungen an im praktischen Betriebe erhaltene Erfahrungszahlen halten müssen, die mittleren Verhältnissen Rechnung tragen.

Die in den Kondensator eintretende Luft verschlechtert also stets den Effekt des Kondensators, d. h. das Vakuum, und die Verschlechterung wird um so fühlbarer, mit je höherem Vakuum man arbeitet. Es ist daher zweckmäßig, etwas näher auf die bei Dampfturbinen zu erwartende Luftmenge einzugehen.

Durch die Entwicklung des Dampfturbinenbetriebes wurde eine Erhöhung des Vakuums nötig, die Verhältnisse gestalteten sich also schwieriger. Günstig ist es jedoch, daß man bei Dampfturbinenbetrieben die Luftmenge viel geringer halten kann, als bei Kolbendampfmaschinen. Der im Vakuum arbeitende Niederdruckzylinder bietet der Luft sehr viele Stellen zum Eindringen (Stopfbüchsen), und man ist nicht in der Lage, das Eindringen der Luft sofort von außen zu erkennen und zu verhindern. Bei Dampfturbinen kann Luft in das Innere der Turbine im allgemeinen nur an den Stellen gelangen, an denen die Welle aus dem Gehäuse heraustritt. Bei Landanlagen hat man also meist zwei Stopfbüchsen gegen das Eindringen von Luft zu schützen. Die Stopfbüchsen sind fast stets als Labyrinthdichtungen ausgeführt, und das Eindringen von Luft wird in den meisten Fällen durch Sperren mittels Dampf, bisweilen auch mittels Wasser oder Öl bewirkt. Man gibt zweckmäßig soviel Sperrdampf auf die Stopfbüchse, daß etwas nach außen entweicht, und man ist dann sicher, daß keine Luft eintreten kann. Der Verlust durch den für Arbeitsleistung verlorenen Sperrdampf ist stets unvergleichlich geringer als die beim Eintreten von Luft durch Verschlechterung des Vakuums hervorgerufene Einbuße an Leistung. Der Lufteintritt in die Turbine kann also bei den Dampfturbinenanlagen fast völlig verhindert werden.

Ist bei Schiffsbetrieben infolge der Konstruktion der Schiffsturbinen eine größere Zahl von Stopfbüchsen dicht zu halten, so wird die Handhabung etwas umständlicher, und es wird in diesem Falle angebracht sein, selbsttätige Regelung des Sperrdampfdruckes vorzusehen.

Weitere Möglichkeiten für das Eindringen von Luft bietet eine im schlechten Zustand befindliche oder schlecht konstruierte Anlage der Kesselspeisepumpen. Ist z. B. die Saugleitung undicht, oder ist man genötigt, die Schnüffelventile zu öffnen, damit die Pumpen ruhig arbeiten, so können erhebliche Luftmengen mit dem Speisewasser angesaugt und in den Kessel gedrückt werden, mit dem Dampf in die Maschine und schließlich in den Kondensator gelangen. Stellt man also bei einem Betriebe größere Luftmengen fest, so wird man die Ursache unter Umständen nicht bei der Kraftmaschinenanlage, sondern bei der Kesselanlage zu suchen haben.

Daß es auch schlechte Kondensatpumpen gibt, die nur dann ruhig arbeiten, wenn sie genügende Luftmengen erhalten, ist bekannt. In diesem Falle muß man Luft, die man zunächst sorgfältig vom Kondensator ferngehalten hat, künstlich wieder hereinlassen. Läßt man diese Luft in das Luftabsaugerohr eintreten, so ist ihre Wirkung, da sie bereits kalt ist, nicht so schädlich, als wenn sie mit dem Dampf mitgeführt wäre; immerhin ist ebenfalls eine Verschlechterung des Vakuums die Folge.

Zahlentafel 3.

Oberflächenkondensator, 89 qm Kühlfläche.

Abmessungen.

Lichte Weite der Rohre	18	mm
Äußerer Durchmesser der Rohre	20	„
Wirksame Länge der Rohre	2 300	„
Anzahl der Rohre: obere Wasserkammer	346	
„ „ „ untere Wasserkammer	342	
„ „ „ insgesamt	688	
Wasserberührte Kühlfläche: obere Kammer	44,9	qm
„ „ untere Kammer	44,4	„
„ „ insgesamt	89,3	„
Lichter Querschnitt sämtl. Rohre: obere Kammer	0,0879	„
„ „ „ „ untere Kammer	0,0868	

Bei den in Zahlentafel 4 enthaltenen, an einer 300 K. W. Parsons-Turbine durchgeführten Versuchen ist die von der Luftpumpe ausgestoßene Luftmenge mittels Gasuhr direkt gemessen worden; sie wurde zu etwa 0,25 kg pro Stunde bestimmt bei einer stündlichen Dampfmenge von 3000 kg. Diese Luftmenge ist als außerordentlich gering zu bezeichnen, wenn man dagegen die Angaben stellt, die sich in der Literatur finden. Die letzteren Werte beziehen sich aber auf Anlagen mit Kolbendampfmaschinen und mögen auch für solche Anlagen richtig sein. Bei richtig ausgeführten Dampfturbinenbetrieben kann man unbedenklich ganz geringe Luftmengen annehmen.

3. Kondensatpumpen.

Die eben geschilderten Verhältnisse bei der Luftabsaugung führen direkt zur Betrachtung der Luftpumpe, die die Luft von dem Druck des Kondensators auf atmosphärische Spannung zu komprimieren hat und der Kondensatpumpe, die das Kondensat herausdrückt.

Man unterscheidet zwei Systeme der Luft- und Kondensatabsaugung:

1. getrennte Luft- und Kondensatabsaugung. Die Luft wird mittels einer sogenannten Trockenluftpumpe komprimiert, das Kondensat mittels besonderer Kondensatpumpe gefördert.
2. Gemeinschaftliche Absaugung. Luft- und Kondensat werden gemeinschaftlich in einer „Naßluftpumpe" aus dem Kondensator entfernt.

Betrachten wir zunächst die reine Luftförderung. Arbeitet man mit hohem Vakuum (90—95 %), so haben die Luftpumpen ein großes Kompressionsverhältnis zu überwinden. Bei 90 % Vakuum z. B. beträgt das Druckverhältnis 1 : 0,1 = 10, bei 95 % Vakuum ist es bereits auf 1 : 0,05 = 20 angewachsen. Damit eine einstufige Luftpumpe bei diesem hohen Druckverhältnis noch mit einem annehmbaren Lieferungsgrad die Luft fördert, muß sie einen sehr kleinen schädlichen Raum besitzen.

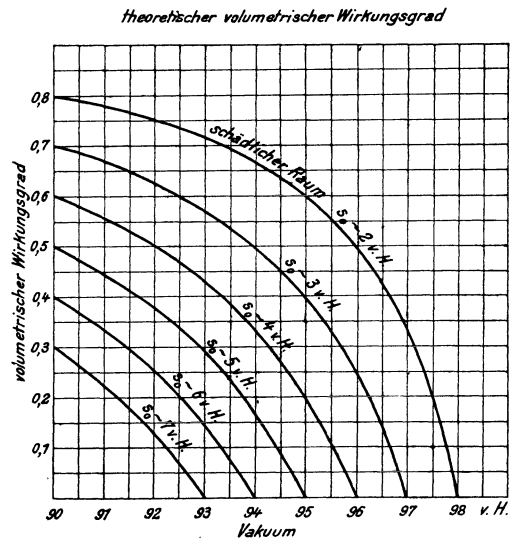


Fig. 18.

In Fig. 18 ist die Abnahme des volumetrischen Wirkungsgrades mit dem Steigen des Vakuums veranschaulicht. Bei 5 % schädlichem Raum z. B. kann das Vakuum höchstens 95 % betragen, weil bei diesem Vakuum die Pumpe überhaupt keine Luft mehr fördern kann. Geht man also auf sehr hohes Vakuum, so benötigt man sehr kleine schädliche Räume (4 % und geringer), wenn man einstufig fördern will. Trifft man besondere Vorkehrungen, so kann man den volumetrischen Wirkungsgrad heraufsetzen. Es bieten sich dafür drei Möglichkeiten:

1. Die Kompression geschieht nicht einstufig, sondern mehrstufig. Zweistufige Luftpumpen werden tatsächlich für Dampfturbinenkondensationen ausgeführt (A. E. G.).

2. Man versieht die Pumpe mit einer Überströmung. Daß durch Anwendung einer Überströmung trotz gleichbleibenden schädlichen Raumes der Lieferungsgrad erheblich heraufgesetzt werden kann, ist in Fig. 19 veranschaulicht. Es ist der Fall einer mit 90 % arbeitenden Kondensation zugrunde gelegt und für die Pumpe ein schädlicher Raum von 5 % an-

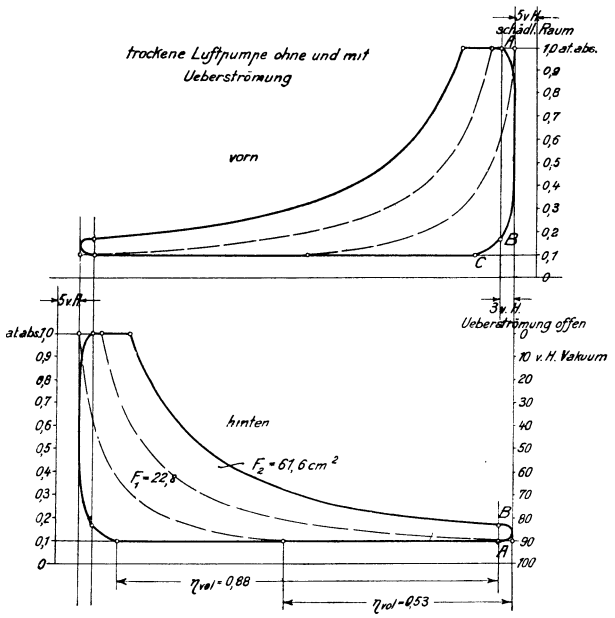


Fig. 19.

genommen worden. Das Diagramm der Pumpe ohne Überströmung zeigt, daß der Lieferungsgrad bei vollkommenen dichten Organen den Betrag von 0,53 erreichen kann.

Die Anbringung der Überströmung geschieht in der Weise, daß man Kanäle anordnet, die kurz vor dem Ende jeden Hubes beide Kolbenseiten miteinander verbinden. Im Hubpunkt A der Figur 19 wird die vordere Kolbenseite, die unter einem Druck von 1 Atm. steht, mit der hinteren, bei der eine Spannung von 0,1 Atm. abs. herrscht, verbunden; es findet also Druckausgleich statt und es stellt sich für unseren Fall ein gemeinsamer Druck von 0,168 Atm. auf beiden Seiten ein. Im Punkte B nach dem Hubwechsel werden die Überstromkanäle wieder geschlossen. Auf der vorderen

Seite expandiert die im Zylinder verbliebene Luft bis auf Kondensatorspannung, Punkt C, zurück, auf der hinteren Seite wird die Luft von Punkt B aus komprimiert.

Während bei der Pumpe ohne Druckausgleich die Rückexpansion aus dem schädlichen Raum von atmosphärischer Spannung bis auf Vakuumspannung erfolgen mußte, ist bei der Pumpe mit Druckausgleich nur eine Rückexpansion von der ziemlich niederen Ausgleichsspannung bis auf Vakuumspannung vorhanden. Der Lieferungsgrad, der bei der Pumpe ohne Druckausgleich 53 % betrug, ist nunmehr ganz bedeutend, nämlich auf 88 % gestiegen. Gleichzeitig erkennt man aber, daß der Arbeitsbedarf ebenfalls und zwar ganz bedeutend in die Höhe gegangen ist. Es zeigt sich, daß die Arbeitsleistung schneller steigt als die gelieferte Luftmenge. Aus unserem Diagramm ergibt sich, daß für die gleiche Luftlieferung die Pumpe mit Druckausgleich 63 % mehr Arbeit benötigt, als die ohne Druckausgleich.

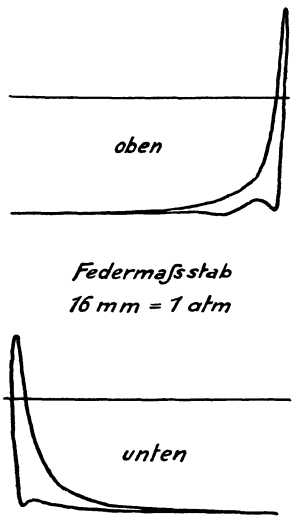


Fig. 20.

Diese Tatsache kann man ohne weitere Rechnung leicht einsehen. Bei der Pumpe mit Druckausgleich nimmt ein erheblicher Teil der bereits komprimierten Luft die niedere Ausgleichsspannung, ohne äußere Arbeit abzugeben, an und muß stets von neuem komprimiert werden.

3. Es gibt noch ein drittes Mittel, um Luftpumpen trotz einstufiger Kompression für hohes Vakuum bei gemeinsamer Absaugung von Luft und Kondensat, d. h. bei Naßluftpumpen, leistungsfähiger zu machen. In diesem Falle kann man konstruktive Vorkehrungen treffen, daß der gesamte schädliche Raum oder wenigstens ein großer Teil desselben durch das mit der Luft gemeinsam geförderte Kondensat ausgefüllt wird. Daß eine solche Ausfüllung der schädlichen Räume selbst bei schnelllaufenden Naßluftpumpen möglich ist, zeigt Fig. 20, ein im praktischen Betrieb und bei 250 Umdr./min. gewonnenes Diagramm, das an einer von mir entworfenen Naßluftpumpe entnommen wurde. Der fast vertikale Verlauf der Rückexpansion aus dem schädlichen Raum zeigt, daß dieser praktisch gleich Null ist, d. h. daß das Kondensat die Räume fast vollständig ausfüllt.

Fig. 21 stellt eine solche raschlaufende doppelwirkende Luftpumpe für 10 000 kg Dampf/Std. dar. Die Pumpe läuft mit 250 Touren pro min. ganz

geräuschlos; sie hat 500 mm Cyl.-Durchmesser, 160 mm Hub und gehört zu einer Oberflächenkondensation, bei der mit rückgekühltem Wasser 93 % Vakuum erzeugt werden müssen.

Wesentlich ist bei dem Bau solcher Pumpen für hohes Vakuum, daß der Ansaugewiderstand auf ein Minimum reduziert wird. Dazu eignen sich am besten Schlitze, es lassen sich aber auch Metallventile von einigen Gramm Gewicht bauen, die dafür brauchbar sind. Bei der erwähnten Pumpe sind Schlitze und solche Saugventile verwendet. (D. R. P. 199716.)

Betrachten wir jetzt die Luftpumpe im Zusammenhang mit dem Kondensator und bestimmen die Temperatur, mit der die Luft, oder besser das Gemisch von Luft und Dampf abgesaugt wird.

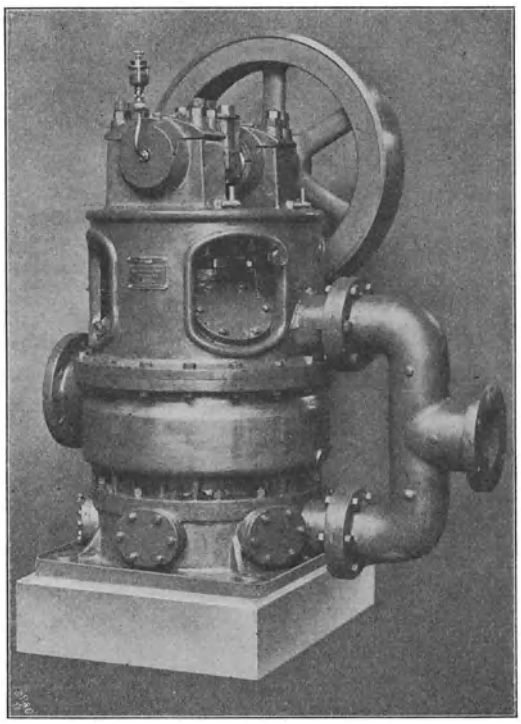


Fig. 21.

In Fig. 22 sind die Luftabsaugeverhältnisse für einen bestimmten Fall dargestellt. Es ist eine mit 95 % Vakuum arbeitende Anlage zugrunde gelegt worden, das Gewicht der stündlich eintretenden Luft beträgt 1 kg, und die Luftpumpe hat bei 95 % Vakuum ein stündliches Fördervolumen von 50 cbm/Std.

Wir werden sehen, daß unter dieser Voraussetzung nur eine ganz bestimmte Temperatur des abgesaugten Dampf- und Luftgemisches möglich ist.

Die Abszissen der Figur 22 stellen dar die Temperatur an der Luftabsaugestelle. Hätte die Pumpe nur die trockene Luft abzusaugen, so würde das Volumen der Luft sich mit der abs. Temperatur am Austritt, also relativ nur wenig ändern. (S. Volumen der trockenen Luft.) Betrüge die Lufttemperatur 0°, so würden 16 cbm abzusaugen sein, wäre sie auf den möglichsten Höchstwert, nämlich Sättigungstemperatur, gestiegen, so müßten 18 cbm abgesaugt werden. Das tatsächlich zu fördernde Luftvolumen ist jedoch größer. Wir hatten bereits früher gesehen, daß infolge der Gegenwart von Dampf das zu fördernde Luftvolumen unendlich groß wird, wenn an der Luftabsaugestelle Sättigungs-

temperatur herrscht, indem in diesem Falle der Teildruck der Luft = 0 wird, also ihr Volumen unendlich groß ist. Kurve 1 der Figur 22 ergibt den Verlauf der Teildrücke für verschiedene Temperaturen am Austritt des Kondensators, und aus dem Teildruck der Luft läßt sich ihr Volumen berechnen. Dasselbe ist in Kurve 2 dargestellt.

Das tatsächlich zu fördernde Luftvolumen weicht, wie man sieht, von dem Volumen der trockenen Luft umsomehr ab, je näher die Temperatur an der Absaugestelle bei der Sättigungstemperatur liegt.

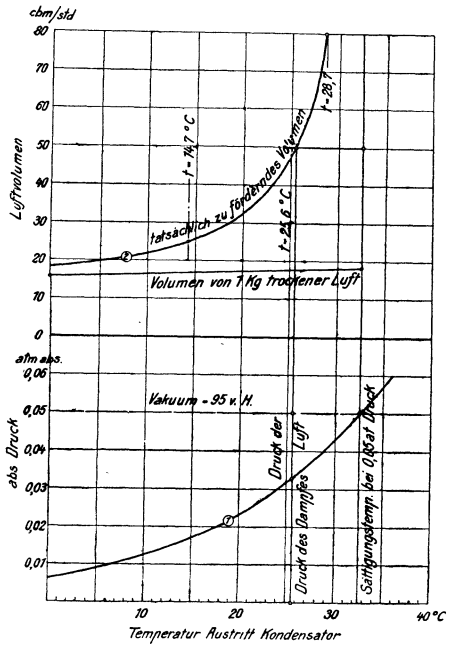


Fig. 22.

Für unseren Fall, 50 cbm Fördervolumen pro Stunde, ist also eine Absaugtemperatur von 25,6° nötig, denn bei dieser Temperatur beträgt das zu fördernde Volumen von Luft und Dampf 50 cbm entsprechend einem Teildruck der Luft von 0,017 Atm. Vergrößere ich das Fördervolumen der Pumpe, ohne daß das Vakuum im Kondensator sich ändert, z. B. auf 80 cbm stündlich, so kann die Temperatur an der Absaugstelle auf 29° steigen. Tritt aus irgend einem Grunde die doppelte Luftmenge in den Kondensator ein, so muß bei 50 cbm/stdl. Fördervolumen der Pumpe die Luft bis auf 15° abgekühlt werden, wenn das Vakuum ungeändert bleiben soll.

Die Temperatur der Luft beim Austritt aus dem Kondensator bietet also für die Beurteilung einer Kondensation gewisse Anhaltspunkte. Wenn jedoch, wie dies häufig in der Praxis geschieht, behauptet wird, je niedriger die Temperatur des abgesaugten Gemisches sei, desto besser arbeite die Kondensation, so ist diese Behauptung falsch. Eine niedrige Temperatur der abgesaugten Luft läßt entweder schließen auf ein schlechtes Arbeiten d. h. auf ein geringes Fördervolumen der Luftpumpe oder auf große Mengen in den Kondensator eingetretener Luft.

Die Temperatur der abgesaugten Luft wird um so höher sein, d. h. um so näher der Sättigungstemperatur bei dem betr. Kondensatordruck liegen, je besser der Kondensator gegen das Eindringen von Luft geschützt ist, und je mehr die Luftpumpe fördert.

In Fig. 23 sind die Verhältnisse für verschiedene Vakua veranschaulicht. Man sieht, wie die zu fördernden Volumina mit steigendem Vakuum sehr schnell anwachsen, andererseits das Fördervolumen der Pumpe abnimmt. Die Abkühlung der Luft, die für die angenommenen Verhältnisse bei 90 % Vakuum nur 2,8° C beträgt, muß 10° sein, wenn das Vakuum auf 96 % steigt. Steht Kühlwasser von 10° zur Verfügung, so kann das Vakuum bei der angenommenen Luftpumpe höchstens 96,4 % betragen, weil bei höherem Vakuum die Luft auf einen Betrag niedriger als 10° abgekühlt werden müßte. Das niedrigste mögliche Vakuum ist also unter Umständen nicht durch die Menge des verfügbaren Kühlwassers, sondern durch die Menge der eintretenden Luft oder auch durch die Leistungsfähigkeit der Luftpumpe gegeben.

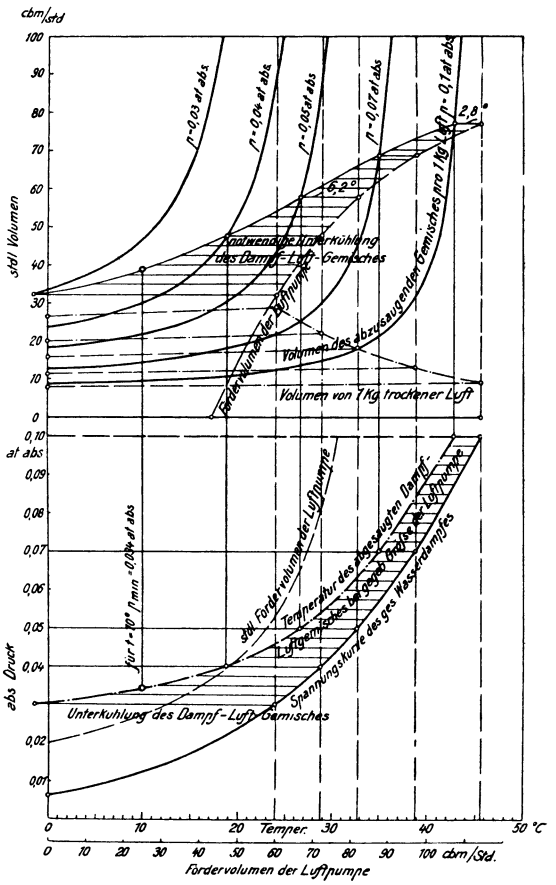


Fig. 23.

Die Betrachtung zeigt deutlich, wie bei höherem Vakuum der Betrieb durch die Luft schwierig gemacht wird. Die Abkühlung der Luft muß stattfinden, gleichviel ob das System der trocknen Absaugung, oder das der Naßluftpumpe verwendet wird. Bezüglich der Temperatur des zu fördernden Kondensates besteht jedoch bei beiden Systemen ein prinzipieller Unterschied. Bei der Anwendung getrennter Absaugung kann das Kondensat beliebig warm, im günstigsten Fall mit der dem Kondensatordruck entsprechenden Sättigungstemperatur gefördert werden. Bei Verwendung einer Naßluftpumpe dagegen muß das Kondensat unterkühlt sein, denn sonst würde die mit dem Kondensat gemeinsam geförderte Luft in der Pumpe erwärmt werden, es würde also ein Nachverdampfen von Kondensat eintreten und das somit geförderte Luftgewicht aus zwei Gründen abnehmen.

Es ist daher in diesem Fall zweckmäßig, das Kondensat im Kondensator kühl zu halten.

Neuere Konstruktionen weisen daher bisweilen Vorrichtungen auf, die Kondensattemperatur durch besondere Unterkühlung herabzusetzen.

Bei einigen von mir entworfenen Oberflächenkondensatoren habe ich zur Abkühlung der Luft einen indirekten Weg eingeschlagen. Ich unterkühle zunächst das Kondensat und kühle dann die Luft durch innige unmittelbare Berührung mit dem unterkühlten Kondensat ab. Da zur Abkühlung von Wasser wesentlich kleinere Oberflächen notwendig sind wie zur Wärmeentziehung der Luft, so wird hierdurch an Oberfläche erheblich gespart.

Der Umstand, daß man bei Naßluftpumpen das Kondensat um einen gewissen Betrag unterkühlen muß, scheint zugunsten der trockenen Luftförderung zu sprechen, da hierbei das Kondensat wärmer zurückgewonnen und in den Kessel gespeist werden kann. Bei modernen mit hohem Vakuum arbeitenden Anlagen fällt dieser Umstand jedoch nicht ins Gewicht, weil von warmem Kondensat dabei überhaupt nicht die Rede sein kann und die Unterkühlung unter Sättigungstemperatur nur einige Grade zu betragen braucht. Der durch diese Abkühlung bewirkte Verlust an Wärme beträgt 1—1,5 % der im Dampfkessel dem Speisewasser zugeführten Wärme, ist also ganz unbeträchtlich. Das zu erzielende Vakuum ist bei beiden Systemen das gleiche. Zugunsten der Naßluftpumpe spricht die größere Einfachheit und der geringere Raumbedarf, weiter der geringere Arbeitsbedarf.

Der Arbeitsbedarf wird bei der Trockenluftabsaugung größer, weil man bei hohem Vakuum Druckausgleich anwenden muß, und weil der mit der Luft abgesaugte Dampf ebenfalls komprimiert werden muß. Bei der Naßluftpumpe braucht der mitgesaugte Dampf deshalb nicht komprimiert zu werden, weil er infolge der Anwesenheit von Kondensat bei beginnender Drucksteigerung anfängt zu kondensieren. Die letztere Wirkung sucht man bei Trockenluftpumpen dadurch zu erreichen, daß man kaltes Wasser einspritzt.

Im Anschluß an die vorhergehenden wärmetechnischen Grundlagen mögen nachfolgend die Ergebnisse von Versuchen erörtert werden, die an Dampfturbinen-Kondensationsanlagen gewonnen wurden und die zeigen sollen, daß es in der Tat möglich ist, bei Dampfturbinenbetrieben eine wesentlich höhere Ausnutzung der Oberflächenapparate zu erzielen.

Die Versuche wurden ausgeführt an den beiden Dampfturbinenanlagen des Maschinenbau-Laboratoriums der Technischen Hochschule Charlottenburg.

welche zur Licht- und Krafterzeugung für die Hochschule und zu Unterrichtszwecken dienen; und die erhaltenen Resultate sind nicht nur während der betr. Versuchszeit gewonnen worden, sondern die Kondensationen arbeiten seit nunmehr 3 Jahren mit dem gleichen günstigen Effekt.

4. Versuche an der 300 KW Parsons-Turbinenanlage des Maschinenbau-Laboratoriums der Techn. Hochschule Charlottenburg.

Eine Ansicht der Anlage ist in Fig. 24 gegeben, oben die ziemlich lange Dampfturbine, direkt darunter liegend mit der Turbine durch ein Abdampfrohr von reichlicher Dimensionierung verbunden der Kondensator,

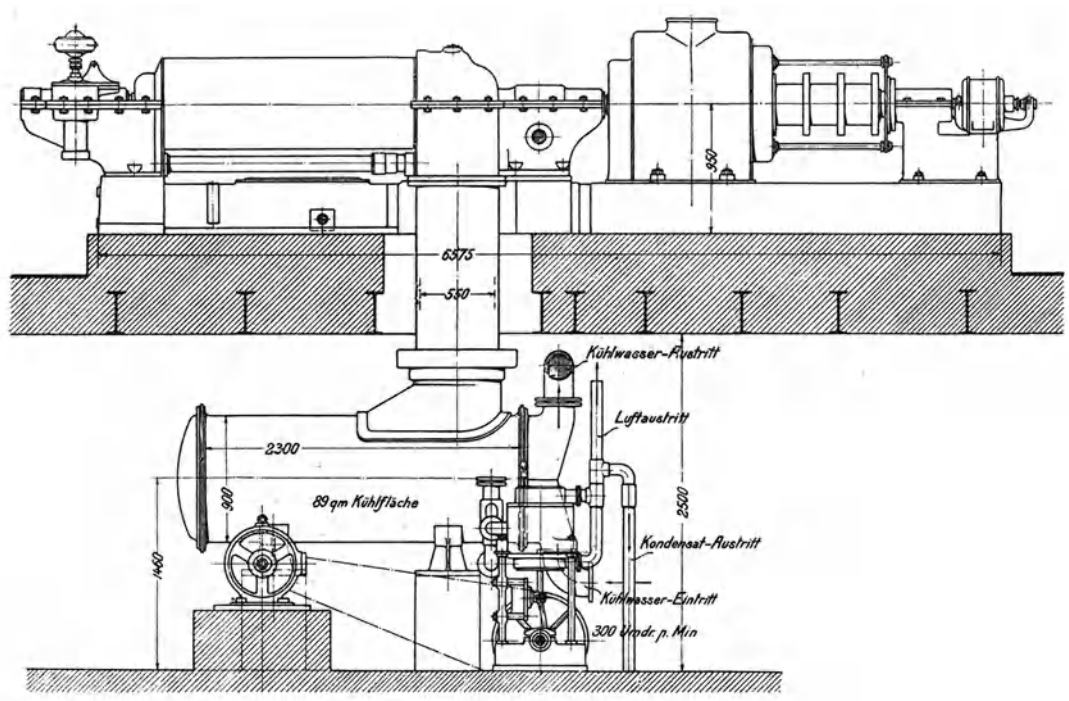


Fig. 24.

neben dem Kondensator durch einen Elektromotor mittels Riementrieb angetrieben, die Naßluftpumpe, Bauart Josse. Die Zirkulationspumpe für das Kühlwasser befindet sich in einem anderen Raum und ist daher auf der Zeichnung nicht sichtbar.

Fig. 25 zeigt eine photographische Aufnahme der Anlage. In Zahlentafel 3, Seite 195, sind die Dimensionen des Kondensators angegeben. Man sieht, daß zwei Wasserkammern vorhanden sind, d. h. daß die Richtung des Kühlwassers einmal umgekehrt wird. Der Eintritt des Kühlwassers ist unten, der Austritt oben. Zahlentafel 4 enthält die Ablesungen bei den Versuchen. Es wurden vier Versuchsreihen durchgeführt.

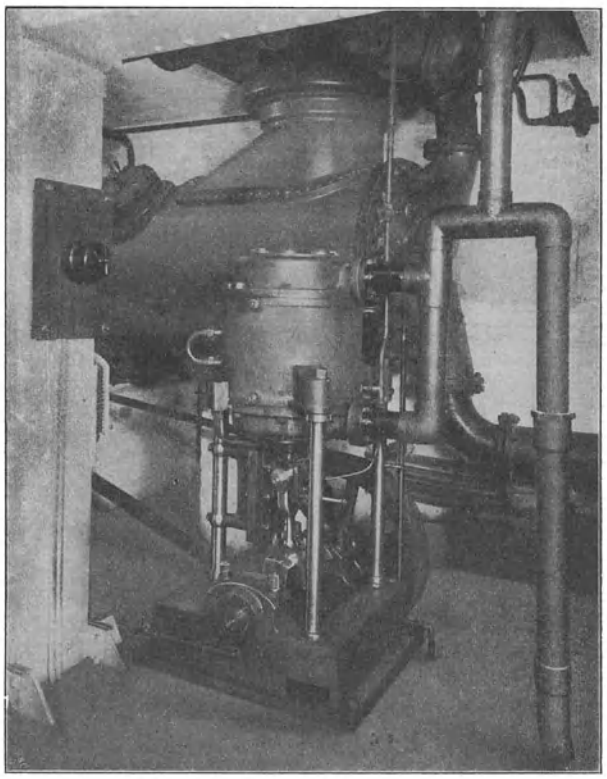


Fig. 25.

1. Versuchsreihe. Die Belastung der Turbine wurde annähernd auf der normalen gehalten, so daß bei allen Versuchen möglichst die gleiche Dampfmenge in den Kondensator eintrat, und es wurde das Verhalten des Kondensators bei verschiedenen Kühlwassermengen untersucht. Die spezifische Kühlwassermenge konnte dabei bis auf etwa das 40 fache gesteigert werden, der niedrigste eingestellte Wert betrug das 17 fache.

2. Versuchsreihe. Die zweite Versuchsreihe sollte das Verhalten der Kondensation zeigen, wenn dieselbe mit konstanter Kühlwassermenge, jedoch bei verschiedener Belastung der Dampfturbine d. h. mit verschiedenen Dampf-

Oberflächenkondensator 89 qm Kühlfläche.

Zahlentafel 4.

Versuchs-Grundlagen:		Übertragene Wärmemenge konstant. Vakuum verändert durch Veränderung der Kühlwassermenge.				Betrieb mit wärmerem Kühlwasser. Wassermenge konst. Dampfmenge variab.			Kühlwassermenge konstant. Dampfmenge verändert.			Höchstes erreichbares Vakuum	Einfluß der Luft auf das Vakuum. Wärmemenge konstant.		
Versuch No.		1	2	3	4	11	10	12	8	9	13	14	5	6	7
Barometerstand	mm Hg	766	765,5	744,5	744,5	754,5	754,5	755	746	746	769,5	769,5	745,5	746	746,5
Vakuum	„ „	738,1	726,9	692,8	670,9	699,2	712	720,5	700,6	718,5	749,2	752,9	683,8	672,6	660,3
„	%	96,4	95,0	93,1	90,2	92,7	94,4	95,5	93,9	96,3	97,4	97,9	91,7	90,2	88,5
p_c absol. Kondensatorspannung	kg/qcm abs.	0,0379	0,0525	0,0705	0,100	0,0752	0,0578	0,047	0,0618	0,0374	0,0276	0,0226	0,0840	0,0998	0,1173
D stdl. Dampfmenge	kg/Std.	3 113	3 180	3 120	3 230	3 230	2 608	1 765	3 111	2 058	1 460	1 442	3 261	3 196	3 160
Q „ Kühlwassermenge . . .	„	122 100	90 500	69 050	56 250	119 300	120 200	118 900	77 600	78 200	79 500	118 700	63 900	63 600	63 900
Temperaturen: Sättigungstemp. entspr. . . .	p_c t_c °C	27,9	33,5	39,0	45,6	40,1	35,3	31,6	36,6	27,7	22,6	19,2	42,2	45,6	48,7
Dampfeintritt	t_d „	39,8	40,3	44,8	49,0	51,1	46,9	54,3	47,6	49,0	31,4	32,2	47,9	53,2	56,3
Dampf- u. Luft-Kondens. Austr.	t_l „	23,0	25,4	30,4	36,8	35,5	30,9	30,9	28,3	25,6	20,0	19,0	33,4	30,6	22,9
Kondensat	t_w „	18,0	20,6	25,4	30,8	30,7	27,1	25,4	21,9	17,1	14,5	12,5	28,15	20,95	16,2
Kühlwasser Eintritt	t_1 „	10,30	10,30	10,40	10,30	22,16	21,21	22,00	10,30	10,30	10,20	10,20	10,30	10,30	10,30
„ Mitte Kond. . . .	t_2 „	16,16	20,37	26,38	34,30	31,25	28,03	26,13	24,20	17,40	13,06	10,60	29,52	16,90	12,25
„ Austritt	t_3 „	25,43	31,25	37,08	43,91	38,28	33,90	30,76	34,38	26,19	21,04	17,40	40,32	40,49	40,48
Raumtemperatur		23,8	24,8	22,7	25,1	31,1	29,5	31,6	27,2	27,7	24,0	24,1	25,5	26,4	27,0
Stdl. Luftmenge (760 mm Hg; 20 °C)	cbm/Std.	—	—	—	—	0,19	0,13	0,17	0,16	0,18	0,15	0,155	0,20	7,95	13,50
Dynam. Widerstand d. Kondensators	kg/qcm	—	0,068	0,042	0,030	0,129	0,129	0,131	0,057	0,059	0,069	0,140	0,038	0,039	0,040
Arbeitsbedarf Kondensatpumpe: elektr. gem.	KW	—	—	—	—	2,04	2,00	1,94	1,99	1,97	1,84	1,81	2,05	3,09	3,49
„ „ effekt. PS inkl. Riemenverlust		—	—	—	—	1,69	1,63	1,56	1,62	1,61	1,43	1,40	1,70	3,06	3,60

mengen arbeitete. Die Temperatur des eintretenden Kühlwassers wurde bei diesen Versuchen künstlich erhöht, indem Dampf in das Kühlwasser eingelassen wurde, das hierdurch auf etwa 22 ° gebracht wurde. Es geschah dies deshalb, weil man ähnliche Verhältnisse schaffen wollte, wie sie bei Rückkühlanlagen vorliegen.

3. Versuchsreihe. Die dritte Versuchsreihe wurde in ähnlicher Weise wie die zweite, nur mit kaltem Kühlwasser durchgeführt und es wurde dabei das höchste erreichbare Vakuum festgestellt.

4. Versuchsreihe. Die vierte Versuchsreihe sollte Aufschluß geben über den Einfluß großer in den Kondensator eintretender Luftmengen.

Sämtliche Temperaturen wurden mit geaichten Thermometern, die Drücke mit Quecksilberinstrumenten gemessen, die stündlichen Dampfmengen wurden durch Ponceletöffnungen und in gleicher Weise auch die stündlichen Kühlwassermengen bestimmt. Weiter wurde für eine Reihe von Versuchen die stündliche Luftmenge gemessen dadurch, daß man das Luftaustrittsrohr der Luftpumpe mit einer Luftuhr verband. Es muß bemerkt werden, daß die wirkliche aus dem Kondensator entfernte Luftmenge größer gewesen ist, als die gemessene, da nur diejenige Luft der Messung zugänglich war, die sich aus dem Kondensat in der Druckleitung abschied, nicht aber die, welche im Wasser verschluckt wegging.

Weiter wurde der Arbeitsbedarf der Naßluftpumpe durch Messung der Arbeitsleistung des antreibenden Elektromotors bestimmt.

Zahlentafel 5 enthält die aus den Ablesungswerten bei diesen Kondensatorversuchen gewonnenen Ergebnisse.

Die stündlichen dem Kondensator zugeführten Wärmemengen konnten auf zweierlei Weise bestimmt werden, einmal durch die stündliche Kühlwassermenge und die Erwärmung desselben, zweitens aus der stündlichen Dampfmenge und dem Wärmeinhalt des Dampfes. Der Wärmeinhalt des Dampfes ließ sich deshalb aus Druck- und Temperaturmessung feststellen, weil die Überhitzungstemperatur des in die Turbine eintretenden Dampfes so hoch gewählt wurde, daß der Dampf am Austritt der Turbine noch überhitzt war. Aus der Möglichkeit den Wärmeinhalt doppelt zu bestimmen, ergab sich eine Kontrolle.

Man sieht, daß die ermittelten Wärmemengen recht gut übereinstimmen, die Abweichungen bleiben mit einer Ausnahme unter 1 %. Die normale Belastung des Kondensators betrug etwa 35 kg stündlich pro 1 qm Kühlfläche niedergeschlagenen Dampfes.

Oberflächenkondensator 89 qm Kühlfläche. Zahlentafel 5.

Versuchs-Grundlagen:	Übertragene Wärmemenge konstant. Vakuum verändert durch Veränderung der Kühlwassermenge				Betrieb mit wärmerem Kühlwasser. Wassermenge konst., Dampfmenge variabel			Kühlwassermenge konstant, Dampfmenge verändert			Höchstes erreichbares Vakuum:	Einfluß der Luft auf das Vakuum. Wärmemenge konstant.		
Versuch No.	1	2	3	4	11	10	12	8	9	13	14	5	6	7
Stdl. übertr. Wärmemenge WE/Std.	1 848 000	1 895 000	1 842 000	1 891 000	1 923 000	1 525 000	1 041 000	1 868 000	1 242 000	862 000	855 000	1 919 000	1 920 000	1 928 000
Wärmeentziehg. pr. 1 kg Dpf. WE/kg	594	596	590	585,5	595	585	589,5	600,5	603	590,5	593	588,5	601	610
Wärmeinhalt pro 1 kg Dpf. WE/kg	612	616,6	616,4	616,3	625,7	612,1	614,9	622,4	620,1	605	605,5	616,7	622	626,2
Wärmeinhalt pro 1 kg Dampf „ (aus Druck u. Temper. bestimmt)	613,5	613,8	615,8	617,1	618,8	616,8	620,5	617,2	617,9	609,4	610	617,2	619,8	621,2
Differenz . . . . . WE	− 1,5	+ 2,8	+ 0,6	− 0,8	+ 6,9	− 4,7	− 5,6	+ 5,2	+ 2,2	− 4,4	− 4,5	− 0,5	+ 2,2	+ 5,0
„ . . . . . %	− 0,2	+ 0,5	+ 0,1	− 0,1	+ 1,1	− 0,8	− 0,9	+ 0,8	+ 0,4	− 0,7	− 0,7	− 0,1	+ 0,4	+ 0,8
Belastung des Kondensators														
Stündl. Dampfmenge pro 1 qm Kühlfl. . . . . kg/qm	34,9	35,6	35,0	36,2	36,2	29,2	19,8	34,9	23,1	16,4	16,2	36,6	35,8	35,4
Stündl. Wärmemenge pro 1 qm Kühlfl. . . . WE/qm	20 700	21 200	20 650	21 200	21 600	17 100	11 660	20 950	13 920	9 660	9 580	21 500	21 500	21 600
Spezif. Kühlwasserverbrauch . $\frac{Q}{D}$	39,3	28,5	22,15	17,4	36,9	46,1	67,3	25,0	38,0	54,4	82,3	19,6	19,9	20,2
Spezif. Kühlwasserverbrauch des theoret. vollkomm. Kondens. .	33,7	25,7	20,7	16,56	33,2	41,5	61,4	22,95	34,7	47,6	65,8	18,57	17,1	15,86
Wirkl. Kühlwasserverbrauch / Verbr. des idealen Kondens. . . .	1,166	1,109	1,071	1,050	1,111	1,110	1,096	1,089	1,096	1,143	1,250	1,055	1,163	1,274
Mehrverbrauch gegenüber dem idealen Kondens. . . . . %	16,6	10,9	7,1	5,0	11,1	11,0	9,6	8,9	9,6	14,3	25,0	5,5	16,3	27,4
Temperatur-Differenz $t_c - t_3$, Dampf-im Kondens.—Austr. Kühlw. °C	2,47	2,25	1,92	1,69	1,82	1,40	0,84	2,22	1,51	1,56	1,80	1,88	5,11	8,22
Unterkühlung des Kondensates °C	9,9	12,6	13,6	14,8	9,4	8,2	6,2	14,7	10,6	8,1	6,7	14,05	24,65	32,5
Geschwindigk. Kühlwasser obere Kammer . . . . . m/sec.	0,386	0,286	0,218	0,178	0,377	0,380	0,376	0,245	0,247	0,251	0,375	0,202	0,201	0,202
Geschwindigk. Kühlwasser untere Kammer . . . . . m/sec.	0,391	0,289	0,220	0,180	0,382	0,385	0,381	0,248	0,250	0,254	0,380	0,205	0,203	0,205
Wärmedurchgangskoeffizienten														
oberer Teil des Kondensators . .	4 270	3 560	2 900	2 380	4 210	4 400	4 960	2 980	3 340	3 200	4 130	2 720	2 440	2 120
unterer Teil des Kondensators (inkl. Unterkühl.)	1 120	1 170	1 290	1 460	1 920	1 810	1 520	1 330	930	470	120	1 340	300	80
gesamt. Kondens. (inkl. Unterkühl.)	2 700	2 380	2 100	1 925	3 070	3 120	3 260	2 160	2 150	1 850	2 150	2 040	1 380	1 110
Absolute Spannung im idealen Kondens. . . . . kg/qcm abs.	0,033	0,046	0,064	0,092	0,068	0,054	0,045	0,055	0,034	0,026	0,020	0,077	0,077	0,077
Abs. Spannung wirklich erreicht .	0,038	0,053	0,071	0,100	0,075	0,058	0,047	0,062	0,037	0,028	0,023	0,084	0,100	0,117

Wenn es sich bei einer Kondensationsanlage darum handelt, mit möglichst wenig Kühlwasser eine gute Wirkung zu erzielen, so ist ein Maßstab für die Beurteilung der Kondensation der Quotient des wirklichen Kühlwasserverbrauchs zu dem Verbrauch des theoretisch vollkommenen Kondensators, oder auch der Mehrverbrauch gegenüber der idealen Kondensation.

Die Versuche zeigen, daß der Mehrverbrauch nur ganz minimal ist, 16 % bei voller Belastung und höchstem Vakuum bis auf 5 % sinkend, wenn man sich mit 90 % Vakuum begnügt. Daher ist die Differenz der Temperaturen des eintretenden gesättigten Dampfes und des austretenden Kühlwassers nur sehr gering. Sie beträgt etwa 2 ° C.

Für die Beurteilung der Kondensation, mit Rücksicht auf die Dimensionierung des Kondensators, ist der Wärmedurchgangskoeffizient maßgebend. Je größer der Wärmedurchgangskoeffizient, eine um so geringere Kühlfläche benötigt man, um eine bestimmte Wärmemenge zu übertragen, desto kleiner und billiger wird der Kondensator.

Die erzielten Werte steigen bis über 3000, sind also ganz erheblich höher als diejenigen Werte, mit denen man früher beim Entwurf von Kondensatoren zu rechnen pflegte.

Diese hohen Werte ergaben sich bei verhältnismäßig geringen Geschwindigkeiten des Kühlwassers von etwa 0,4 m pro Sekunde. Es ist dies nur dadurch möglich geworden, daß in die Kühlröhren Wirbelstreifen eingebaut waren, die die Wärmeübertragungszahlen ganz erheblich heraufsetzten.

Wie erheblich der Einfluß von Undichtheiten ist, geht aus der letzten Versuchsreihe deutlich hervor. Der Wärmedurchgangskoeffizient sinkt auf die Hälfte herab, wenn die Luftmenge von 0,20 cbm/Std. auf 13,5 cbm/Std. vermehrt wird.

Um den Einfluß der Wirbelstreifen zu zeigen, sind in Zahlentafel 6 unter möglichst gleichen Versuchsbedingungen ausgeführte Vergleichsversuche mit und ohne Wirbelstreifen dargestellt. Man ersieht aus diesen Versuchen, daß sich bei dem Kondensator ohne Verwendung der Wirbelstreifen der gleiche Effekt nur bei ziemlich erheblichem Mehraufwand an Kühlwasser erzeugen läßt. Allerdings lassen sich die Wirbelstreifen nur bei stets reinem Kühlwasser verwenden. Im Maschinenbau-Laboratorium sind sie seit 3 Jahren ohne Reinigung in Betrieb, das Kühlwasser entstammt aus Tiefbrunnen.

Der effektive Arbeitsbedarf der Kondensatpumpe beträgt bei normalem Betriebe nur 2,1 P. S. eff., d. h. 0,5 % der normalen Turbinenleistung.

Zahlentafel 6.

Kondensation der 300 KW Dampfturbinenanlage des Maschinenbau-Laboratoriums.

Oberfläche des Kondensators . . qm	89						
Versuch No.	1.	3.	2.	5.	6.	7.	8.
Datum	24. 9. 07	25. 9. 07	25. 9. 07	26. 9. 07	26. 9. 07	26. 9. 07	27. 9. 07
Betriebsart	mit Wirbelstreifen			ohne Wirbelstreifen			
Barometerstand . . . . . mm Hg	770	770,5	770,5	770	770	770	771
Vakuum . . . . . mm Hg	734,1	743,4	747,7	720	733,5	737,4	735,5
Vakuum in % des Luftdruckes . . .	95,4	96,5	97,1	93,5	95,3	95,8	95,4
Absol. Druck im Kondensator kg/qcm	0,049	0,038	0,031	0,068	0,050	0,044	0,048
Stündl. Dampfmenge . . . kg/Std.	3 475	2 830	2 190	3 480	2 665	2 150	2 750
Stündl. Kühlwassermenge . kg/Std.	112 700	108 500	94 200	111 800	107 900	95 000	115 200
Temper.: Kühlwassereintritt . . °C	10,41	10,41	10,41	10,41	10,41	10,41	10,41
„ Kühlwasseraustritt . . °C	28,70	25,76	24,09	28,13	24,92	23,95	24,25
„ im Kond. Dampfeintritt °C	34,0	29,0	27,0	38,9	34,2	32,7	33,4
„ „ „ d. abges. Luft °C	27,1	24,0	21,5	32,0	28,0	27,3	27,5
„ „ „ d. Kondensats °C	18,8	16,9	14,0	26,2	21,7	20,3	21,1
Differenz: Dampfeintr. — Kühlw.-Austr.	5,3	3,3	2,9	10,8	9,3	8,75	9,15
Stündl. vom Kondens. aufgenommene Wärmemenge . . . . WE/Std.	2 060 000	1 666 000	1 288 000	1 982 000	1 565 000	1 286 000	1 588 000
Theoret. nötige Wassermenge kg/Std.	94 200	94 700	91 400	71 000	70 300	64 100	73 600
Wirklich gebrauchte Wassermenge / Theoretisch nötige Wassermenge .	1,20	1,15	1,03	1,58	1,54	1,48	1,56
Arbeitsbedarf Kond.-Pumpe . { KW	2,2	2,2	2,1	2,2	2,3	2,3	2,2
Arbeitsbedarf Kond.-Pumpe . { PS	3,0	3,0	2,85	3,0	3,1	3,1	3,0
Wirkungsgrad Elektromotor	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Effektiver Arbeitsbedarf der Pumpe inkl. Riemenverlust . . . SP	2,1	2,1	2,0	2,1	2,2	2,2	2,1

Versuch 1 und 8 sind bei gleichem Vakuum und gleicher Kühlwassermenge ausgeführt.

Mit Wirbelstreifen Mehrleistung 725 kg Dampf 26 %.
„ „ „ 472 000 WE **29,7** %.

Dieser außerordentlich niedrige Wert darf nicht für die Bemessung des Elektromotors oder der Antriebsmaschine maßgebend sein, denn er steigt erheblich mit dem Anwachsen der Luftmenge siehe Zahlentafel 4, Versuch 6 und 7. Vor allem muß man beachten, daß der Arbeitsbedarf beim Anfahren d. h. beim Evakuieren des Kondensators ein mehrfacher des normalen ist. Bei der zu der untersuchten Anlage gehörigen doppelt wirkenden Naßluftpumpe, deren untere Seite mit Saugschlitzen (für Wasser) und deren obere mit Saugventilen (für Luft) arbeitet, wurde der Arbeitsbedarf beim Evakuieren durch Versuche bestimmt. Die Versuchsergebnisse sind in Fig. 26 dargestellt. Der effektive Arbeits-

bedarf ist beim Anfahren im Maximum etwa viermal so groß als in normalem Betriebe. Der antreibende Elektromotor muß so bemessen sein, daß er diese Höchstleistung, allerdings bei größter zulässiger Überlastung, abzugeben vermag. Mit der höchstmöglichen Überlastung darf man den Motor beim Anfahren deshalb beanspruchen, weil die Dauer des Evakuierens eine sehr kurze ist, höchstens einige Minuten beträgt.

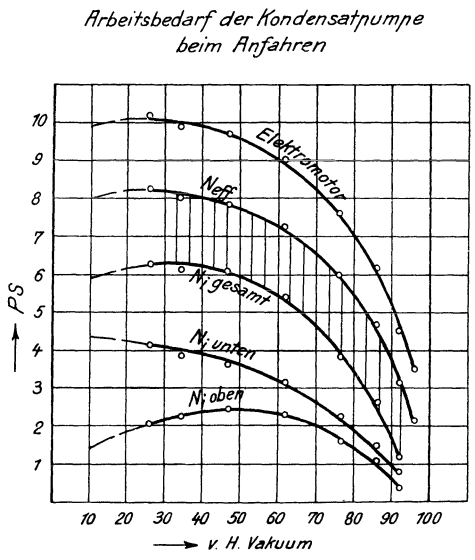


Fig. 26.

Bei der Dimensionierung der oben besprochenen Kondensationsanlage war man von der Erwägung ausgegangen, eine bezüglich des Kühlwasserverbrauches möglichst rationelle Anlage zu schaffen. Daher ist die Kühlfläche des Kondensators noch verhältnismäßig reichlich bemessen worden. Letzteres empfiehlt sich in all den Fällen, wo Kühlwasser nicht in beliebig großen Mengen zur Verfügung steht.

5. Versuche an der 200 KW. A. E. G. Turbinenanlage des Maschinenbau-Laboratoriums.

Diese zweite Anlage wurde nach anderen Gesichtspunkten bemessen. Es wurde weniger erstrebt, mit möglichst geringen Kühlwassermengen auszukommen, als mit einer sehr kleinen Kühlfläche große Wärmemengen bei gutem Vakuum zu übertragen.

Die Konstruktion und Form des Kondensators ist keine normale. Es sind aus Studienzwecken zwei Kondensatorkörper ausgeführt, ferner sind in dem oberen Teil außer den Längsröhren auch Querröhren angeordnet. Diese Maßnahmen wurden getroffen, weil der Kondensator mit der ausgesprochenen Absicht gebaut wurde, für Forschungsversuche verwendet zu werden. In Fig. 27 ist der Kondensator mit der zugehörigen Naßluftpumpe dargestellt.

Zahlentafel 7 enthält die Abmessungen des Kondensators. Mit der außerordentlich kleinen Oberfläche von 28 qm sollte eine stündliche Dampfmenge von über 2000 kg. bei höchstem Vakuum niedergeschlagen werden. Die Kühl-

Zahlentafel 7.

Oberflächenkondensator 28,5 qm Kühlfläche.

Abmessungen.

	Anzahl der Rohre	lichte Weite mm	Länge mm	Wasserberührte Oberfläche qm	Durchtrittsquerschnitt für Kühlwasser qm	Bemerkungen
Oberer Kondensator:						
obere Längsrohre . . . Abteil. 4	87	15	1200	4,915	153,8	
Querrohre . . . . . „ 3	189	15	588	5,23	334	m. Wirbelstreifen versehen.
untere Längsrohre . . . „ 2	133	15	1200	7,52	235	
insgesamt	409	—	—	17,67	—	
Unterer Kondensator:						
insgesamt . . . . . Abteil. 1	211	13	1260	10,85	280	ohne Wirbelstreifen.
Gesamter Kondensator	620	—	—	28,52	—	

fläche dieses Kondensators ist relativ nur halb so groß, als die der ersten Anlage.

Infolge seiner eigenartigen Konstruktion läßt sich der Kondensator in vier Einzelabteilungen zerlegen. Der obere Teil, welcher aus zwei Systemen Längsröhren und einem System rechtwinklig dazu angeordneter Querröhren besteht, soll hauptsächlich der Kondensation des Dampfes dienen,

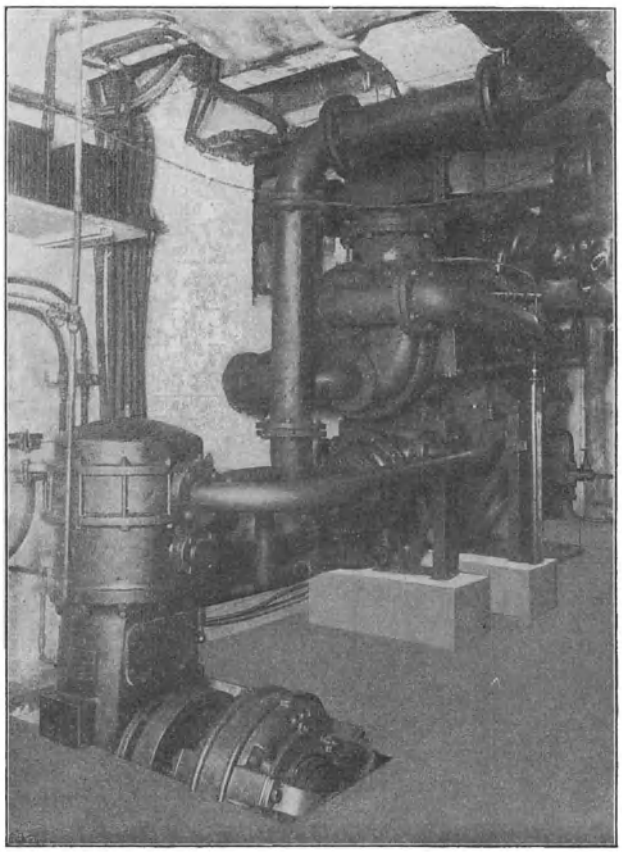


Fig. 27.

während der untere Teil die Abkühlung der Luft sowie des Kondensates zu besorgen hat.

Um die Kondensierung des Dampfes mit möglichst hohem Wärmedurchgangskoeffizienten zu bewirken, war man bestrebt, dem Kühlwasser im oberen Teil große Geschwindigkeit zu geben, weiter waren in dem oberen Teil Wirbelstreifen eingebaut, um dadurch noch eine weitere Verbesserung der Wärmeübertragung zu erzielen. Da es für den unteren Teil nicht so sehr auf die

Kühlwasserbewegung ankam, so wurden hier die Wirbelstreifen weggelassen und auch die Geschwindigkeit des Kühlwassers bedeutend niedriger gehalten.

Die Versuchsreihen wurden nach ähnlichen Gesichtspunkten durchgeführt, wie bei der anderen Anlage, indem sowohl die stündliche Dampfmenge als auch die stündliche Kühlwassermenge verändert wurde.

Die Versuchsablesungen sind in Zahlentafel 8 und die daraus folgenden Ergebnisse in Zahlentafel 9 niedergelegt.

Die Beanspruchung der Kühlfläche beträgt bei dem Kondensator normal 65 kg stündl. Dampfmenge pro Quadratmeter. Trotz dieser sehr hohen Beanspruchung ließ sich ein Vakuum von 96,4 % erreichen. Der Mehrbedarf des Kühlwassers gegenüber dem Bedarf des theoretisch vollkommenen Kondensators betrug dabei 50 %, ist also größer wie bei der ersten Anlage. Der Grund dafür ist außer in der geringeren Bemessung der Kühlfläche auch in der kleineren Dimensionierung der Naßluftpumpe zu suchen, deren Hubvolumen nur etwa den vierten Teil desjenigen der 300 KW. Anlage beträgt. Außerdem zeigt es sich, daß der volumetrische Wirkungsgrad dieser Pumpe bei 96,4 % Vakuum schon ein recht geringer ist, denn wie Versuch 5 ergibt, gelang es trotz sehr erheblicher Steigerung der Kühlwassermenge nicht, das Vakuum über 96,7 % zu erhöhen. 96,7 % dürfte also etwa die Grenze sein, bei der die Pumpe aufhört zu fördern. Die Pumpe ist eine ältere Konstruktion, es fehlen an ihr verschiedene Verbesserungen, die bei den neuen Konstruktionen ausgeführt werden.

Bemerkenswert sind die sehr hohen Wärmedurchgangszahlen in dem oberen Teil des Kondensators. Der höchste gemessene Wert ist 7420 für die Abteilung der obersten Längsrohre. Die hohen Werte ließen sich erreichen dadurch, daß man außer den Wirbelstreifen auch noch höhere Wassergeschwindigkeit als bei der ersten untersuchten Anlage anwandte.

Die Wärmedurchgangszahlen des unteren Teiles sind natürlich wesentlich geringer, daher kam es auch nicht darauf an, in diesem Teil mit höchster Wassergeschwindigkeit und Wirbelung des Kühlwassers zu arbeiten.

Der Wärmedurchgangskoeffizient für den gesamten Kondensator erreicht bei der größten erzielbaren Kühlwassergeschwindigkeit 3480 (Versuch 1) dabei hat der spez. Kühlwasserverbrauch etwa denjenigen Betrag, der bei Schiffskondensationen üblich ist, nämlich etwa 50.

Die Anordnung von Querröhren in dem oberen Teil des Kondensators, die in der Hauptsache eine heftige Wirbelung des Dampfes bezwecken

Oberflächenkondensator, 28,5 qm Kühlfläche. Zahlentafel 8.

Versuchs-Grundlagen:		Übertragene Wärmemenge konstant. Vakuum verändert durch Veränderung der Kühlwassermenge.				Verhalten bei geringerer Beanspruchung. Wärmemenge konstant. Kühlwassermenge verändert. maxim. Vakuum					
Versuch No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Barometerstand	mm Hg	763	763,5	763,8	764	770,5	770,5	770,5	770,5	767	767
Vakuum	„ „	735	728,3	712,2	693	745,2	743,5	740,9	735	717,5	690
„	%	96,4	95,4	93,3	90,7	96,7	96,5	96,2	95,4	93,6	89,9
p_c abs. Kondens.-Spannung	kg/qcm abs.	0,0381	0,0479	0,0702	0,0965	0,0344	0,0367	0,0403	0,0483	0,0673	0,1046
D Stündl. Dampfmenge	kg/Std.	1 812	1 808	1 823	1 834	1 112	1 101	1 098	1 098	1 095	1 113
Q „ Kühlwassermenge	„	93 020	62 500	48 800	34 350	96 400	54 900	41 550	33 130	25 030	18 590
Temperaturen: Sättigungstemper. entspr.	p_c t_s °C	27,9	31,9	38,8	44,9	26,2	27,4	28,9	32,1	38,1	46,4
Dampfeintrittstemper. gemessen	$t_{d'}$ „	27,9	32,2	38,9	44,9	26,6	27,7	29,2	32,2	38,3	46,4
Dampf Mitte Kondensat	$t_{d''}$ „	—	—	—	—	—	—	—	—	38,2	46,3
Luftaustritt	t_l „	25,7	31,6	38,5	44,5	(16,1)	14,25	25,1	31,7	37,7	46,3
Kondensat	t_w „	14,7	20,5	26,4	32,0	11,5	12,2	13,7	18,7	24,2	33,9
Kühlwasser Eintritt	t_1 „	10,21	10,23	10,20	10,22	10,22	10,22	10,23	10,23	10,24	10,25
„ (hinter Abt. 1)	t_2 „	10,95	13,43	16,15	18,57	10,35	10,52	11,70	13,64	16,07	19,75
„ („ „ 2)	t_3 „	16,46	21,06	27,03	32,52	12,61	15,79	19,74	23,25	28,79	37,27
„ („ „ 3)	t_4 „	18,87	24,08	30,99	37,19	14,15	18,75	22,69	26,38	32,39	41,34
„ Austritt	t_5 „	21,80	27,28	34,49	40,94	16,87	21,76	25,50	29,07	35,42	44,27
Raum-Temperatur:		24	24	24	24	23	23	23	23	29,5	30

Oberflächenkondensator, 28,5 qm Kühlfläche.

Zahlentafel 9.

Versuchs-Grundlagen:	Übertragene Wärme konstant. Kühlwassermenge verändert. Vakuum verändert.				Verhalten bei geringerer Beanspruchung. Wärmemenge konst. Kühlwassermenge verändert. max. Vakuum					
Versuch No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Stündlich übertragene Wärmemenge . WE/Std.	1 079 000	1 066 000	1 064 000	1 056 000	641 000	634 500	634 500	624 000	630 000	632 500
Wärmeentziehung pro 1 kg Dampf . . . WE/kg	595	590	583	576	576	576	578	568	575	568
Wärmeinhalt pro 1 kg Dampf . . . . . WE/kg	610	611	609	608	587	588	592	587	599	602
„ des gesättigten Dampfes . . WE/kg	608	610	613	616	607	607,5	608	610	612,5	616,5
Dampffeuchtigkeit . . . . . %	—	—	0,7	1,4	3,4	3,4	2,8	4,0	2,4	2,5
Spezifischer Kühlwasserverbrauch . . . . . $\frac{Q}{D}$	51,4	34,6	24,0	18,73	86,7	49,8	37,8	30,15	22,87	16,70
„ „ „ des ideal. Kondens.	33,7	26,85	20,3	16,58	35,2	32,95	30,45	25,85	20,5	15,68
Wirklicher Kühlwasserverbrauch / Verbrauch des ideal. Kondens.	1,525	1,288	1,182	1,129	(2,46)	1,511	1,241	1,166	1,116	1,065
Mehrverbrauch gegenüber dem ideal. Kondens. %	52,5	28,8	18,2	12,9	(246)	51,1	24,1	16,6	11,6	6,5
Geschwindigkeit des Kühlwassers										
Oberer Kondensator: obere Längsrohre	1,681	1,129	0,791	0,620	1,742	0,991	0,750	0,598	0,452	0,336
Oberer Kondensator: Querrohre . . . . m/sec.	0,774	0,520	0,364	0,286	0,802	0,457	0,346	0,276	0,208	0,155
Oberer Kondensator: untere Längsrohre . . .	1,100	0,739	0,518	0,406	1,140	0,649	0,491	0,392	0,296	0,220
Unterer Kondensator	0,924	0,621	0,435	0,341	0,957	0,545	0,412	0,329	0,248	0,184
Unterkühlung des Kondensates . . . . . °C	13,2	11,7	12,5	12,9	15,1	15,5	15,5	13,5	14,1	12,5
Temperatur-Differenz Dampfeintritt — Kühlwasseraustritt . . °C	6,10	4,92	4,41	3,96	9,73	5,94	3,70	3,13	2,88	2,13
Wärmedurchgangskoeffizienten										
Oberer Kondensator: obere Längsrohre	7 420	6 360	5 200	4 650	4 840	4 580	4 770	4 180	3 650	3 270
Oberer Kondensator: Querrohre	4 220	3 770	3 400	3 110	2 140	3 000	2 910	2 730	2 280	2 100
Oberer Kondensator: untere Längsrohre . . .	4 870	4 330	3 790	3 450	1 930	2 680	3 390	3 210	2 830	2 640
Oberer Kondensator: gesamter oberer Kondenser	5 380	4 740	4 070	3 680	2 800	3 300	3 650	3 340	2 910	2 660
Gesamter unterer Kondensator	370	905	935	870	—	—	310	520	540	520
Gesamter Kondensator	3 480	3 280	2 870	2 620	1 760	2 080	2 380	2 260	2 000	1 850
Belastung des Kondensators										
Stdl. Dampfmenge pro 1 qm Kühlfläche kg/qm	63,5	63,4	63,9	64,3	39,0	38,6	38,5	38,5	38,4	39,0
„ Wärmemenge „ 1 „ „ WE/qm	37 800	37 400	37 300	37 100	22 500	22 250	222 50	21 900	22 100	22 200

sollten, ergab keine Verbesserung des Wärmeüberganges. Bemerkenswert ist auch, daß das System der unteren Längsrohre die Wärmeübertragung unter eben so günstigen Verhältnissen besorgt, wie das System der oberen Längsrohre, ein Beweis dafür, daß das von den oberen herabtropfende Kondensat den Kondensationsvorgang in den unteren Partien in erheblichem Maße nicht zu stören vermag.

Bekanntlich erstreben manche Systeme von Oberflächenkondensatoren eine Verbesserung des Kondensationsvorganges durch den Einbau von Scheidewänden welche dem Hauptzweck dienen sollen, das von den Röhren herabtropfende Kondensat aufzufangen und abzuleiten und so die darunterliegenden Teile des Kondensators zu schützen (Contraflow).

6. Versuche aus der Praxis.

Daß die Höhe des erreichten Vakuums noch nicht einen Maßstab für die Güte des Kondensators bildet, möge an einigen Versuchen gezeigt werden, die von einer als hervorragend bekannten Fabrik für Dampfturbinen und Kondensation neu mitgeteilt wurden. (Siehe Zahlentafel 10.) Die Höhe des erzielten Vakuums war 97 %, also sehr hoch, dennoch ergibt sich bei näherer Kritik der Versuche, daß die Anlage unwirtschaftlich arbeitet. Schon bei der max. Dampfmenge zeigt sich, daß der Kondensator das doppelte der theoretisch nötigen Kühlwassermenge verbraucht hat. Dieser Mehrbetrag steigt bereits auf das dreifache, wenn die Dampfmenge auf 3500 ermäßigt wird. Die Versuche zeigen also, daß das hohe Vakuum nur erreicht wurde bei einem unverhältnismäßigen Aufwand an Kühlwasser. Die Anlage ist deshalb als unwirtschaftlich anzusehen, weil die Bewältigung der Kühlwassermengen eine sehr große Kühlwasserpumpe voraussetzt, die infolge der großen Wassergeschwindigkeit und den daraus sich ergebenden Widerstandshöhen einen bedeutenden Arbeitsbedarf hat.

In Zahlentafel 11 sind Versuchsergebnisse an einer Schiffskondensation mitgeteilt, die unter meiner Mitwirkung auf einem Turbinenschiff gewonnen wurden. Das erreichte Vakuum betrug nur 82 % und es ist interessant, aus den Versuchen festzustellen, weshalb nur ein so niedriger Wert erreicht wurde. Die spez. Kühlwassermenge berechnet sich nämlich zu etwa 21, und der Grund, warum die Zirkulationspumpe (Centrifugalpumpe) nur eine so geringe Menge förderte und fördern konnte, liegt in den als sehr erheblich ermittelten Widerständen des Kondensators und der Kühlwasserleitung. Die

Zahlentafel 10.

Kühlfläche	qm		175	
Stdl. Dampfmenge	kg/Std.	5 800	3 500	850
Vakuum	%	96,4	97,0	97,6
Druck Kondensator-Eintr.	at. abs.	0,036	0,030	0,024
Temperatur Dampf-Eintr.	°C	27,0	24,0	(20,0)
„ Kondensat	„	20,5	14,5	8,5
„ Kühlw.-Eintr.	„	9,5	9,5	7,5
„ „ Austr.	„	15,5	13,0	8,5
Wärmeentziehung pro 1 kg Dampf	WE/kg*)	587	591	596
Spezifischer Kühlw.-Verbrauch		98	169	596
„ „ „ des idealen Kondensators		33,5	40,7	47,7
Mehrverbrauch gegenüber dem idealen Kondensator	%	192	316	1 150
Wärmedurchgangskoeffizient		1 365	945	240

*) eintretender Dampf als trocken gesättigt angenommen.

Zahlentafel 11.

Versuch an einer Schiffskondensation.

Temperatur: Dampf-Eintritt	° C	56,8
„ Kühlwasser-Eintritt	° C	15,1
„ Kühlwasser Mitte Kondens	° C	23,0
„ Kühlwasser-Austritt	° C	39,7
Abs. Kond.-Spannung	mm Hg	134
„ „ „	at. abs.	0,182
Vakuum	%	82
Sättigungs-Temperatur entsprechend Kondens-Spannung	° C	57,5
Stdl. Kühlwasser-Menge	kg/Std.	1 490 000
Stdl. Dampf-Menge	kg/Std. ~	70 000
Spez. Kühlwasser-Menge		21,1
Wärmedurchgangskoeffizient		2340
„ „ oberer Teil des Kond.		3500
„ „ unterer Teil des Kond.		1100
Minutl. Umlaufzahl Kühlwasser-Pumpe	Umdr./Min.	208
Dyn. Widerstand insgesamt	m H_2O	8,0
„ „ Kondensator	„	2,5
„ „ Kühlwasser-Leitungen	„	5,5
Geschwindigkeit des Kühlwassers in Rohrleitung	m/sec.	2,29
„ „ „ im Kondensator	m/sec.	1,68
Effektive Leistung der Kühlwasser-Pumpe	PS	44
Arbeitsbedarf der Kühlwasser-Pumpe berechnet	PS ~	70

Anlage war offenbar entworfen, ohne daß man über die Strömungswiderstände des Wassers im Kondensator und in der Rohrleitung Anhaltspunkte hatte. Der Arbeitsbedarf der Cirkulationspumpe berechnet sich zu etwa 70 PS. und dieser Wert stellt etwa die Größe der Antriebsmaschine für die Kühlwasserpumpe dar, die man in solchen Fällen zu wählen pflegt. Wollte man die doppelte Kühlwassermenge durch den Kondensator und durch die Kühlwasserleitungen drücken, so hätte man die Leistung der Antriebsmaschine der Zirkulationspumpe von 70 auf 300 erhöhen müssen, da die Widerstände mit dem Quadrat der Geschwindigkeit anwachsen.

Die Versuche zeigen deutlich, daß es nicht wirtschaftlich ist, mit der Kühlwassergeschwindigkeit in den Rohrleitungen und im Kondensator beliebig hoch zu gehen. Enge Kühlwasserleitungen sind zwar im Interesse von Raumersparnis günstig, dafür wächst auf der anderen Seite aber die Größe, der Raum- und Arbeitsbedarf der Kühlwasserpumpe; vor allen Dingen wird auch infolge der erheblichen hydraulischen Widerstände die zu überwindende Druckhöhe der Kühlwasserpumpe sehr groß, so daß die Leitungen nur bei reichlicher Bemessung der Wandstärke betriebssicher sind.

7. Kühlwasserpumpen.

Diese Pumpen haben das Kühlwasser durch die Röhren der Oberflächenkondensatoren hindurch zu drücken. Bei stationären Anlagen ist man sehr häufig noch gezwungen, das Kühlwasser durch Gradirwerke rückzukühlen. In diesen Fällen haben die Kühlwasserpumpen dann auch zugleich das Wasser auf die Kühltürme zu heben. Namentlich bei letzterer Anordnung ist der Arbeitsaufwand für die Kühlwasserpumpen nicht unerheblich und abhängig einerseits von der Wassermenge, welche man durch den Kondensator in der Zeiteinheit hindurchschickt, andererseits von dem Strömungswiderstand im Kondensator und in der Rohrleitung und der statischen Förderhöhe.

Durch Vergrößerung der umlaufenden Kühlwassermengen und Erhöhung der Durchtrittsgeschwindigkeit des Wassers durch die Kühlrohre kann man, wie bereits oben auseinander gesetzt, die Leistungsfähigkeit der Kondensatoren erhöhen, denn durch die vermehrte Kühlwassermenge wird einerseits die Endtemperatur des austretenden Kühlwassers herabgesetzt und andererseits wird durch Vergrößerung der Geschwindigkeit der Wärmeübergangskoeffizient verbessert. Diese beiden Maßnahmen gestatten also bei gegebenen Verhältnissen mit kleinerer Oberfläche auszukommen, allerdings auf Kosten des Arbeitsbedarfes der Kühlwasserpumpen.

Bei Schiffskondensationen ist man in bezug auf die umlaufende Kühlwassermenge sehr günstig gestellt. Die zur Verfügung stehende Wassermenge ist unbegrenzt, die Einlaßtemperatur niedrig, im mittel 15 °, die statische Förderhöhe = 0, es sind nur Reibungswiderstände zu überwinden.

Besonders schwierig werden die Verhältnisse, wenn bei Dampfturbinenanlagen mit Rückkühlung hohes Vakuum verlangt wird. Man geht in diesen Fällen neuerdings in bezug auf das geforderte hohe Vakuum weiter als wirtschaftlich berechtigt ist, denn der wirtschaftliche Gewinn durch das verlangte sehr hohe Vakuum kann mehr als aufgezehrt werden, durch die große Kühlwasserpumpenarbeit und die notwendigen übermäßigen Oberflächen des Kondensators.

Bei dem Entwurf einer Kondensationsanlage muß man diese Verhältnisse abwägen, um die wirtschaftlich günstigste Anlage zu schaffen.

Bei Rückkühlanlagen beschränkt man sich in der Regel auf die 40 bis 50 fache Kühlwassermenge, weil sonst der Arbeitsbedarf der Kühlwasserpumpen zu groß wird. Bei Schiffen wird man größere Kühlwassermengen zulassen können.

Man muß dabei allerdings auch dafür Sorge tragen, daß die Wassergeschwindigkeit beim Durchtreten durch die Kühlrohre ein gewisses Maß nicht überschreitet, damit der Strömungswiderstand nicht zu groß wird.

Der dynamische Widerstand R des durchströmenden Kühlwassers pro Längeneinheit der Kühlrohre ist abhängig von einem Widerstandskoeffizienten und dem Quadrat der Wassergeschwindigkeit ($R = \xi v^2$). Er nimmt also mit der Länge des Wasserweges (Kühlröhren) linear zu. Dieses aus theoretischen Betrachtungen sich ergebende Gesetz ist durch Versuche im Maschinenbau-Laboratorium an dem 89 qm Oberflächenkondensator mit doppeltem Wasserweg nachgeprüft worden.

In Fig. 28 sind die bei verschiedenen Wassergeschwindigkeiten ermittelten dynamischen Widerstände in die theoretisch verzeichnete Kurve eingetragen mit dem Ergebnis sehr guter Übereinstimmung.

Die Anzahl der Kühlwasserwege im Kondensator erfordert daher eine besondere, mit der zur Verfügung stehenden Wassermenge und der zu wählenden Geschwindigkeit in Einklang zu bringende Festsetzung.

Da zur Bewegung des Kühlwassers fast ausschließlich Zentrifugalpumpen benutzt werden, deren Lieferungsmenge bei Überschreitung der ihrer Berechnung zugrunde gelegten Förderhöhe rasch abnimmt, so ist es von großer Wichtig-

keit die Widerstandshöhe für die Bewegung des Kühlwassers genau zu kennen. Man kann sonst erhebliche Enttäuschungen erleben, wenn beispielsweise die Widerstandshöhe größer ausfällt, als angenommen, da dann die der Berechnung der Kondensatoren zugrunde gelegten Kühlwassermengen nicht hindurchgejagt werden können.

Es sind daher auch die zur Kühlwasserbewegung bestimmten Zentrifugalpumpen, die bei stationären Anlagen meistens mit Elektromotoren, bei Schiffen mit direkt gekuppelten Dampfmaschinen angetrieben werden, vorsichtig zu dimensionieren.

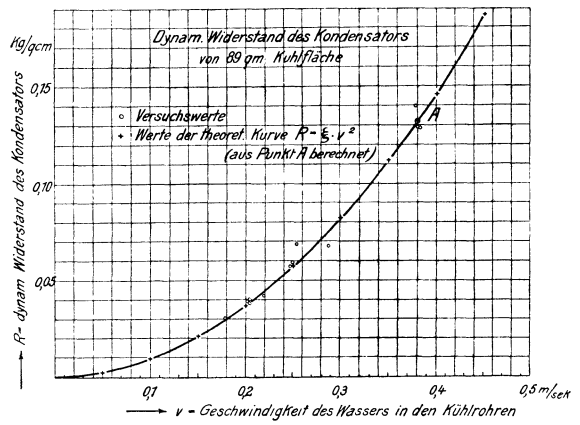


Fig. 28.

Bei Schiffsmaschinen ist überdies der Raumbedarf dieser Anlagen zu berücksichtigen und so knapp wie möglich zu halten. Der moderne Zentrifugalpumpenbau vermag hierin schon Bedeutendes zu leisten, wie die in Fig. 29 u. 30 mitgeteilten Beispiele beweisen, die Pumpen gleicher Tourenzahl und Leistungen darstellen, von denen aber die Ausführung der Fig. 29 wesentlich geringeren Raumbedarf erfordert.

8. Wirtschaftlichkeit der Kondensationsanlagen.

Diese Verhältnisse sind schon kurz berührt worden, als ich darauf hingewiesen habe, daß die Kühlwassermenge und die Wassergeschwindigkeit in den Kühlröhren die Größe der Oberflächen beeinflussen und daher auf die Wirtschaftlichkeit der Oberflächenkondensatoren von maßgebendem Einfluß sind.

Im allgemeinen wird man darauf bedacht sein müssen, mit möglichst kleiner Oberfläche auszukommen. Jede Anlage muß dabei für sich unter Berücksichtigung der örtlichen Verhältnisse beurteilt werden.

Bei stationären Anlagen wird man andere Verhältnisse finden, wie bei Schiffsanlagen. Besonders bei letzteren ist es eine dringende Forderung, mit kleinen Oberflächen auszukommen, weniger der geringeren Anlagekosten wegen, als wegen des damit verbundenen geringeren Gewichtes an Kondensator und Kühlwasserinhalt und des kleineren Raumbedarfs.

Man wird also bei Schiffskondensationen anzustreben haben, große Wärmeübergangskoeffizienten zu erzielen und große Kühlwassermengen zu

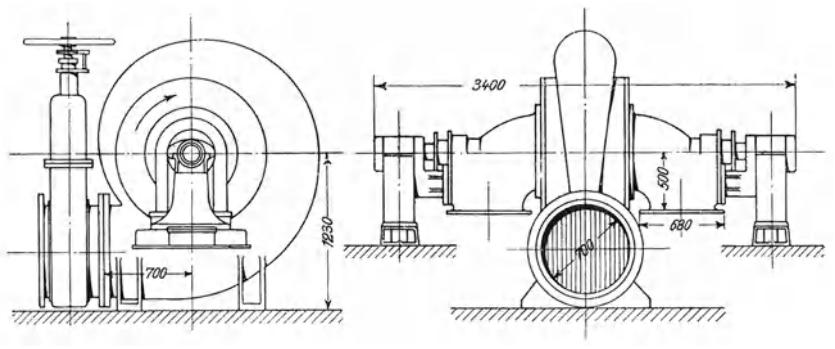


Fig. 29.

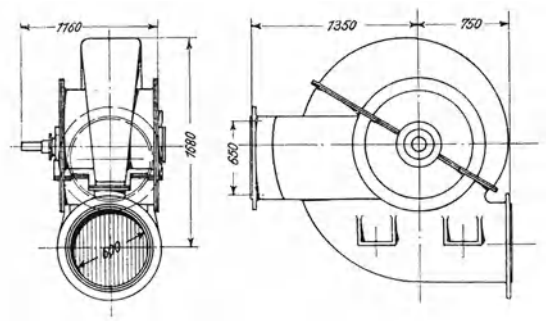


Fig. 30.

verwenden, da hier nur die dynamischen Widerstände des Kondensators in Betracht kommen und Kühlwasser in unbegrenzter Menge vorhanden ist. Der Arbeitsbedarf der Kühlwasserpumpen spielt hier eine weniger ausschlaggebende Rolle, da es auf ein paar Pferde mehr oder weniger nicht ankommen kann.

Bei stationären Anlagen tritt der Einfluß des Gewichtes zugunsten des Raumbedarfes und der Herstellungskosten zurück. Hier ist es nötig, in erster Linie diese letzteren zu vermindern.

Der Preis der Oberflächenkondensatoren hängt wesentlich von der Kühlfläche ab, da die Kosten der zu verwendenden Messingrohre proportional

mit der Kühlfläche wachsen (siehe Fig. 31). Die Herstellung der stets aus Messing anzufertigenden Kühlröhren macht einen erheblichen Anteil an den Herstellungskosten der Oberflächenkondensatoren aus. Wie aus der Darstellung, Figur 31 hervorgeht, betragen diese Anteile bei Kondensatoren von etwa 800 qm und bei einem Preis von 180 M. pro 100 kg Messingrohr etwa 60 % des Gesamtpreises, bei kleineren Apparaten ist der Anteil etwas geringer, die Tendenz ergibt sich aus der Figur.

Dementsprechend wachsen die Fabrikationskosten der Oberflächenkondensatoren bei kleineren Anlagen zunächst fast genau mit dem Gewicht

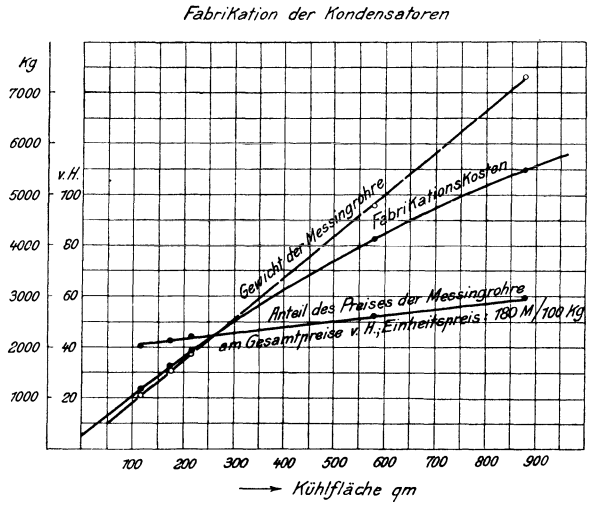


Fig. 31.

der Messingrohre und erst bei größeren Anlagen nehmen die Gesamtfabrikationskosten etwas langsamer zu wie die Kosten der Messingrohre. Im allgemeinen sind die Herstellungskosten proportional der Oberfläche. Man wird also auch bei stationären Anlagen, obgleich aus anderen Gründen, wie bei Schiffsanlagen, bestrebt sein müssen, mit kleinen Oberflächen auszukommen.

Es ist daher aus wirtschaftlichen Gründen nicht gleichgültig, ob eine Oberflächenkondensationsanlage, mit einem Wärmeübergangskoeffizienten von 3000 und mehr entworfen werden kann, oder ob sie mit einem Koeffizienten von 1500 berechnet ist. Das erstere bedeutet eine Verminderung der Anlagekosten auf ca. die Hälfte.

9. Beispiele von Oberflächenkondensationsanlagen.

Ich möchte nicht schließen, ohne einige typische Beispiele von Oberflächenkondensationsanlagen vorgeführt zu haben.

Beispielsweise ist in Fig. 32 zunächst eine Kondensationsanlage für 1600 kg Dampf/Std. dargestellt in einer Ausführung, welche von den Fabrikanten gewöhnlich als Gleichstrom-Kondensation bezeichnet wird. Das Kühlwasser tritt unten in den Kondensator ein und verläßt ihn oben nach einem Hin- und einem Hergang, Luft und Kondensat werden durch eine Naßluftpumpe unten abgesogen.

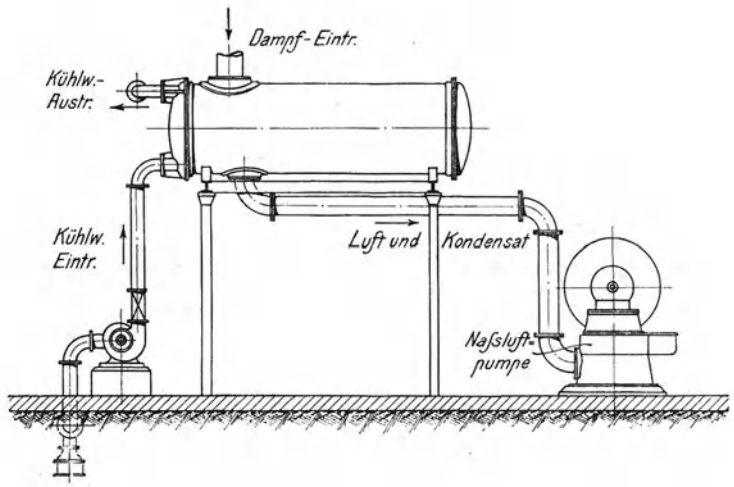


Fig. 32.

Fig. 33 und 34 stellen eine Kondensationsanlage in Verbindung mit einer Dampfturbine dar, welche gewöhnlich als Gegenstrom-Kondensation bezeichnet wird. Das Kühlwasser tritt an der Seite des Kondensators ein und an demselben Ende gegenüber etwas höher aus, es legt gewöhnlich vier Wege im Kondensator zurück, wie in der Skizze Fig. 33 rechts angedeutet. Die Luft wird an der kältesten Stelle, also bei Kühlwassereintritt durch eine besondere Trockenluftpumpe abgesaugt, das Kondensat dagegen wird unten aus dem Kondensator entnommen, also an einer Stelle, wo das Kühlwasser bereits erwärmt ist; man bekommt dabei das Kondensat mit einer höheren Temperatur, die in der Nähe der Sättigungstemperatur des Kondensators liegt, heraus.

Die Einteilung der Wasserwege ist aber sehr unrationell, denn da, wo der Dampf kondensiert, also große Wärmemengen übergehen, hat das Kühlwasser geringe Geschwindigkeit und daher geringe Aufnahmefähigkeit, da

wo Luft gekühlt wird, also wenig Wärme aufzunehmen ist, ist es aber umgekehrt.

Man beachte beispielsweise an dieser Anlage den großen Raumbedarf, den der Oberflächenkondensator im Verhältnis zu der Dampfturbine in Anspruch nimmt; in dieser Beziehung ist die Anlage typisch.

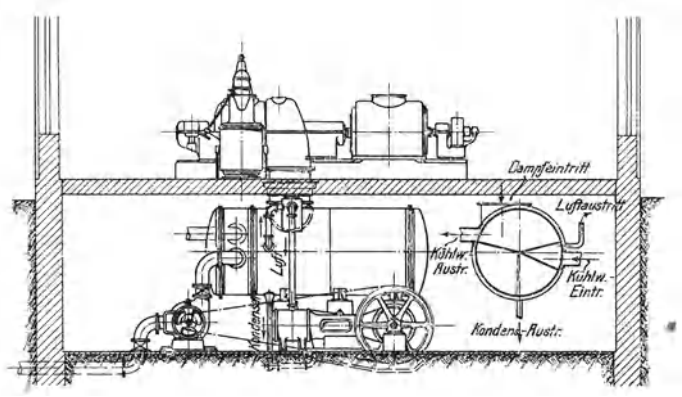


Fig. 33.

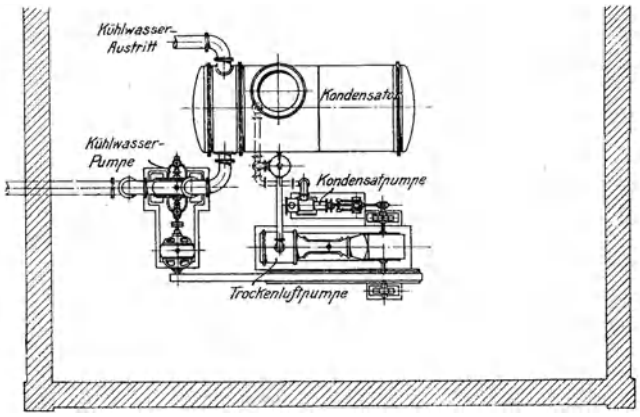


Fig. 34.

Die Unterscheidung zwischen Gegenstrom- und Gleichstrom-Kondensator ist eigentlich ungerechtfertigt. Berücksichtigt man die Vorgänge in dem Kondensator, dann ist es für den größeren Teil des Kondensators, in dem die eigentliche Kondensation des Dampfes stattfindet, gar nicht möglich, Gegenstrom oder Gleichstrom zu unterscheiden, denn in diesem Fall befindet sich auf der Dampfseite der Kühlfläche stets die gleiche, nämlich die Sättigungstemperatur und nur auf der anderen Seite, der Wasserseite, findet eine Temperaturerhöhung statt, während man von Gegenstrom nur reden kann, wenn das wärmeabgebende Mittel sich allmählich abkühlt, während

das wärmeaufnehmende Mittel sich entsprechend erwärmt. Es ist daher für den Raum, in dem die Kondensation des Dampfes erfolgt, gleichgültig, in welcher Richtung das Kühlwasser zum Dampfstrom bewegt wird.

Dagegen muß in jedem richtig gebauten Kondensator stets ein Gegenstrom vorhanden sein für den kleineren Teil des Kondensators, in dem die Kondensationsprodukte abgekühlt werden müssen; Luft und Kondensat müssen also unbedingt im Gegenstrom zu dem Kühlwasser geführt werden und die Luft muß stets an der kältesten Stelle abgesaugt werden. Es ist meines Erachtens daher unnötig, für die Dampfführung besondere und komplizierte Einrichtungen zu treffen, wie dies beispielsweise die Engländer mit ihrem Contraflow versucht haben. Denn hierdurch wird der Strömungswiderstand des Dampfes im Kondensator erhöht und es entsteht eine Druckdifferenz zwischen Dampfeintritts- und Luftaustrittsstelle. Bei den hohen Vakua der Dampfturbinen muß dies unbedingt vermieden werden. Das ist auch möglich.

Da Daten zur Beurteilung dieser eben vorgeführten Kondensationsanlagen fehlen, so bin ich nicht in der Lage, die Leistungsfähigkeit dieser Anlagen zu kritisieren. Ich möchte nur noch bemerken, daß die Firmen meist mit einem Wärmeübergangskoeffizienten von 1200—1800 rechnen.

Zum Vergleich mit diesen älteren Anlagen führe ich in Fig. 35—37 eine neuere Kondensationsanlage vor, welche hier in Berlin im Betrieb ist und welche auf Grund der Ihnen heute vorgetragenen Versuche gebaut worden ist. Es ist zu bemerken, daß der Oberflächenkondensator gegenüber den vorigen Anlagen in seinem Raumbedarf wesentlich beschränkt werden konnte. Der Kondensator ist mit einem Wärmeübergangskoeffizienten von 2700 gebaut und liefert bei rückgekühltem Wasser mit einer Eintrittstemperatur von 25 ° gleich der 60 fachen Dampfmenge ein Vakuum von 93 % im Kondensator gemessen. Man ist bei der Bemessung des Wärmeübergangskoeffizienten sehr sicher gegangen und man hätte ohne weiteres einen Koeffizienten von 3000—3500 zulassen können.

Daß man tatsächlich noch höhere Leistungen erzielen kann, belieben Sie aus der bereits oben erwähnten Kondensationsanlage der 200 KW. A. E. G. Turbine zu entnehmen, die, wie ich schon ausgeführt habe, für den Betrieb gebaut und besonders für Versuchszwecke durchgebildet wurde.

Bei der Bemessung der Oberflächenkondensatoren ist noch einem Umstand Rechnung zu tragen, das ist die Beschaffenheit des Kühlwassers.

Bei Rückkühlanlagen macht man die Beobachtung, daß das Wasser durch den Kreislauf verschmutzt wird, und man hat sogar in diesem Falle schon Reinigungsanlagen eingebaut; das verteuert erheblich die Anlagekosten. Die Möglichkeit der Verschmutzung der Kühlröhren, wodurch ihre Wärmeübertragungsfähigkeit verschlechtert wird, wird meines Erachtens durch Erhöhung der Wassergeschwindigkeit in den Röhren, die ja auch günstig auf den Wärmeübergangskoeffizienten einwirkt, vermindert.

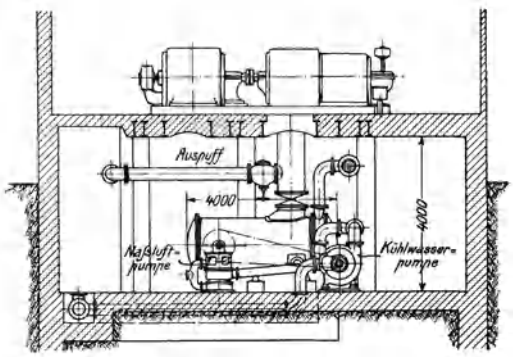


Fig. 35.

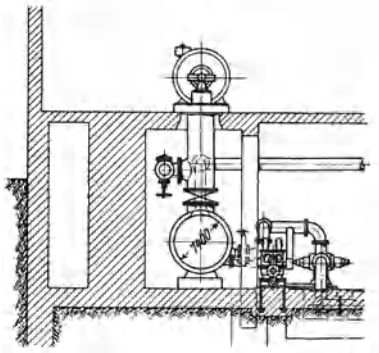


Fig. 36.

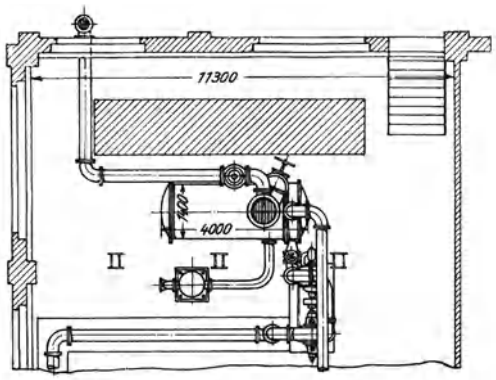


Fig. 37.

Meine Herren, damit habe ich in großen Zügen die Vorgänge in den Oberflächenkondensationen für Dampfturbinen erörtert, und ich glaube nachgewiesen zu haben, daß man tatsächlich in der Lage ist, bei richtiger Beachtung der einschlägigen Verhältnisse höhere Leistungen der Oberflächenapparate zu erzielen. Auf die Bauart der Kondensatoren, insbesondere ihrer inneren Einrichtungen, einzugehen, war bei diesem Vortrag nicht meine Absicht. Die Wärmeübertragung durch Oberflächen ist ein Gebiet, das eben erst der

wissenschaftlichen Berechnung zugänglich gemacht wird. Der Zweck meiner Betrachtung dürfte erreicht sein, wenn damit Anregungen zu weiterer Vervollkommnung auf dem Gebiet des Wärmedurchgangs durch Oberflächenapparate insbesondere bei Kondensatoren gegeben worden sind.

Vorsitzender:

Wünscht jemand das Wort zum Vortrag des Herrn Professor Josse? — Das Wort wird nicht gewünscht. Dann spreche ich Herrn Professor Josse im Namen der Schiffbautechnischen Gesellschaft unsern verbindlichsten Dank aus. Sein Vortrag war für uns um so wertvoller, als Herr Professor Josse die Resultate seiner langen mühevollen Versuche uns hier in so eingehender Weise zu einer Zeit vorgetragen hat, wo wir mit der Einführung der Dampfturbine beschäftigt sind und wo gerade infolgedessen die Verhältnisse geklärt sein müssen, die von der größten Wichtigkeit für den Maschinenbau sind. Ich danke Herrn Professor Josse nochmals. (Beifall.)

XIV. Schiffbau und Schiffahrt auf den grossen Seen in Nordamerika.

Vorgetragen von Diplom-Ingenieur ***Wilhelm Renner*** *- Budapest.*

Die Amerikaner nahmen schon wiederholt große Anläufe, ihre Handelsflotte zur See dem wirklichen Bedarf nach zu vergrößern, aber bis heute ist es ihnen noch nicht gelungen, die in ihrem eigenen Lande ihnen zukommende und früher auch innegehabte Herrschaft zur See wiederherzustellen.

Für uns Europäer ist es deshalb angesichts der großartigen Erfolge auf allen technischen Gebieten unbegreiflich, gerade ihre Ozeanhandelsflotte seit Jahren immer mehr zurückgehen zu sehen.

Im Jahre 1845, also noch vor kaum 60 Jahren, wurde der amerikanische Handel zu 90 % von Schiffen unter amerikanischer Flagge gefrachtet, nach dem Bürgerkriege 1861 nur noch zu 30 %; seit Jahren jedoch, wo die Amerikaner jährlich etwa $1^1/_2$ Milliarden Mark (250—300 Mill. Dollar) Fracht für Güter, die von und nach Amerika befördert werden, zahlen, partizipieren sie selbst daran nur mit einem Anteil von etwa höchstens 8 %.

Wenn daher Präsident Roosevelt bei jeder Botschaft an die Volksvertreter betont, die Handelsflotte der Vereinigten Staaten sei um jeden Preis zu vermehren, so stellt er sein Volk nur vor eine der dringendsten wirtschaftlichen Aufgaben, da alle Nationalökonomen die an Fremde, d. h. an das Ausland bezahlte Fracht als einen Verlust am Nationalvermögen bezeichnen.

Auch die Tatsache wirkt befremdend, daß, falls die kürzlich auf der Reise befindliche Pacificflotte, 16 erstklassige Panzerschiffe, in St. Francisco stationiert würde, dieselbe nur sieben große und noch dazu subventionierte Seedampfer zu schützen hätte. Die übrige Schiffahrt befindet sich in den Händen von Nichtamerikanern.

Ob sich aber Amerika so leicht von der Herrschaft der fremden Schiffahrtsgesellschaften frei machen kann, und zwar so schnell, wie es die Fertig-

stellung des Panamakanals eigentlich verlangt, ist eine schwer zu beantwortende Frage. Sie bildet ein volkswirtschaftliches Problem allerersten Ranges.

Ein anderes Bild bietet die Schiffahrt auf den Großen Seen, dem nordamerikanischen Mittelmeer. Dort ist keine Monroedoktrin notwendig, dort ist der moderne Ruf: „Amerika für die Amerikaner" überflüssig, und kein Patriot braucht den Notschrei „American ships for American works" auszustoßen.

Übersichtskarte des Gebietes der „Großen Seen".

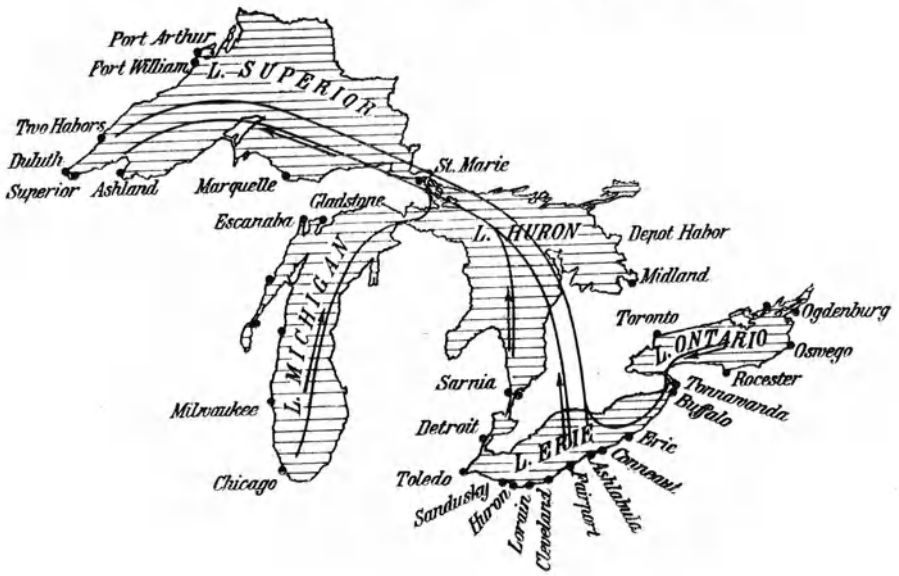


Fig. 1.

Obwohl die Ufer der Großen Seen in einer Ausdehnung von ca. 4000 km, also von etwa der Hälfte des Ganzen, unter der Herrschaft der englischen Krone — Kanadas — stehen, wird doch aller Güteraustausch zu mehr als 95 % durch amerikanische Schiffe besorgt.

Hier erblicken wir das Bild einer großartigen Schiffahrtsentwicklung, unterstützt von dem Fleiß eines strebsamen Volkes und genährt durch Naturreichtümer sondergleichen.

Neuerdings haben die Vereinigten Staaten ebenso wie die alten Kulturvölker auch ihre Kanalsorgen. Die Inland Waterways Commission hat ein Programm für die zu erbauenden Kanäle aufgestellt. Als Hauptader für

den Inlandverkehr soll eine direkte Verbindung für große Schiffe zwischen dem Mississippi und den Großen Seen hergestellt werden.

Es sei mir vergönnt, Ihnen hier einen Abschnitt dieser großartigen Verkehrsstraßen gleichzeitig mit einer Beschreibung der Schiffahrt auf den Großen Seen vorzuführen.

Das Gebiet der Grossen Seen, der „Great Lakes", auch der „Northwestern Lakes", wie die Amerikaner sie nennen, besteht aus fünf nebeneinander gelagerten Seen, dem Oberen See, dem Huronsee, dem Michigansee, dem Eriesee und dem Ontariosee.

Diese Seen werden von acht Staaten mit etwa 30 Millionen Einwohnern, dazu noch von Kanada mit 3 Millionen Einwohnern, alles Staaten, die eine aus-

Warenbewegung vom Oberen See nach und von den

Fracht geladen von Schiffen unter	Hafen von	Hafen nach	Michigan See 1905	Michigan See 1906
			Tonnen vom Oberen	
Amerikanischer Flagge	Amerikanischen	Kanadischen	3 307 802	4 293 708
„	„	„	—	—
„	Kanadischen	Amerikanischen	8 418	19 370
Kanadischer Flagge . .	„	Kanadischen	—	—
„	„	Amerikanischen	750	—
„	Amerikanischen	Kanadischen	—	—
	Gesamtverkehr nach Süden		3 316 970	4 313 078
			Tonnen von den unteren Seen	
Amerikanischer Flagge	Amerikanischen	Amerikanischen	39 794	67 455
„	„	Kanadischen	2 857	3 877
„	Kanadischen	Amerikanischen	—	—
Kanadischer Flagge . .	„	Kanadischen	—	—
„	„	Amerikanischen	—	—
„	Amerikanischen	Kanadischen	—	42 226
Gesamtverkehr nach Norden			42 651	113 558
Gesamtverkehr der einzelnen Seen durch den Sault St. Marykanal			3 359 621	4 426 636
1907 { Gesamtverkehr nach Süden			4 567 018	
1907 { Gesamtverkehr nach Norden			118 406	
Somit gesamter Verkehr durch den Sault St. Mary Falls Kanal			4 685 424	

gedehnte Industrie besitzen sowie den größten Teil der amerikanischen Getreideernte produzieren, umschlossen. Das Seengebiet ist mithin auch die Schatzkammer der Union. Die in Betracht kommenden Staaten heißen: Wisconsin, Illinois, Indiana, Ohio, Pennsylvania, New York, Michigan, Minnesota und das Dominion of Canada.

Die terrassenförmig gelagerten Seen haben eine Seehöhe von 183,64 m bis 75,28 m, so daß also der Höhenunterschied 108,36 m beträgt.

Ihre Ausdehnung in gerader Linie von der Nordküste zur Südküste ergibt 820 km, von der Westküste zur Ostküste, also vom westlichsten Hafen Duluth zum östlichsten Hafen Ogdenburg, 2085 km. Die Küstenlänge der Ufer erstreckt sich auf über 8600 km, wovon die Vereinigten Staaten 5200 km besitzen.

anderen Seen, aus kanadischen und amerikanischen Häfen.

Huron See		Erie See		Ontario See		Summe	
1905	1906	1905	1906	1905	1906	1905	1906
See nach Süden.							
160 492	129 120	31 350 649	34 965 011	33 302	22 353	34 852 245	39 410 192
30 161	39 289	5 676	11 550	96 415	103 762	132 252	154 601
33 232	35 430	369 925	404 696	—	—	411 575	459 496
829 740	840 659	16 665	360	242 065	404 285	1 088 470	1 245 304
4 899	—	138 963	121 707	—	—	144 612	121 707
123 684	187 438	1 300	—	24 600	6 167	149 584	193 605
1 182 208	1 231 936	31 883 178	35 503 324	396 382	536 567	36 778 738	41 584 905
nach dem Oberen See.							
93 755	72 812	6 109 951	8 291 955	23 656	5 268	6 267 156	8 437 490
7 377	8 206	378 490	766 552	2 744	2 625	391 468	781 260
3 446	—	—	—	2 276	2 188	5 722	2 188
250 878	349 066	12	2 677	63 251	85 743	314 141	437 486
16 792	20 162	1 120	—	4 279	2 390	22 191	22 552
473	1 870	481 425	436 109	9 366	4 694	491 264	485 199
372 721	452 116	6 970 998	9 497 293	105 572	103 208	7 491 942	10 166 175
1 554 929	1 684 052	38 854 176	45 000 617	501 954	639 775	44 270 680	51 751 080
1 357 745		38 955 071		664 485		45 544 319	
361 191		12 048 987		114 311		12 672 895	
1 718 936		51 004 058		778 796		58 217 214	

Die Oberfläche der Seen beträgt 248 716 qkm, das Niederschlagsgebiet 455 000 qkm, das ganze Gebiet mithin 703 700 qkm, etwa so groß wie das Deutsche Reich und Deutschösterreich zusammen.

Der Obere See, Lake Superior, ist der größte unter den „Great Lakes"; er ist auch der größte Frischwassersee der Welt. Mit den anderen Seen verglichen, ist er der zu oberst gelagerte, daher sein Name. Er charakterisiert sich durch tiefes Wasser und hohe felsige Ufer. Die Küste

Vergleich zwischen den Entfernungen auf den Großen Seen und auf der Nordsee.

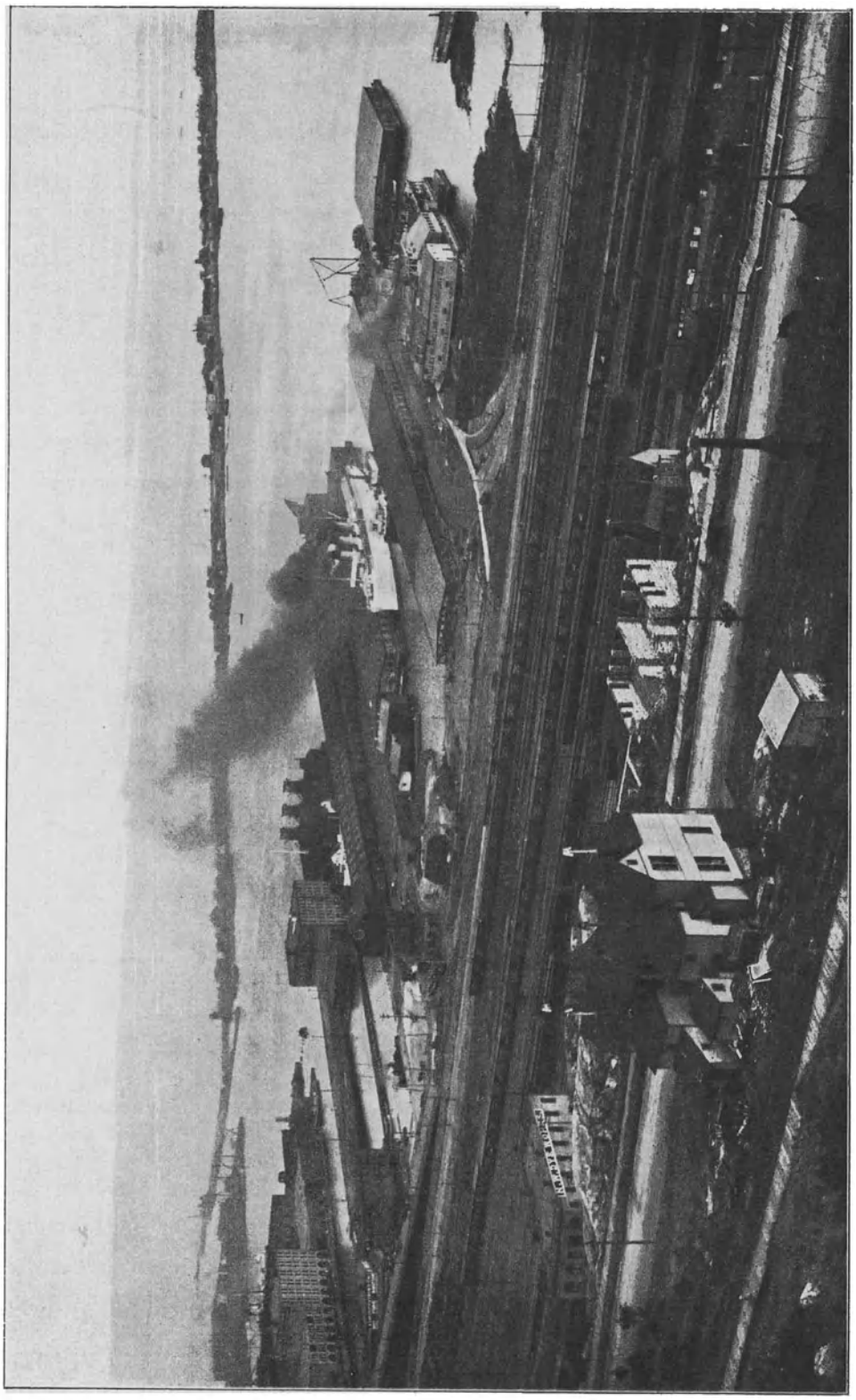
Fig. 2.

ist sehr zerrissen, das Wasser kalt. Es gibt dort im Sommer viel Nebel, weniger Regen, dagegen im Winter wieder ziemlich starken Schneefall, Wind und Seegang. Daher ist die Schiffahrt gefährlich und durch ungünstige Witterung oft unterbrochen.

Der häufigste Wind, in einer Stärke von 75 bis 98 km per Stunde, weht für Duluth aus Nordwest, für Sault St. Marie aus Nordwest und Südost.

Wetterwarten und Sturmwarnungsstationen gibt es an 19 Orten für die Vereinigten Staaten und an elf für Kanada.

Die Länge des Sees beträgt 665 km, die Breite 268 km, die gesamte Uferlänge 2090 km. Die Seetiefe schwankt zwischen 422 m und 313 m, der tiefste Teil des Seebodens liegt also noch 240 m unter dem Niveau des



Der Hafen von Duluth.

Fig. 3.

Atlantischen Ozeans. Das Gefälle vom See bis zum Ozean beträgt ca. 60 cm per km.

Die hauptsächlichen Häfen des Oberen Sees sind: Duluth-Superior, Two Harbors, Ashland, Marquette, Washburn, Fort William, Port Arthur, Copper Harbor.

Der zweitgrößte See ist der Michigansee mit einer Länge von 515 km, einer Breite von 104 km und einer Gesamtuferlänge von 1521 km. Die Seetiefe variiert von 265 bis 310 m; der Seeboden liegt also noch bedeutend unter dem Niveau des Atlantischen Ozeans. Die Seehöhe beträgt 177 m.

Das Ostufer des Michigansees besteht aus feinem Sand, welcher in großen Mengen durch die Bewegung von Wellen und Sturm zum Ufer getragen wird, wodurch die Einfahrten stark versanden.

Das Westufer hat die meisten Zuflüsse. An demselben liegen auch die größten Städte. Die Erhaltung einer Wassertiefe von $6^1/_2$ m ist auch da mit vielen Mühen verbunden.

Die Winterschiffahrt auf dem Michigansee ist von großer Wichtigkeit und in besonderem Aufschwung begriffen.

Es existieren regelrechte Linien für Winterfahrt der Dampfer, und zwar:

2	Linien	von Milwaukee	nach	Racine und Chicago
1	„	„	„	Sturgeon Bay.
2	„	„	„	Grand Haven
2	„	„	„	Ludington
1	„	„ Manitovoc	„	„
1	„	„ Kewaine	„	„
1	„	„ Manitovoc	„	Frankfort
1	„	„ Frankfort	„	Ministique
1	„	„ Ludington	„	„

Die für den Güterverkehr wesentlichen Häfen sind: Chicago, Milwaukee, Green Bay, Manitovoc, Escanaba, Gladstone.

Wetterwarten und Sturmwarnungsstationen gibt es in dreißig Hafenstädten. Die Schiffahrt wird um den 17. April jeden Jahres eröffnet und um den 9. Januar geschlossen.

Der drittnächste aber unbedeutendste See ist der Huronsee, welcher in demselben Niveau wie der Michigansee liegt. Der Huronsee hat eine Länge von 423 km, eine Breite von 162 km, eine Uferlänge vom 1565 km,

eine Tiefe von 64 m. Der Huronsee dient gleichsam als Wasserbehälter für den Michigansee und den Eriesee. Die Seehöhe beträgt 117 m.

Für die Schiffahrt hat er nur als Durchfahrtsstraße Bedeutung, indem die riesigen Massenfrachten vom Oberen See nach dem Eriesee durchgeschifft werden.

Der Ausfluß in die Verbindung mit dem Eriesee, nach dem St. Clair River, ist sehr stark. Die Schiffahrt wird zumeist am 19. Dezember geschlossen und am 6. April eröffnet.

Der wichtigste aller Seen ist der Eriesee, als Vermittler zwischen den Weststaaten und der atlantischen Küste. Seine Lage ist geographisch dadurch gekennzeichnet, daß das Südufer parallel zu den Hinterländern liegt, mithin eine breite Operationsbasis für die Verteilung des Verkehrs abgibt.

Seine Länge beträgt 400 km, die Breite 96 km, die gesamte Uferausdehnung 950 km. Die Seetiefe ist gering; sie beträgt nur 21,4 m, die Seehöhe ist 174,34 m.

Wetterwarten und Sturmsignalstationen gibt es am Eriesee 17 auf Seiten der Vereinigten Staaten und fünf auf Seiten Kanadas.

Der Eriesee beherrscht heute schon die amerikanische Binnenseeschiffahrt; er ist als Ausgangspunkt der projektierten Kanäle bestimmt und verspricht nach dem Ausbau dieser Wasserstraßen ein großartiges Verkehrszentrum zu werden. Er zieht bereits alle Industriezweige an sich, er stellt den Empfänger für die Riesentransporte der Eisenindustrie, er vermittelt die Verladung aus den pennsylvanischen Kohlengruben, er speist den enormen Getreidehandel und besitzt den größten Holzexport.

Die Schiffahrt des Eriesees übertrifft diejenige aller übrigen und hat ungeheure Transportmassen aufzuweisen, so daß seine Hafeneinrichtungen sich fortwährend als zu klein erweisen.

Die besonders für die Erzumladung bestimmten Häfen sind: Toledo, Sandusky, Huron, Lorain, Cleveland, Fairport, Ashtabula, Coneaut, Erie Buffalo, Tonawanda. Als Getreidehäfen kommen nur Buffalo und Toledo in Betracht. Der Getreidehandel von Cleveland verfällt mehr und mehr.

Der Ontariosee steht eigentlich abseits von der Gemeinschaft der Industrieseen. Dafür aber bietet er schon direkte Verbindungen ohne Umladung mit den über ihm gelagerten Seen nach dem Atlantischen Ozean über Montreal und Quebec. Seine Länge beträgt 305 km, die Breite 87 km; die Ufer erstrecken sich über eine Länge von 966 km. Der See ist tiefer als die anderen. Es schwankt die Tiefe von 91 bis 224 m. Der Seeboden liegt also

wieder bedeutend unter dem Niveau des Atlantischen Ozeans. Die Seehöhe beträgt 75,14 m.

Der Ontariosee wird später für den direkten Anschluß an die staatlichen Seelinien maßgebend sein, sobald der Wellandkanal neu ausgebaut ist. Ein Hindernis hierfür bildet die ungünstige geographische Lage, indem der für die Großschiffahrt sonst so geeignete Ausfluß, der St. Laurence River, zu weit nach Norden mündet, in Gewässer mit wildem und stürmischen Seegange und außerhalb des Gebietes der Vereinigten Staaten.

Von den Häfen des Ontariosees kommen für den Getreidetransport am meisten in Betracht: Oswego, Ogdenburg, Toronto, Kingston und Montreal.

Für die übrigen Transportgüter, zumeist Stückgüter, sind noch Detroit Grand Hafen, Marinette, Manistique, Bay City bedeutend.

Es wären hier noch die Verbindungen zwischen den einzelnen Seen zu erwähnen, welche die Natur merkwürdigerweise sehr eng ausgestaltet hat und welche bedeutende Schiffahrtshindernisse darstellen. Es sind dies der St. Mary River, der St. Clair River und der Detroit River, über welche noch einiges zu sagen ist. Dem ersteren, dem St. Mary River, werden wir eine besondere Besprechung bei dem Sault St. Mary Kanal widmen. Was den St. Clair River und den Detroit River betrifft, so ist zu bemerken, daß der Verkehr daselbst ein außerordentlich lebhafter ist, und daß zur Verbesserung dieser Wasserstraßen, um den nord- und südwärts fahrenden Dampfschiffen eigene Fahrstraßen zur Verfügung zu stellen, etwa 30 Millionen Mark aufgewendet werden. Die Beleuchtung ist eine vorzügliche und wird von allen Staaten gleichmäßig besorgt. Auch bleibt Kanada hinter der weitsichtigen Schiffahrtspolitik der Vereinigten Staaten nicht zurück.

Über die Eisverhältnisse, über die Schiffahrtsdauer, über die Winterstände des Oberensee und der Schleusen Sault St. Mary, sowie auch über den Hafen Buffalo gibt die Fig. 4 Aufschluß. Es zeigt sich, daß die Schiffahrtssaison kurze acht Monate, etwa 235 Tage, dauert, und daß ein strenger Winter die Schiffahrt 130 Tage gefangen hält. Die Seen frieren zumeist gänzlich ein; das Eis wird sehr dick, bis zu 1,20 m. Im Jahre 1904 war es so kalt, daß der Michigansee fünf Wochen lang von Ufer zu Ufer fest zugefroren war.

Der Schiffahrt selbst stehen alle Mittel des modernen Seefahrtwesens, Leuchtfeuer, Heulbojen, Nebelhörner usw. zur Verfügung. Die Nebelhörner sind skalenmäßig abgetönt, nach C, D, E, F, G. Das Seegebiet ist in vier Wasserbaudistrikte eingeteilt.

Ausführliche Handbücher mit Segelanweisungen sind in Gebrauch. Die Schiffahrt wurde 1906 erst am 20. April eröffnet. Am 10. April war das

Eis bei dem St. Marykanal noch 74 cm dick. Die Wasserbau- und Hafenbehörden unterstehen der amerikanischen Kriegsmarine.

Für die nächste Zeit sind ungeheure Summen für Hafenbauten und Schiffahrtseinrichtungen bereitgestellt, zum Beispiel für die Erweiterung des Einfahrtskanals von Duluth, sowie für die Vertiefung der Bassins auf 8 m: 16 Millionen Mark. Für den Wellenbrecher und Außenhafen von Cleveland

Die schwarzen Stellen deuten die Zeit an, während welcher die Schiffahrt im Winter durch Frost gesperrt ist.

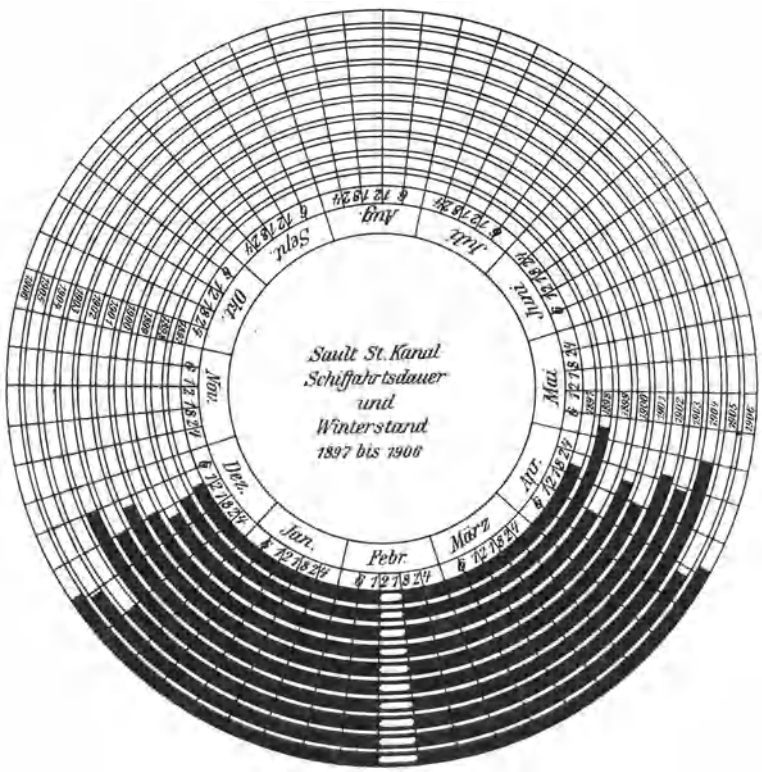


Fig. 4.

25 Millionen Mark. Für Ashtabula, Bau eines ganz neuen Erzhafens 35 Millionen Mark. Für den St. Mary River, den 21 Fuß tiefen Kanal vom Oberensee zum Huronsee 52 Millionen Mark. Für eine neue große Schleuse bei St. Mary 26 Millionen Mark.

In der Fig. 2 wird für die Ausdehnung des Seegebietes ein Vergleich mit der Nordsee und mit dem Deutschen Reiche vorgeführt. Auf diesem Bilde werden die Entfernungen der erwähnten amerikanischen Häfen mit den uns bekannten europäischen deutlicher erscheinen.

Die Schiffahrt auf den Großen Seen hat sich aus kleinen Anfängen entwickelt. Es war aber nicht kaufmännischer Unternehmungsgeist, welcher den Ansporn bildete, sondern die Entdeckungen eines Kolumbus und Cortez wurden hier fortgesetzt. Nach dem Lande der Metallschätze, zu den Kupferminen wollten die ersten Einwanderer gelangen. „Chevalier de La Salle“ ein französischer Abenteurer, erbaute 1679 am Eriesee den Schoner „Griffin“, landete damit bei dem Fort Niagara, erhielt dort die Erlaubnis, weitere Schiffe zu bauen und die Seen zu befahren. Der Griffin hatte ein Fassungsvermögen

„Griffin“, das erste Frachtschiff auf den großen Seen, 1679 erbaut.

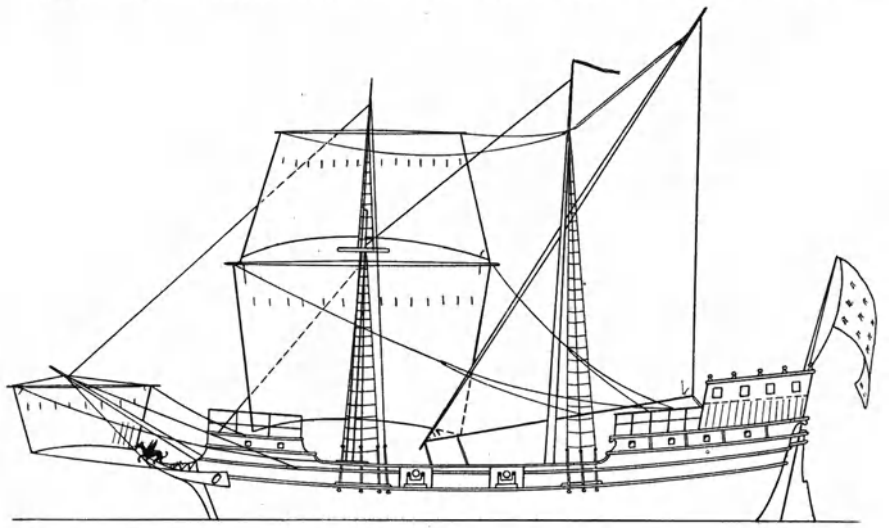


Fig. 5.

von 60 Tonnen und eine Takelung, welche damals in Amerika unbekannt war. Der „Griffin“ segelte unter dem Befehl La Salles vom Niagarariver ab, legte nach vier Tagen im Detroit River an, fuhr nach Machinac, dann zur Green Bay, und erforschte später den Illinois River, wo Schiff und Besatzung zum letzten Male gesehen wurden.

Etwa hundert Jahre lang hierauf wurde kein Versuch wieder gemacht, die Großen Seen zu befahren. Dann erst zeigten sich wieder kleine Segler auf dem Ontariosee. 1829 unternahm die Hudson Bai Company mit kleineren Schiffen zu 20 bis 100 t, den ersten Pionieren unter Segel, mit der „Invencible“, „Otter“, „Mink“, „Discovery“, einige Fahrten. Diese Segler waren am Oberen See gebaut, sie sollten die Stromschnellen am St. Mary River passieren, scheiterten jedoch. Nur die „Discovery“ kam mit heiler Haut davon und erreichte Cleveland, wo sie beheimatet wurde. Auf sie folgte der erste Dampfer

„Independence“ mit 375 Registertonnen. Die ganze Flotte am Oberen See bestand damals aus sieben Schiffen von zusammen 695 t. Wegen dieser Flotte wurde 1853 der erste St. Mary Kanal gebaut.

Einen Aufschwung nahm die Schiffahrt erst seit der Fertigstellung des Sault St. Mary Falls Kanals, der erlaubte, mit größeren Fahrzeugen den

Ein modernes Frachtschiff auf den Großen Seen.

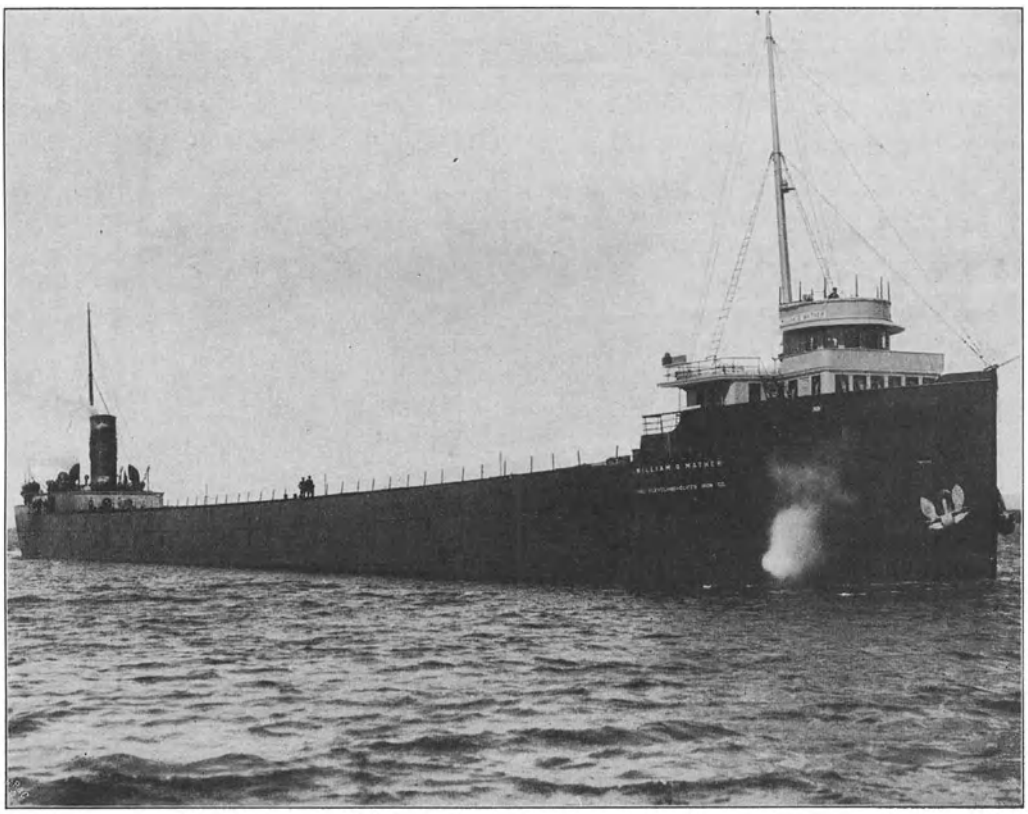


Fig. 6.

Oberen See zu befahren und Verbindungen mit den anderen Seen zu unterhalten.

Die Ansiedlung nahm in den um die Großen Seen gelegenen Staaten damals bedeutende Dimensionen an. Das Land wurde erschlossen und bebaut, der Wohlstand blühte bald überall, die Bedürfnisse vermehrten sich; auch fällt in jene Zeit die Entdeckung der ungeheuren Mineralreichtümer am Oberen See.

Heute fahren auf allen fünf Seen unter dem Sternenbanner 3074 Dampfer mit 2 412 471 Registertonnen und 724 Segel- und Leichterschiffe mit 344 698 Registertonnen. 1720 Schiffe, Dampfer und Segelschiffe, mit 292 921 Registertonnen fahren unter kanadischer Flagge; zusammen 4794 Schiffe mit 2 705 352 Registertonnen.

Die mittlere Größe der nordamerikanischen Schiffe beträgt etwa 785 Registertonnen. Der größte Dampfer hat 6—7000 Registertonnen bei 14 000 t Ladefähigkeit.

Die Schiffsgröße hat sich innerhalb kurzer Zeit, von 1882 bis 1907, so bedeutend vermehrt, daß die Flotte auf den Großen Seen die Vermehrung der Ozeanflotte noch übertroffen hat. Es ist beispiellos, daß heute die Dampfer auf den Großen Seen für Erztransport die Größe des Ozeanschnelldampfers „Campania“ erreicht haben.

Die mittlere Größe der Dampferladungen betrug:

Jahr	Ladung in Tonnen	Jahr	Ladung in Tonnen
1895	1 800	1902	4 899
1896	2 202	1903	5 668
1897	3 556	1904	5 272
1898	3 517	1905	6 101
1899	3 803	1906	6 976
1900	3 873	1907	7 516
1901	4 459		

dagegen die mittlere Größe im Suezkanal

1906	3 382	Register Tonnen
1907	3 191	„ „

Nach Lloyds Register wuchs die mittlere Größe der Dampfer:

	Mittlere Größe bei Lloyds	im amerikanischen Seegebiet
1902	2 733	5 210 t
1903	2 452	5 080 t
1904	2 428	8 550 t, die größten davon 10 000 t
1905	2 540	8 973 t, „ „ „ 12 000 t
1906	2 417	9 525 t, „ „ „ 14 000 t

Einige Beispiele von Schiffen sind:

1882	Specular	236 × 36 × 14′	1 604 t	Ladegewicht
1886	Onoko	287 × 39 × 21′	2 324 t	„
1891	E. C. Poppe . . .	317 × 42 × 20′	2 952 t	„
1895	Aurania	352 × 44 × 22′	5 119 t	„
1897	Amazon (Leichter)	376 × 46 × 22′	5 464 t	„
1893	Wm. Edenborn . .	478 × 52 × 30′	7 800 t	„
1906	Aug. B. Wolvin .	605 × 60 × 52′	10 300 t	„
1906	W. B. Kerr . . .	610 × 60 × 52′	14 430 t	„

Im Jahre 1896 war der längste Dampfer „Crescent City“ 426′ = 130 m, 1906 der längste „W. B. Kerr“ 610′1 = 186 m.

Der Tiefgang konnte 1896 nur mit 16′, vom Jahre 1906 ab aber mit 18′ ausgenützt werden. Jetzt arbeitet man für 21′ Normaltiefgang.

Die Dimensionen aber zeigen von selbst, daß die neueren Schiffe alle schon für einen größeren Tiefgang gebaut worden sind und daß sie denselben auch bei Reisen innerhalb gewisser Häfen voll ausnützen können.

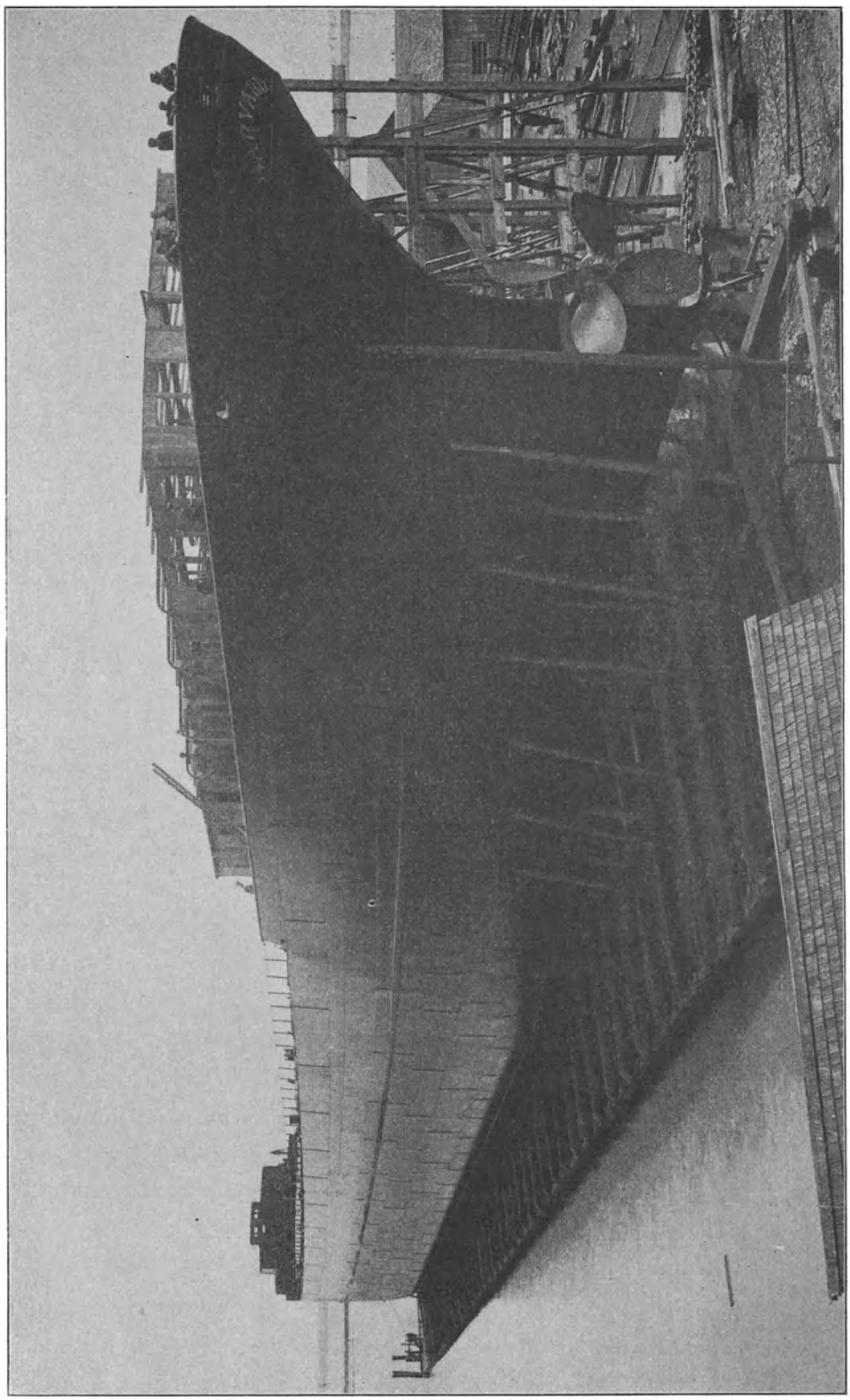
Diese Tatsache verdient besonders erwähnt zu werden, da sie zeigt, mit welchem Scharfsinn und welcher Hartnäckigkeit die Amerikaner Verkehrspolitik treiben.

Schon 1860 hatte der Hafen von Marquette als Erzverschiffungshafen Bedeutung. In demselben funktionierte ein Erzdock, als Vorläufer der jetzigen Riesendocks, zwar von beschränkter Größe, jedoch im Prinzip ebenso mit Pockets und Schüttrinnen wie jetzt.

Die Dampfer konnten später wegen ihrer Größe dieses Dock nicht mehr benutzen, da die Schüttrinnen zu wenig Fall hatten und das Erz zu langsam rutschte.

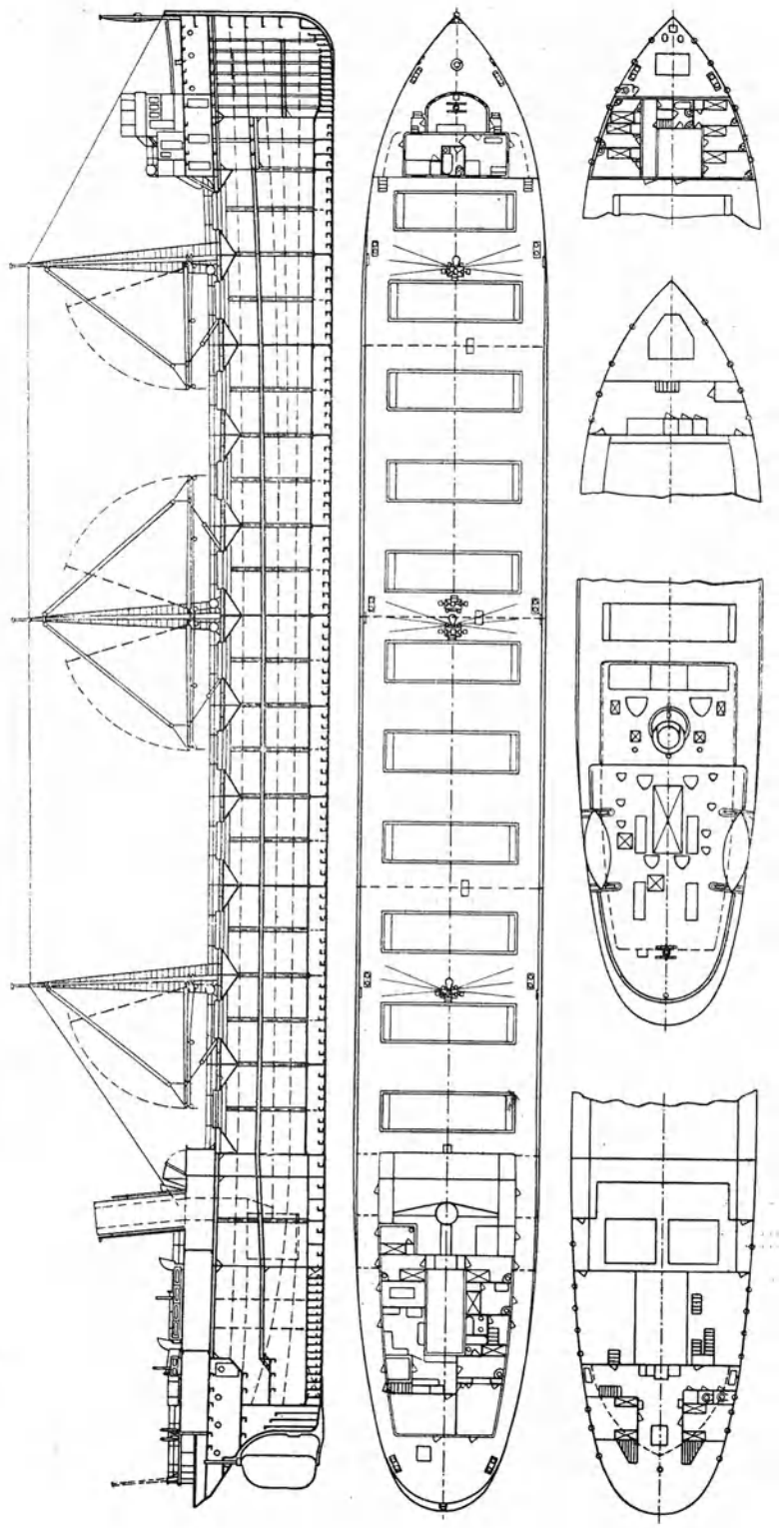
Als die ersten für den Erztransport gebauten Dampfer sind „R. T. Hacket“ und „Forrest City“ zu betrachten, für 12—1300 t Erz berechnet. Sie erhielten schon alle jene Einrichtungen, die bei den letzten größeren Dampfern nur verbessert wurden. Diese Dampfer, speziell aber der „Ketchum“, 68,6 m (235′) lang, ging über alle Dock- und Hafeneinrichtungen hinaus und galt als der „Great Eastern“ der Großen Seen.

Acht Jahre blieb dann die Entwicklung stehen und beschränkte sich nur auf Nachahmungen; 1882 wurde der Dampfer „Onoko“ gebaut, ein prächtiger Erfolg auf Grund der Erfahrungen im Erztransport. Er war 90,5 m lang und hielt manche Jahre den Rekord als mächtigster Erzfahrer.



Dampfer „Harvard“ (5054 Reg. Tonnen) auf den Helgen vor dem Stapellaufe.

Fig. 7.



Profil und Deckansicht des Frachtdampfers „Collingwood".

Fig. 8.

Bis zu dieser Zeit verfolgten die amerikanischen Schiffbauer ausgetretene Gleise; doch mit der allgemeinen Einführung des Stahls als Schiffbaumaterial gelangte man auch hier zu längeren und durchkonstruierten Schiffen. Die Amerikaner gingen nunmehr als Konstrukteure ihren eigenen Weg.

Mit der ihnen eigenen Energie setzten sie sich über alles Hergebrachte, über die Erfahrungen einer Generation hinweg und schufen neue, mustergültige Schiffstypen.

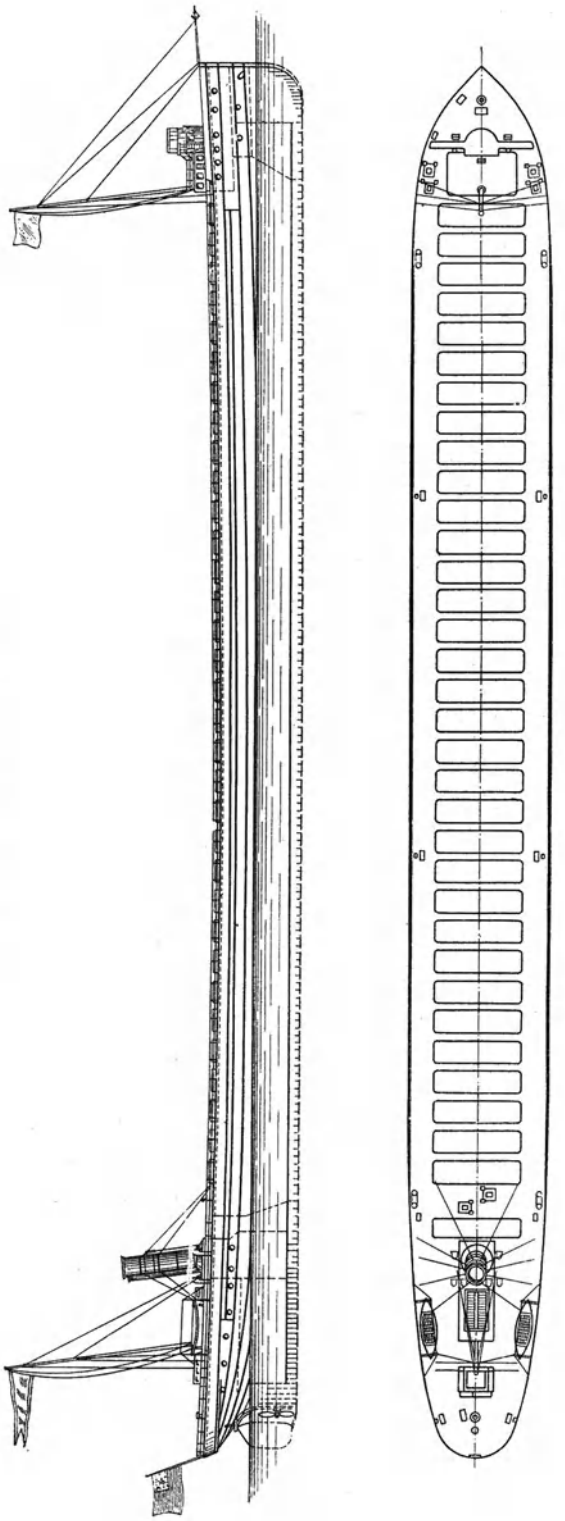
Alle die Großen Seen befahrenden Schiffe scheiden sich in bestimmte, fest abgegrenzte Schiffstypen, die nur für einen bestimmten Zweck Verwendung finden. Solche „Mädchen für alles", wie die europäischen Schiffbauer oft bauen müssen, sind nicht bekannt.

Um dem enormen Anwachsen des Erztransportes Rechnung zu tragen, ging man so weit, gewisse Schiffbauregeln geradezu umzustürzen. Der erste Dampfer mit ganz neuen Konstruktionen war die „Sahara", bei welcher man alle Raumstützen wegließ und einen kontinuierlichen Laderaum schaffte. Statt der Stützen kamen Rahmenspanten mit Deckbalken als Bogenträger.

Bald folgten neue Ideen. Bei den Dampfertypen „Hackett" „Forrest City" und „Sahara" war das Lukensystem bereits angedeutet, Luken über das ganze Deck in 24′ Entfernung. Die „Sahara" aber war schon mit einer Lukenentfernung von 12′ gebaut. Die Länge betrug bisher gewöhnlich 436′, die Breite 50′ und die Höhe 28′. Anders, nämlich 494′ × 52′ × 29′, waren die Dampfermodelle mit je 24 Luken. Dann kam der Dampfer „Augustus B. Wolvin" von 560′ Länge, 56′ Breite und 32′ Höhe, aus welchem sich die weiteren Riesendampfer entwickelten. Im Laufe von nicht ganz drei Jahren hat man 120 solcher Seeungetüme gebaut, die unsere größten Frachtdampfer fast übertreffen.

Der Dampfer „Aug. B. Wolvin" hat einen einzigen durchlaufenden muldenförmigen Laderaum, bogenartige Balken und 32 Luken. Der Doppelbodenraum wurde durch die Muldenwände bedeutend vermehrt, so daß der Dampfer sehr viel Wasserballast führt.

Der Dampfer „W. A. Corey", 569′ × 56′ × 31′, bildet einen weiteren Fortschritt, indem man die nicht sehr beliebte Muldenform wieder verlassen und Seitenballastkästen eingebaut hat, mit Rahmenbalken statt der bogenartigen Balken. Der Laderaum ist durch 34 Luken zugänglich gemacht, welche gänzlich mit den Ein- und Ausladevorrichtungen übereinstimmen. Der Ballasttank wird nach dem eigentlichen Doppelbodensystem gebaut und ist 5′ bis



Dampfer „A. B. Wolwin".

Fig. 9.

$5^1/_2'$ hoch und faßt 8500 t Wasser. Der Laderaum ist für 10 000 t Erze berechnet.

Eine besondere Bauart weist der Dampfer „Tomlinson" auf. Er besitzt einen Hopperboden, d. h. einen muldenförmigen Schiffboden. Seine Länge beträgt 524′, die Breite 54′, Seitenhöhe 30′. Er ladet 9000 t, die er innerhalb

Dampfer „A. B. Wolwin", Hopper.

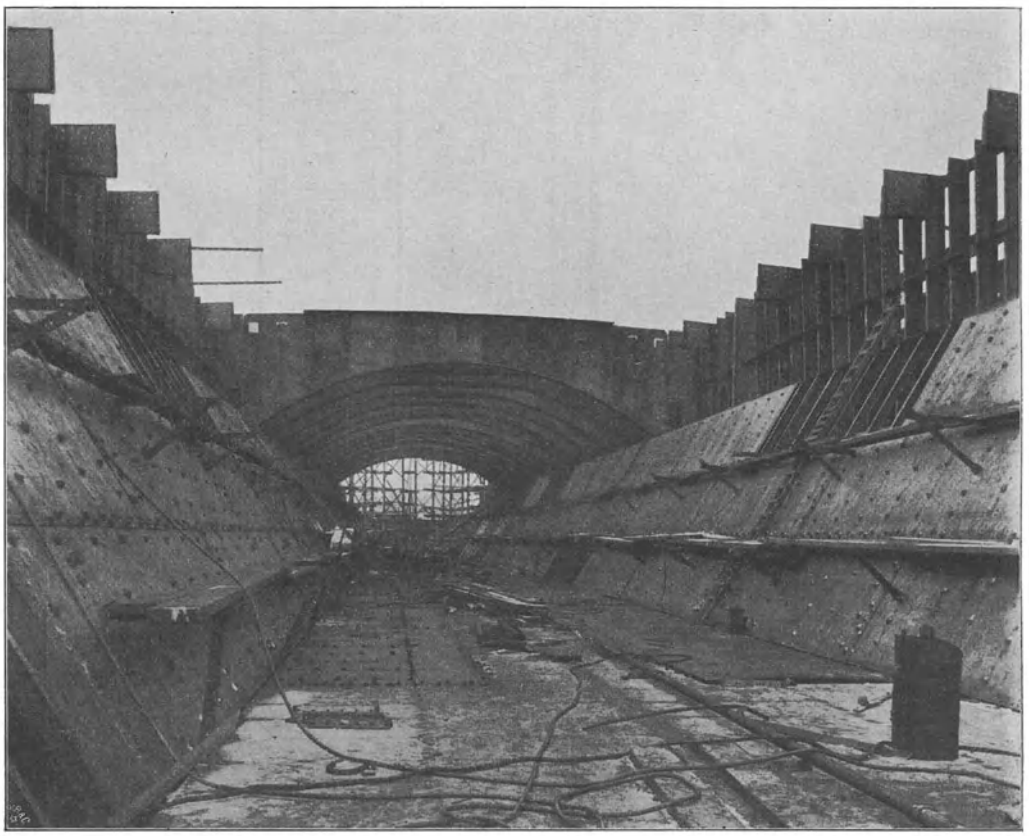


Fig. 10.

$2^1/_2$ Stunden ausladet. Er hat 16 Mulden, querschiffs gerichtet, oben 24′, am Boden 9′ breit und 13′ tief. Die Selbstgreifer füllen sich leichter, da das Erz nachrutscht und sich stets nach unten zu wieder sammelt. Der Wasserballastraum erstreckt sich über den ganzen Hopperboden; auch sind außerdem noch Seitenballastkästen vorgesehen.

Beim Bau des neuesten Typs, des Dampfers „J. H. Sheadle", ist man wieder zu dem glatten Laderaum mit Ballastseitentanks sowie zu drei Schotten

zurückgekehrt. Durch 31 Luken, je 9′×36′, 12′ entfernt, ist der Laderaum zugänglich. Die Länge des „J. H. Sheadle“ beträgt 550′, die Breite 56′, die Höhe 31′. Wasserballast faßt der Dampfer 6499 t; er ladet 10 000 t.

Die neueren Bauten sind immer größer geworden und tragen heute 12 000 bis 14 000 t. Ihre Länge beträgt 605′ bis 610′, ihre Breite 60′, ihre Seitenhöhe 32′, mit 36 Luken, die 12′ entfernt sind.

Charakteristisch ist, daß bei allen Frachtdampfern die Maschine und die Mannschaftswohnungen hinten stehen, während der Steuerstand, die Kapitänswohnung und die Kommandobrücke vorn angebracht sind.

Entwicklung der Hauptspantgrößen mit verschiedener Anordnung der Wasserballasttanks.

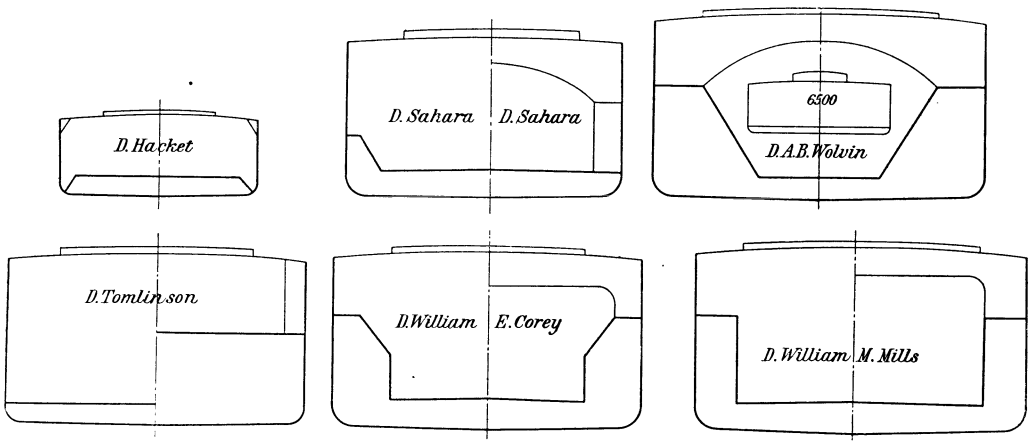


Fig. 11.

Der Laderaum ist vollkommen frei und unbeengt, das Deck überall zugänglich für alle Aus- und Einladeeinrichtungen.

Die Maschinen sind dreifache Expansionsmaschinen, die Kessel zylindrisch. Aber auch Wasserröhrenkessel, Type Niclausse und Babcock, sind in Gebrauch. Eine besondere Eigentümlichkeit bildet die Einrichtung für den künstlichen Zug, nach dem System Howden, Ellis oder Eaves, sowie die Verwendung von automatischen Stockern, Underfeedstocker, Duluthstocker oder Jonesstocker.

Der Mannschaft stehen außer den Wohnräumen noch Gesellschaftszimmer, Bäder sowie Lesezimmer zur Verfügung. Die Räume für den Kommandanten und für die Offiziere sind noch vornehmer ausgestattet.

Eine Eigentümlichkeit der Schiffahrt auf den Seen bilden auch die sehr großen Leichterfahrzeuge, z. B. die „Madeira“ mit 8206 t Tragfähigkeit, die

„Manila“ mit 8288 t, die „J. Smeaton“ mit 9184 bis 8485 t, die über die Seen auf weite Strecken geschleppt werden.

Die Schleppdampfer sind sämtlich Schraubendampfer nach dem uns bekannten Typ gebaut.

Als Passagierdampfer stehen sowohl Rad- als auch Schraubendampfer in Dienst. Sie sind sehr bequem eingerichtet. Zumeist sind es Etagendampfer mit vier bis fünf Decks, wie wir auf dem Bilde Fig. 14 sehen.

Über die Schiffbautätigkeit, die in den letzten fünf Jahren herrschte, kommt der Schiffbauer nicht aus dem Erstaunen:

Schiffbaugesellschaften giebt es:

Die American Shipbuilding Co. mit Werften in Cleveland, Lorain, Detroit, Chicago, Buffalo, W. Superior, Wyandotte, Bay City.

Die Great Lakes Engineering Co. mit Werften in Detroit, St. Clair, Ecorse.

Weiter sind noch einige kleinere Werften in Tätigkeit, zusammen etwa 85 Anstalten, in welchen Schiffe, Maschinen und Kessel ausgebessert werden können. Außerdem stehen den Reedereien noch 52 Trockendocks und 7 Schwimmdocks zur Verfügung, von welchen das Schwimmdock der Great Lakes Towing Co. als Einturmdock besonders interessant ist.

Die American Shipbuilding Co. baute:

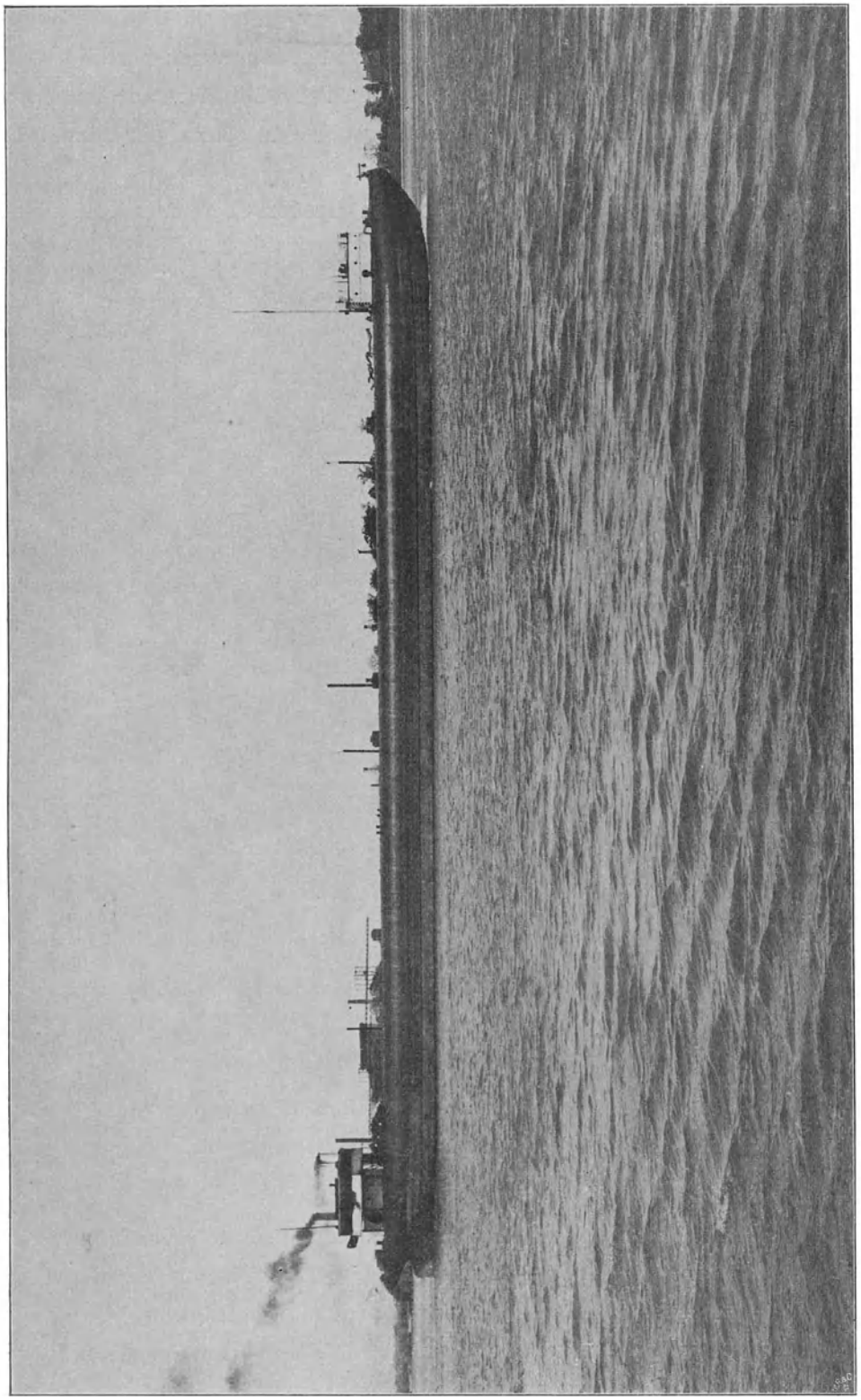
1902 . . .	28	Frachtschiffe	von etwa je	4800 bis 6500 t	Tragfähigkeit (258 400 t)	für 47,5 Mill. M.
1903 . . .	36	„	„ „	„ 7000 t	(182 600 t)	für 44,5 Mill. M.
Krise 1904	6	„	„ „	„ 6800 bis 10 000 t	(46 400 t)	für 14,2 Mill. M.
1905 . . .	20	„	„ „	„ 6500 bis 10 000 t	(180 000 t)	für 45,5 Mill. M.
1906 . . .	31	„	„ „	„ 6500 bis 12 000 t	(302 000 t)	für 68 Mill. M.

Die Great Lakes Engineering Co. legte auf Stapel:

1904 . . .	2	Frachtdampfer	von 5000 t,	im ganzen also	10 000 t
1905 . . .	8	„	„ 7600 bis 10 000 t,	„ „ „	72 200 t
1906 . . .	7	„	„ 6500 bis 10 000 t,	„ „ „	63 500 t

Dazu kommen noch Güterdampfer, Eisenbahnfähren und mehrere große Passagierdampfer.

1907 befanden sich im Bau:
44 Frachtdampfer mit 396 100 t Tragfähigkeit.



Seeleichter „Alexander Holley“ (2721 Reg. Tonnen), nach der sogen. „Whaleback“ Schiffsform.

Fig. 12.

Es wurden also in fünf Jahren fertiggestellt:

150 Frachtdampfer mit 1 077 000 t, mit einer Jahrestransportleistung von 21 553 200 t. Die Baukosten hierfür betrugen 242,5 Mill. M. Diesen Zuwachs kann selten eine Flotte der Welt, am wenigsten eine solche der Binnenschiffahrt, aufweisen.

Vergleicht man den Schiffbau an den Großen Seen mit dem Schiffbau anderer Länder, so baut:

England an der Clyde . .	394 500	Registertonnen
Deutschland (1906) . . .	323 000	„
Amerikanisches Ozeangebiet	198 840	„
Amerikanisches Seengebiet .	398 100	„

Frankreich, Italien, Norwegen, Dänemark und Österreich-Ungarn bauen zusammen nur 181 150 Registertonnen.

Mit welcher Schnelligkeit die amerikanischen Dampfer gebaut werden, ergibt sich, abgesehen von dem Vergleich mit obigen Zahlen, noch aus folgendem Beispiel:

Die „S. S. Sahara“ wurde am 1. März zu Kiel gelegt,
am 5. Mai ist sie zu Wasser gelassen,
am 26. Mai trat dieser Dampfer schon die erste Reise mit 10 000 t Kohle nach Chicago an.

Die Maschinenmontage des Dampfers „Powell Stackhousen“ wurde in 153 Arbeitsstunden bewerkstelligt. Die Maschine indiziert 2000 P. S., der Dampfer fährt 12,4 Knoten.

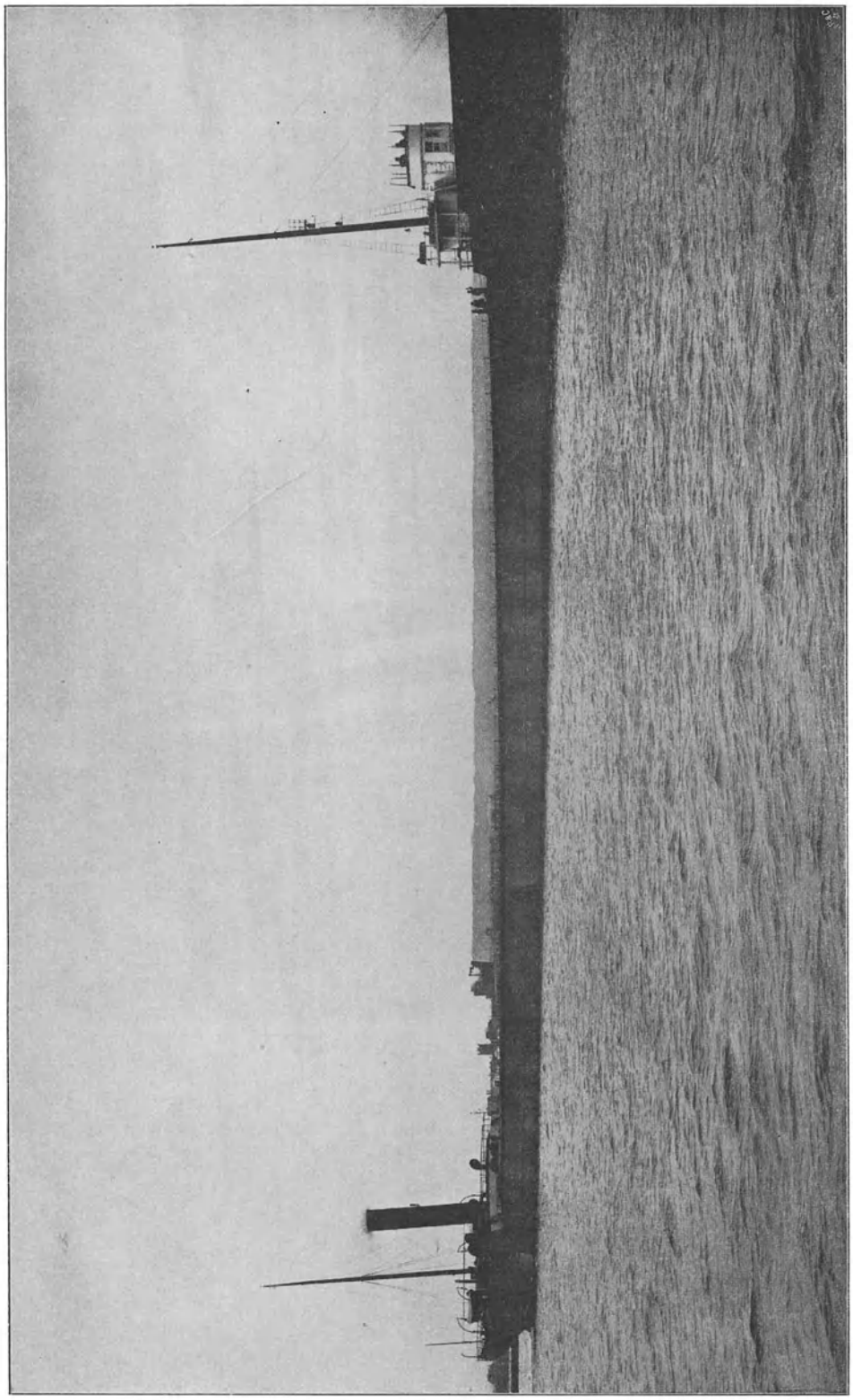
Die Klassifikation erfolgt nach den Vorschriften des Great Lakes Register mit dem Sitz in Cleveland.

Es bestehen auf den Großen Seen sehr viele und auch sehr große Schiffahrtsgesellschaften, unter anderen

67 Frachtdampfergesellschaften,
44 Personenschiffahrtsgesellschaften,
im ganzen 1312 Schiffsreeder.

Die größte Flotte besitzt die der United Steel Corporation gehörige Pittsburg Steamship Co. Sie besitzt 105 solcher Dampfer, deren mittlere Tragfähigkeit 3668 und neuerdings sogar 5568 t beträgt.

Die mittlere Tragfähigkeit der Dampfer der größeren Gesellschaften beträgt 4000 bis 6700 Registertonnen.



Erzdampfer „D. G. Kerr", 5531 Reg. Tonnen.

Fig. 13.

In den 1850er Jahren gab es mehr Passagier- als Frachtdampfer. Damals besorgten noch die großen Seitenraddampfer mit den alten Balanciermaschinen den rentabelen Personenverkehr zwischen Chicago und Buffalo. Die Eisenbahnen aber haben auch hier der Personenschiffahrt den Lebensfaden abgeschnitten. Trotzdem werden noch 11 217 600 Passagiere befördert, und zwar allein mit den Detroitbooten 6 795 500 Passagiere.

Dampfer „Christopher Columbus".

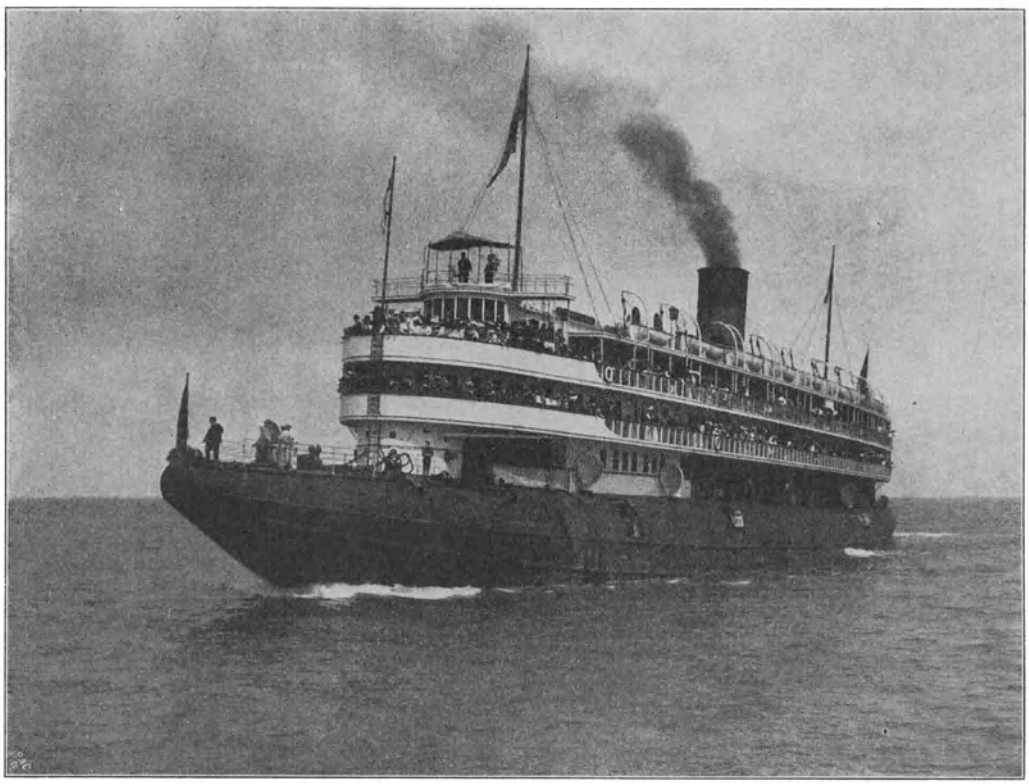


Fig. 14.

Die hervorragendsten Personendampfschiffahrts-Gesellschaften sind:

Northwestern Navigation Co.
Goodrich Co.
Detroit and Buffalo Steamboat Co.
D. & C. Line (Detroit and Cleveland Navigation Co.)
Manitou Steamship Company.

Der Betrieb bei diesen Gesellschaften wird so intensiv und energisch gehandhabt, daß die Erzdampfer z. B. jährlich 20—21 Reisen von Duluth nach

Cleveland oder Buffalo machen. Bei der schnellen Beladung und Entladung verliert zwar der Dampfer keine Stunde unnütz, dennoch aber ist es als eine außerordentliche Leistung für einen Dampfer zu betrachten, in einer achtmonatlichen Schiffahrtsaison rund 300 000 t Erz befördert, 66 612 km durchfahren und dabei 400 Mill. Tonnenkilometer geleistet zu haben.

Dampfer „North Land".

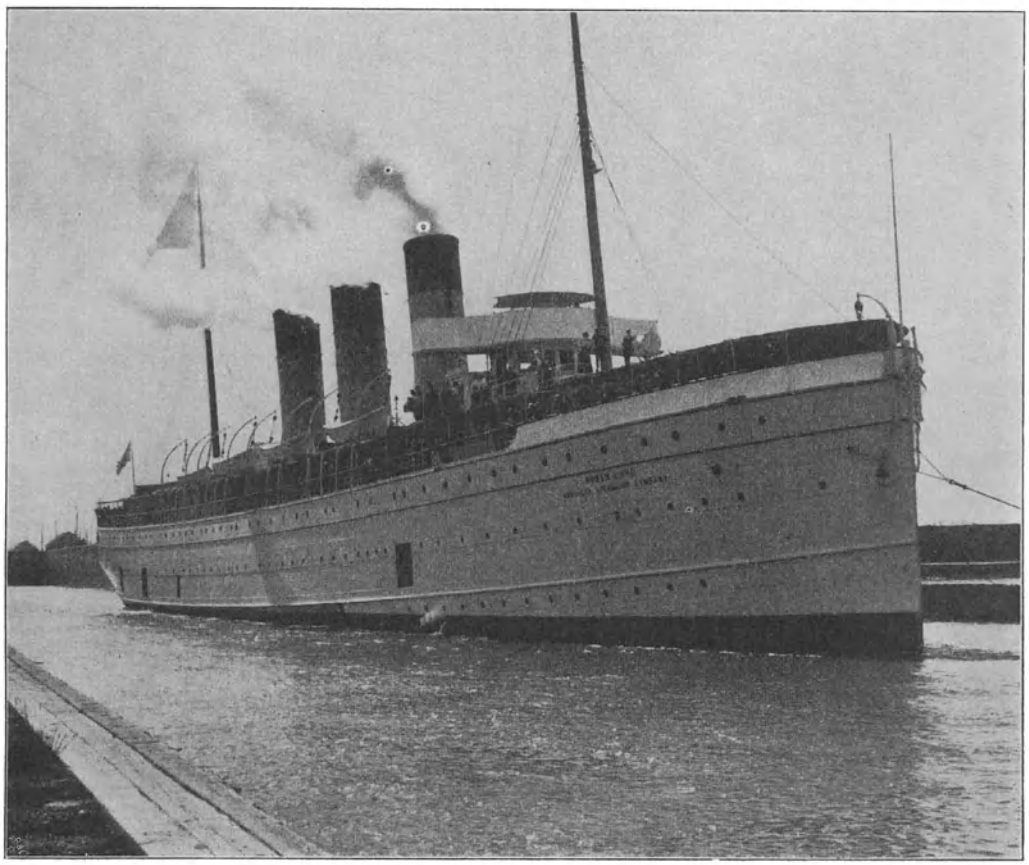


Fig. 15.

Der Schleppdienst ist seit den Erfolgen der großen Frachtdampfer im Niedergange begriffen; er beschränkt sich eigentlich nur noch auf den Hafen- und Revierdienst. Eine eigene Gesellschaft, die Great Lakes Towing Co., ist dazu bestimmt, dies Geschäft mit ihren 116 Schleppbooten im großen zu besorgen.

Für Unglücksfälle haben sich Rettungsgesellschaften mit größeren Fahrparks und reichlichen Betriebsmitteln gebildet. Die größten sind:

Great Lakes Towing Co. — Cleveland,
Donnley Salvage & Wrecking Co. — Kingston,
Midland Towing & Wrecking Co. — Midland,
Parker Pros. Co. — Detroit.

Dampfer „Perè Marquette".

Fig. 16.

Diese Gesellschaften sind vielseitig ausgestaltet, besitzen eigene Nachrichtenbureaus sowie besonders vereinbarte Wirkungsgebiete.

Auf die Großen Seen hat auch das Trustwesen und die Kartellbildung übergegriffen. Es bestehen Vereinigungen, sowohl der Arbeitgeber als der Arbeitnehmer, so z. B.:

die „Verlader-Vereinigung" mit 2 Mill. t Schiffsraum, und das „Holzverlader Syndikat".

Die Arbeitgebervereinigungen schließen jährlich oder auf 2—3 Jahre mit dem Schiffspersonal und mit den Stauern und Hafenarbeitern Kontrakte ab. Die Arbeit vollzieht sich dann in größter Ruhe, da jede Partei ihre Interessen gewahrt hat, aber auf der anderen Seite auch gehalten ist, die übernommenen Verpflichtungen bis auf weiteres innezuhalten.

Die Great Lakes Towing Co. z. B. hat hiermit von Jahr zu Jahr die besten Erfolge erzielt.

Der Glanzpunkt der Schiffahrt auf den Großen Seen ist der bis ins einzelne spezialisierte Transport von Massengütern wie Erz, Kohle, Getreide und Holz.

Wir leben in einer Periode, in der jeder Staat sich ein Monopol auf die höchst wichtigen Rohstoffe Eisen und Kohle zu sichern bestrebt ist. Kohle und Eisen bilden das Rückgrat unserer Technik. Ihr Vorhandensein, ihr massenhaftes Vorkommen erhöhen den Wert eines Landes, ihr Wert ist ein wesentlicher Faktor für den Wohlstand, für das Gedeihen eines Volkes.

Kein geringerer als Benjamin Franklin bestand in frühzeitiger Erkenntnis dieser Tatsache bei der Grenzregulierung gegen England mit aller Entschiedenheit darauf, daß die Erz- und Kohlenregion der Großen Seen, die Eisenkammer Nordamerikas, zu dem Gebiet der Union und nicht zu demjenigen Kanadas geschlagen wurde.

So besitzen die Vereinigten Staaten heute die Mittel, in der Eisenerzeugung den Rekord zu halten, und die Kraft, für die Preisbestimmung dieses unentbehrlichen Rohstoffes tonangebend zu sein und zu bleiben.

Selbst diesen Vorteil könnten die Amerikaner trotz aller Energie nicht dauernd behaupten, wenn nicht die Natur den Transport von 50 Millionen Tonnen bester Eisenerze auf eine Distanz von 1200 km durch den billigen Wasserweg vom Orte der Urproduktion bis zur Verarbeitung in so außerordentlichem Maße begünstigte.

Die Bewältigung dieses Massentransportes ist von Anfang an in jedem Produktionsstadium fein durchdacht und mit einem nur den Nordmerikanern eigenen Zielbewußtsein durchgeführt.

Bei jedem Massentransport sind vier Aufgaben zu unterscheiden. Die Massengüter sind:

1. durch bequeme Zufuhrwege und Zufuhrmittel an geeigneten Stellen zu sammeln;
2. übersichtlich und für weitere Zwecke leicht zugänglich zu lagern;

3. schnell und in großen Mengen in die Fahrzeuge einzuladen;
4. schnell aus den Fahrzeugen auszuladen und an die Verbraucher zu verteilen.

Die obengenannten Massengüter mögen der Reihe nach besprochen werden.

Das Eisenerz ist das wichtigste dieser Massengüter. Über drei Viertel des in den Vereinigten Staaten erzeugten Roheisens wird aus den Erzen der Minendistrikte am Oberen See gewonnen. Aus den Bergen des Lake Superior stammt der Reichtum Nordamerikas.

Nordamerika erzeugte 1906 in 340 Hochöfen etwa 26 Millionen Tonnen Roheisen. Wächst die Roheisenerzeugung in diesem Maße weiter an, so ist für 1910 eine Erzeugungsziffer von etwa 33 Millionen Tonnen, für 1920 etwa eine solche von 67 Millionen Tonnen zu erwarten.

Die Erzhäfen, besonders am Eriesee.

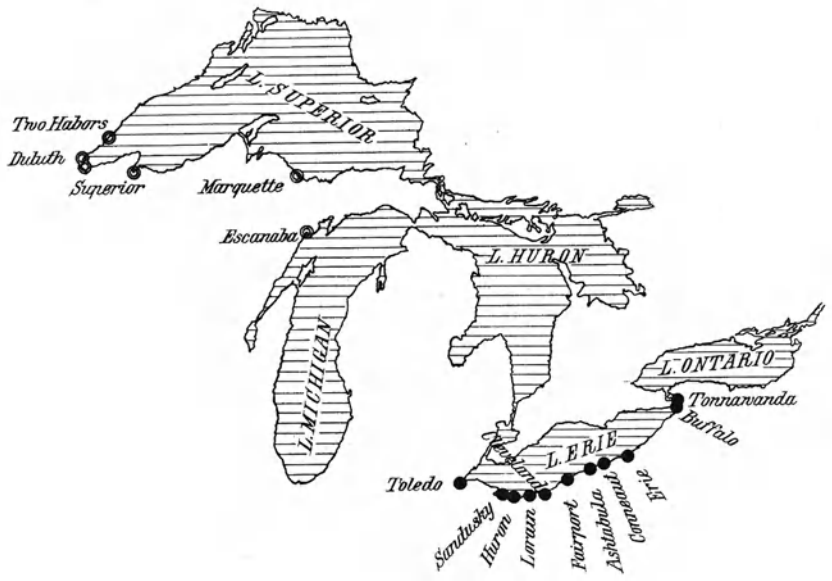


Fig. 17.

Die Mächtigkeit der Eisenerzlager am Oberen See wird auf 1500 Millionen Tonnen, augenblicklich sichtbar, geschätzt, von welchen die United States Steel Corporation (der Stahltrust) drei Viertel aller Anteile besitzt. Diese Bezirke werden ihre Stellung als Hauptlieferanten voraussichtlich bis zum Jahre 1950 behaupten; es ist wahrscheinlich, daß bis dahin alle abbaufähigen Eisenerzlager sehr im Werte gestiegen sein werden. Im Jahre 1905 bezahlte

man für die Tonne Erz lagernd im Seegebiet 1 Dollar. Von 1950 ab müssen andere Fundstellen erschlossen werden. In den südlichen Staaten sind bereits weitere 10 Milliarden Tonnen Eisenerz als abbaufähig gemutet.

Im Jahre 1906 wurden im Seegebiet $38^3/_4$ Millionen Tonnen Eisenerz gewonnen, und zwar aus den fünf Minendistrikten:

Mesabi-range	23 800 000 t
Vermillion-range	1 792 000 t
Marquette-range	4 257 000 t
Gogebic-range	3 650 000 t
Menomine-range	5 200 000 t

Die Minendistrikte ergaben bis Ende 1906 als Förderung eine totale Ausbeute von 123 Millionen Tonnen Eisenerz. Im Jahre 1892, also nur 15 Jahre früher, wurden insgesamt nur 4245 t gefördert. Mesabi betreibt 98 Gruben, von denen acht Gruben je über 1 Million Tonnen jährlich fördern. Es lieferte zu dem gesamten Verschiffungsquantum 1906 allein 62 %, 1905 bis 59 %.

Die gewonnenen Mesabierze haben einen Eisengehalt von 59,4 bis 48,3 %, sind also ziemlich gleichmäßig.

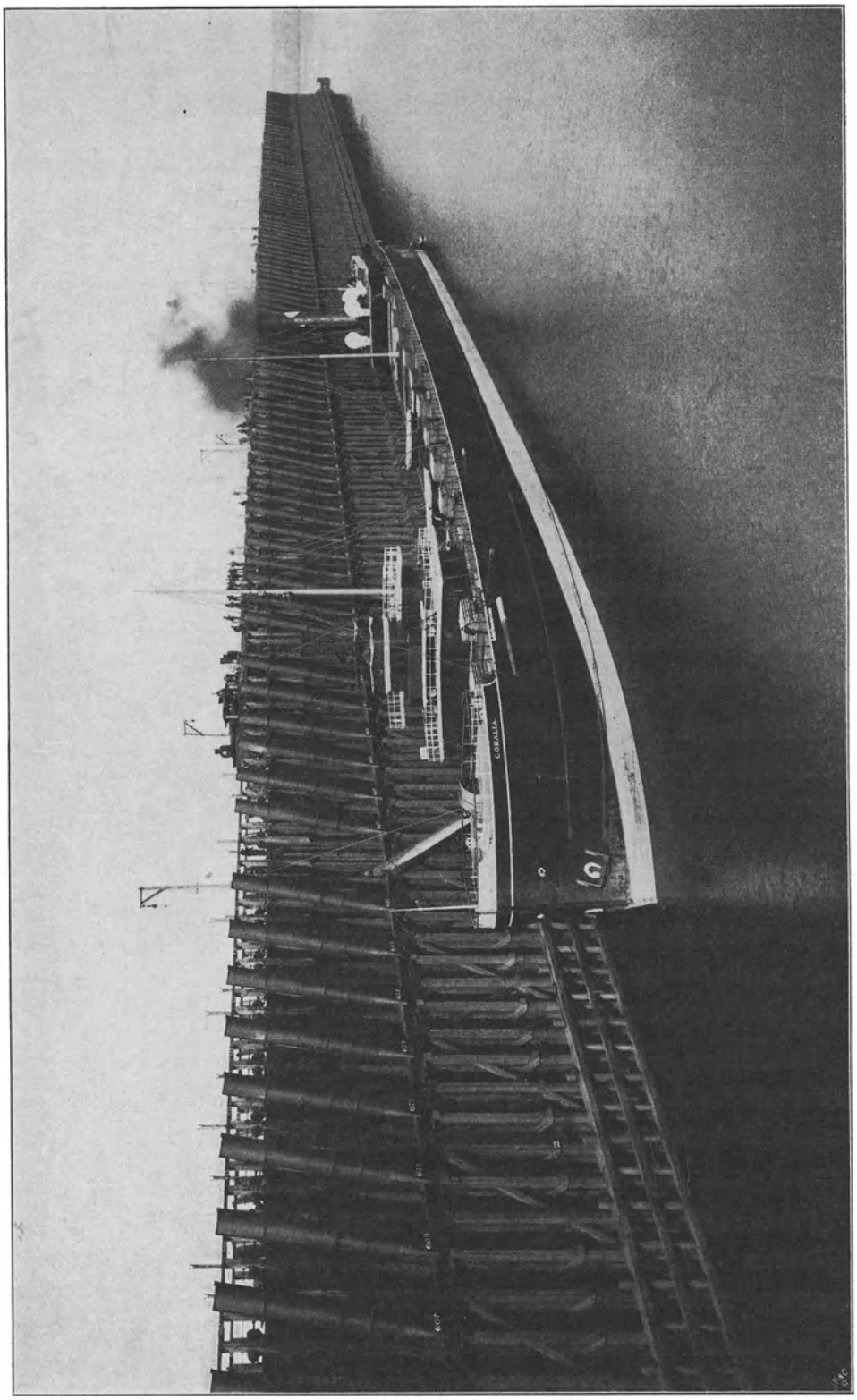
Aus diesen fünf Eisenerzdistrikten, den eigentlichen Goldgruben der Nordamerikaner, wurde bis Ende 1907 die enorme Menge von 378 Millionen Tonnen Eisenerz gewonnen. Auf die letzten sechs Jahre entfallen allein 200 Millionen Tonnen, also die größere Hälfte.

Hier kann man also wirklich von Massengütern sprechen. Solche Mengen genügen wohl, um Jahr für Jahr eine so stattliche Flotte zu beschäftigen, sie in Wachstum zu halten, sie zu jener spezialisierten Ausgestaltung zu bringen, von der ich vorhin sprach.

Es existiert schwerlich etwas Ähnliches in der Welt, das rivalisieren könnte mit der Art und Weise, wie diese Erze ein- und ausgeladen werden: Vom Eisenbahnwaggon zur Lagerung und von da ins Schiff; bei der Ankunft in umgekehrter Weise vom Schiff zur Lagerung oder direkt auf die Bahn.

Die Verkehrstechnik lehrt, daß jede Minute, die das Frachtgut im Transport aufgehalten wird, die Rentabilität vermindert; geringwertige Massengüter vertragen erst recht keine Abzüge dieser Art.

Auf dieser Erkenntnis sind mit feinem Sparsamkeitssinn die Transportmittel für Eisenerz und für Kohle aufgebaut und ausgestaltet. Nur diesen



Ladevorrichtung für Erze.

Fig. 18.

Einrichtungen ist es zu danken, daß das Eisenerz den langen Weg zur Kohle, 1200 km, so schnell und leicht findet, daß aus beiden das billigste Roheisen erzeugt werden kann. Heute ist man bei einer Wohlfeilheit des Betriebes angekommen, die sich schwerlich in absehbarer Zeit vervollkommnen läßt; Handarbeit ist fast gänzlich ausgeschaltet. Schiffbauer, Hafenbautechniker, Maschinenkonstrukteure, alle, welche berufen sind, die Technik des Transportes auszubilden, arbeiteten getrennt und schlugen vereint den Feind, den die hohen Transport- und Verladekosten sowie die dazu benötigte kostbare Zeit vorstellen.

Der ununterbrochene Schiffsladeraum, zugänglich durch ein System von 24 bis 32 Luken, bei welchem zum Ein- und Ausladen sofort das ganze Deck offen steht, ermöglicht die ebenso einfache wie rasch und gleichmäßig erfolgende Beladung durch die Pocketdocks, wobei kein Eisenbahnwagen länger als fünf Minuten aufgehalten wird.

Die sogenannten Pocketdocks sind Hafeneinrichtungen allerersten Ranges. Sie bestehen aus hohen, breiten, in die Seen hineingebauten Gerüsten, Verladebunkern, und sind aus Holz oder jetzt wegen Feuersgefahr aus Eisenbeton hergestellt. Dieselben haben oben eine Fahrbahn mit vier Gleisen, auf jeder Seite aber eine Reihe von Pockets, d. s. große Gossen oder Verladetaschen von 150—350 t Fassungsvermögen für Eisenerze.

Die Wagen, Selbstentlader von 20 bis 50 t Nutzgewicht, werden in ganzen Zügen auf diese Docks gefahren und hier über den Gossen zur Entleerung gebracht. Die Erze sind also in den Gossen gelagert, jeden Moment zur Verladung bereit, welche durch große Abfallrohre erfolgt. Die Rohre schließen durch Drehung nach oben die Pockets ab und korrespondieren in der Längsrichtung bei allen Erzdampfern mit deren Luken. Die Entfernung der Rohre beträgt 12′, die Entfernung der Mitte der Luken ebenfalls 12′ oder ein vielfaches davon. Dreht man diese Rohre nach unten, so rutscht das in der Gosse befindliche Erz von selbst in den Schiffsraum.

Mit solchen Betriebsmitteln werden Dampfer von 12000 t Tragfähigkeit innerhalb 50 Minuten beladen.

Millionen von Dollars wurden hier aufgewendet, um einen Pfennig Fracht bei der Beförderung einer Tonne Erz zu ersparen.

Achtundzwanzig solcher Pocketdocks sind in den Häfen des Oberen Sees und des nördlichen Michigansee in Tätigkeit! Alle Docks zusammen haben zum Lagern von Erzen ein Gesamtfassungsvermögen von 1297100 t; ihre Gesamtlänge beträgt fast 13 km; 6842 Pockets sind eingebaut.

Im Hafen von Duluth befinden sich vier Pocketsdocks mit 1356 Gossen, deren Fassungsvermögen 326 634 t beträgt; die Länge aller Docks erreicht hier 2830 m. 1906 wurden an Eisenerzen vom Hafen Duluth 11 220 218 t verschifft, so daß also alle Duluthdocks mit dem enormen Fassungsraum von über 300 000 t in dieser Schiffahrtssaison 34 ½ mal, also jeden siebenten Tag vollständig gefüllt worden sind. Eine einzige Gosse weist somit eine Leistung von 7306 t auf. Die Höhe über Wasser dieser Docks ist 20,43 m, die Breite etwa 18 m. In dem Duluth gegenüberliegenden Hafen Superior arbeiten drei Pocketdocks mit 926 Gossen und einem Fassungsvermögen von

Ein Erzdock.

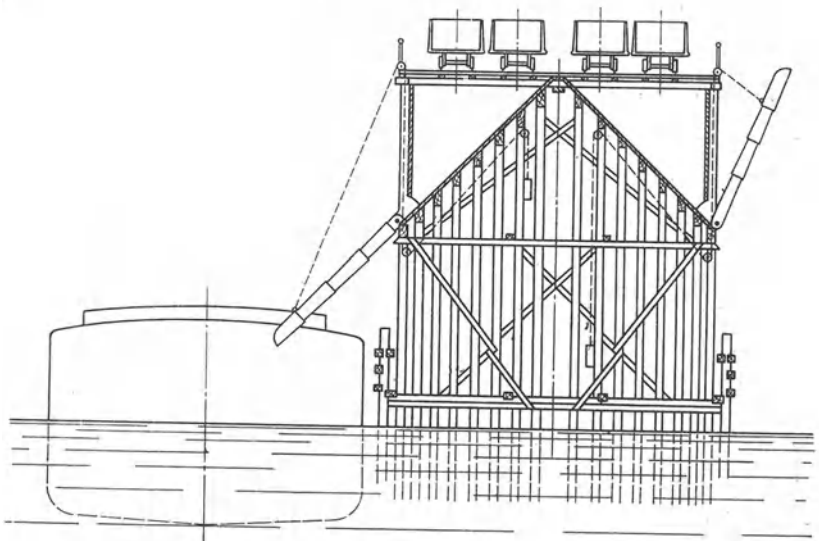


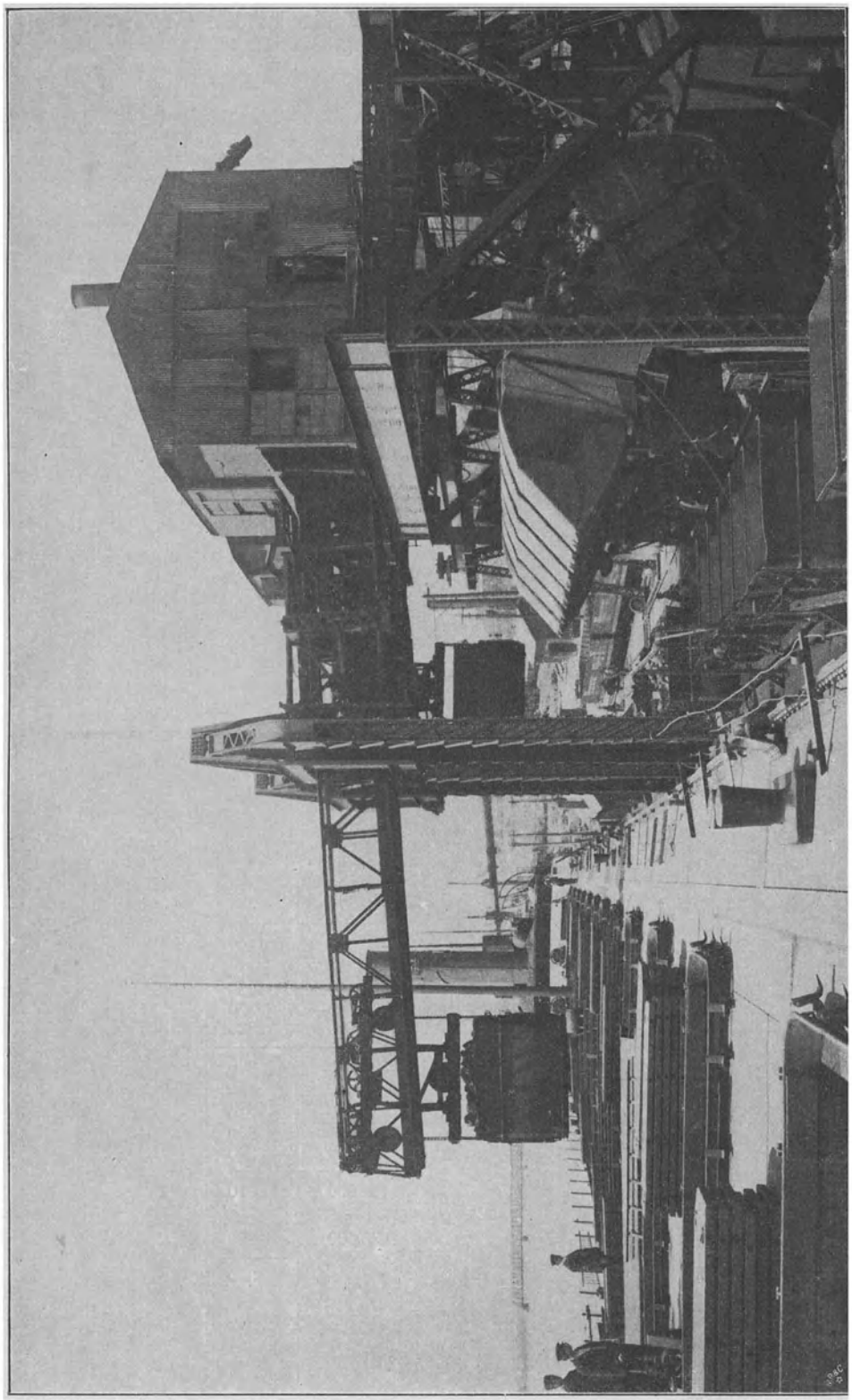
Fig. 19.

209 500 t. Die ganze Docklänge beträgt 1702 m. Während der Schiffahrtssaison 1906 wurden dieselben 29 mal, also jeden achten bis neunten Tag gänzlich gefüllt, mithin ist hier die Leistung per Gosse 6678 t.

Die Höhe der Docks ist 22,16 m; sie sind 19,10 breit, also größer als in Duluth.

Two Harbors, der neue Erzhafen, besitzt fünf Pocketdocks mit 916 Gossen, einem Fassungsvermögen von 186 560 t und einer Gesamtlänge von 1770 m. Hier mußten die Docks schon jeden fünften Tag ganz gefüllt werden. Eine Gosse leistete dabei 8931 t, die höchste Leistung am Oberen See.

Das neueste Dock in Marquette ist 420 m lang, erhält 200 Gossen mit je 250 t Inhalt, den größten bisher gebauten, mithin einen Lagerraum für 50 000 t.



Beladung mittels Kübel und Wagenkippvorrichtung.

Fig. 20.

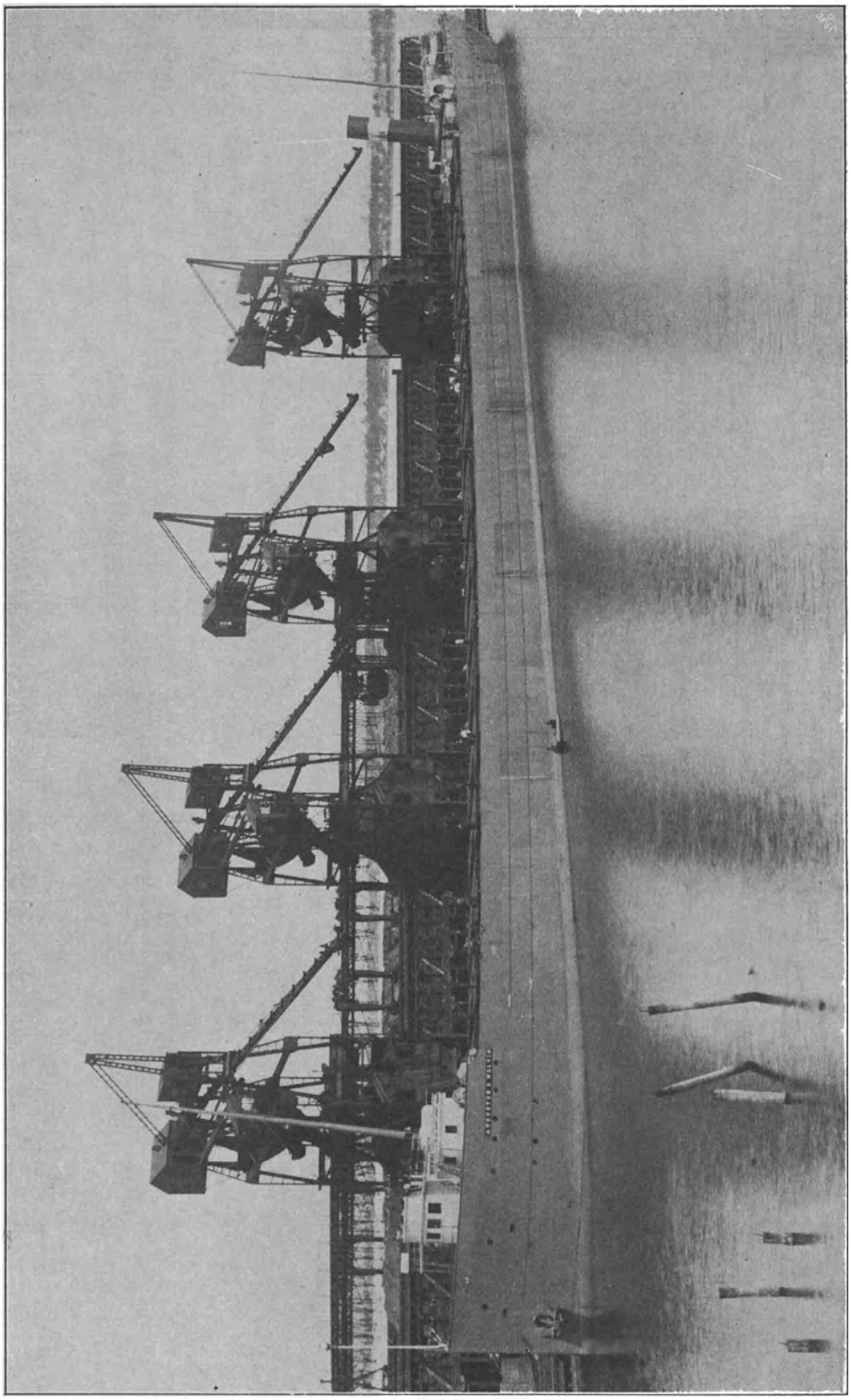
Erzdocks an den Großen Seen, ihre

Besitzer oder Mieter	Hafen	Dock Nr.	Fassungsraum t	Anzahl der Pockets	Höhe über Wasser bis zum Rohr m	Höhe bis Plattform und Gleis m
Chicago & North Western Ry.	Escanaba (Mich.)	1	24 104	184	8,80	14,78
		3	30 284	226	9,50	15,60
		4	32 750	250	11,10	18,10
		5	43 152	232	8,75	16,23
		6	58 000	320	12,19	21,34
			188 290	1212		
Chicago & St. Paul Ry.	Milwaukee (Mich.)	1	50 400	240	12,27	20,27
		2	63 500	240	12,40	21,08
			113 900	480		
Chicago & North Western Ry.	Escanaba (Wis.)	1	42 120	234	12,19	21,34
		2	25 740	234	11,10	17,58
Wisconsin Central Ry.	(Wis.)	1	48 356	314	12,19	20,17
			116 216	732		
Duluth Iron Range R. R.	Two Harbors (Minn.)	1	40 400	202	10,80	18,13
		2	41 600	208	10,19	17,55
		3	34 000	170	12,19	20,17
		4	36 960	168	11,28	18,90
		5	33 600	168	9,15	16,64
			186 560	916		
Duluth Missabe & Northern Ry.	Duluth (Minn.)	1	57 600	384	9,15	16,15
		2	69 120	384	9,76	17,55
		3	80 640	384	12,21	20,43
		4	119 274	384	12,80	22,12
			326 634	1356		
Great Northern Ry.	Superior (Wis.)	1	40 500	250	9,98	17,38
		2	87 500	350	12,19	22,15
		3	81 500	326	12,19	22,15
			209 500	926		
Duluth South Shore & Atlantic Ry.	Marquette (Mich.)	1	27 000	270	7,62	13,72
		4	28 000	200	8,46	14,40
		5	50 000	200	12,19	21,54
			105 000	670		
Lake Superior	Marquette (Mich.)	1	36 000	200	9,37	16,46
				870		
Algoma Central & Hudson Bay Ry.	Michicoten (Ont.)	1		12	10,36	13 20

*) 1 t leichtes weiches Eisenerz = 0,482 cbm gerechnet.

Dimensionen und ihre Leistungen.

Breite der Platt-form m	Länge der Rohre m	Länge des Docks m	Fall-winkel der Gossen	Gesamt-leistung während der Schiffahrts-Saison 1906 t	Leistung einer Gosse t	Jede Füllung erfolgte in Tagen	Eine ganze Tages-leistung, Empfang und Ver-schiffung t	Fassungs-raum im letzten Jahre 1907
11.28	6,40	337	39° 30'					21 143
11,28	8,23	429	45°					28 792
11,28	9,15	458	45°	5 852 050	4827	8	47 190	34 925
11,28	6,61	452	40°					33 663
15,29	9,15	586	45°					69 760
15,56	8,23/8,84	458	45°					54 000
16,46	9,20	458	45°					63 500
								113 900
14,63	9,15	428	45°					42 120
14,02	8,23	428	42°	3 388 106	7420	5	27 320	42 120
10,67	8,23	582	50,5°					48 356
								132 596
14,94	8,23	423	38,5°					40 400
14,94	8,23	391	38,5°					41 600
14,94	8,23	322	43,5°	8 818 125	9627	5	71 632	34 000
14.94	8,24	319	38,5°					36 960
14.94	7,62	319	38,5°					35 450
								188 410
14.94	8,48	721	45°					69 120
14.94	8,48	721	45°	11 220 218	8275	7	90 120	80 640
18,00	8,48	702	45°					119 274
17,38	9,17	702	45°					
								209 034
14.94	11,35	465	45°					100 980
19,11	9,85	640	45°	6 183 820	6678	$8^1/_2$	49 671	94 500
19,11	9,85	596	45°					88 020
								283 500
12,19	6,18	518	39°					28 000
11,18	6,42	366	39,5°	2 791 033	3209	12	22 410	50 000
15,55	9,86	377	45°					
								78 000
15,24	7,50	376	38,5°					36 000
7,62	6,76	95	44°					48 356



Dampfer „Augustus B. Wolvin“ wird im Dock von Conneaut durch vier Brownhoisting entladen.
Gesamtleistung 7257 Tonnen Erz in 4½ Stunden.

Fig. 21.

Die Höhe des Docks wurde wegen des Anwachsens der Dampfergrößen auf 21,5 m gehalten. Die Baukosten betragen 2 Millionen Mark. Das Dock ist noch aus Holz konstruiert, es erforderte 5000 Piloten und $^1/_2$ Mill. Kubikfuß Holz.

Um eine Übersicht zu erhalten, welchen Massentransport ein Erzdock zu bewältigen hat, folgt hier die Gewichtsbilanz des Erzdocks Escanaba, das etwa 8 Millionen Tonnen bewegt. In Escanaba wurden im Jahre 1905 4 524 444 t und 1906 5 852 050 t verladen; davon entfielen im Jahre 1906 3 919 799 auf die Chicago North Western Railway Co.

Erzbewegung in den Jahren 1906—1907.

Verschifft im Hafen	im Jahre 1906	Anteil %	im Jahre 1907	Anteil %
Escanaba	5 851 050	15,60	5 761 988	13,95
Marquette	2 791 033	7,44	3 013 829	7,31
Ashland	3 388 112	9,03	3 437 672	8,32
Superior	6 083 057	16,22	7 440 386	18,02
Duluth	11 220 218	29,91	13 445 977	32,57
Two Harbors . . .	8 180 125	21,80	8 188 906	19,83
Total	37 513 595	100,00	41 288 755	100,00

Diese Pocketdocks sind zum Teil im Privatbesitz, zum Teil gemietet von Eisenbahnen oder von selbständigen Dockgesellschaften.

Zum Laden legt der Dampfer an die Docks an und richtet sich nach den Gossen. Sobald die Ausfallrohre gut stehen, beginnt durch Umlegen der Rohre die Beladung, d. h. das Abrutschen der Erze aus den Gossen.

Das Leistungsvermögen der Erzdocks erhöhte sich bedeutend. Seit dem Jahre 1903 ist die Zahl der Docks von 25 auf 28 gestiegen, die Länge aller Docks nahm um 23%, die Anzahl Gossen um 22%, der Fassungsraum aber sogar um 45% zu. Ein Mann bewegt in 10 Arbeitsstunden 3000 t Eisenerz.

Die Beanspruchung der Docks ist eine sehr große. In einer Höhe von 20 m über dem Fundament im Wasser das enorme Gewicht der bewegten Last, ein Zug von 2000 t Erz, dazu die Lokomotive mit etwa $3^1/_2$ Millionen Kilogramm, womit beim Bremsen ein Moment von fast 10 000 mt, oft dreißigmal täglich, erzeugt wird!

Die Pocketdocks sind elektrisch beleuchtet und arbeiten Tag und Nacht. Die monatliche Zufuhr ist etwa der Verschiffungsmenge gleich, die größte Bewegung herrscht während der Monate August, September, Oktober.

Menominee Dock der „Lake Shore & Michigan Southern Railroad", Ashtabula, Ohio. Ausgestattet mit vierundzwanzig Normal-Brücken-Laufkränen.

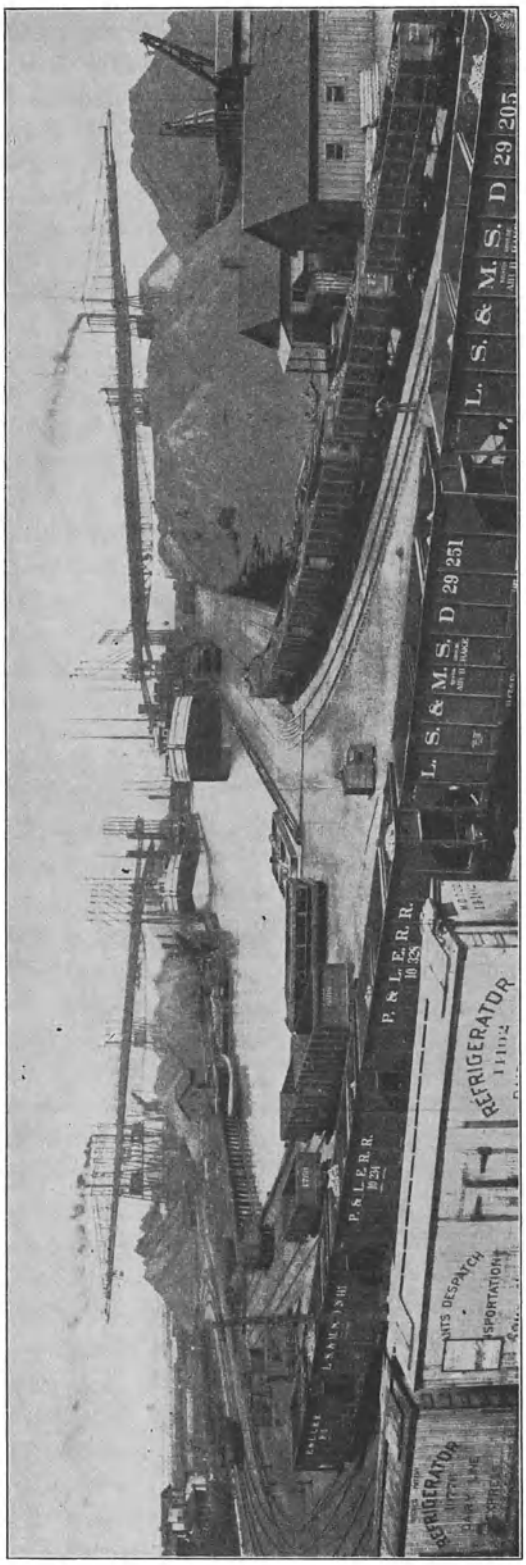


Fig. 22.

Die Erzmengen werden nach den sieben Verschiffungshäfen durch wenige, aber sehr leistungsfähige Erzbahnen geschleppt. Hierüber noch einige Worte.

Die mittlere Entfernung der Mesabi-range von Duluth—Two Harbors beträgt 84 km, von diesen Häfen nach Vermillion 110 km. Escanaba liegt von Marquette-range 105 km, von der Menominee-range 86—165 km, Ashland von der Gogebic-range nur 30 km entfernt.

Die Erzbahn Duluth—Mesabi and Northern lieferte

1904	4 649 600 t
1905	8 807 600 t
1906	10 250 000 t

nach Duluth. Sie ist auf 84 km Wegestrecke viergleisig, hat einen Fahrpark von 170 Lokomotiven, 2300 hölzernen, 1905 alten eisernen, 1000 neuen eisernen Wagen, die alle Selbstentlader sind.

Jeder Zug führt an 40—50 Wagen zu je 50 t. Die Belastung per Kilometer beträgt bei einem achtmonatlichen Betriebe über 110 000 t. Ein volles Betriebsjahr von 12 Monaten ergäbe eine Kilometerbelastung von 165 000 t. Nunmehr soll der Kraftbetrieb mit 25 000 PS. von der Great Northern Power Co. elektrisiert werden.

Ebenso großartig wie die verschiffenden Erzhäfen im Norden arbeiten die Empfangshäfen im Süden, am Südufer des Eriesee gelegen. Im Jahre 1906 wurden in den südlichen Häfen Tonnen Eisenerz ausgeladen:

Toledo	1 423 741
Sandusky	350 847
Huron	778 453
Lorain	2 191 965
Cleveland	6 604 665
Fairport	1 861 498
Ashtabula	6 833 352
Conneaut	5 432 370
Erie	1 986 539
Buffalo Tonnawanda . .	4 928 331

Außer diesen gewaltigen Mengen sind noch jene Vorräte zu transportieren, welche den Wintervorrat bilden und welche sich auf nicht weniger als auf 5 691 455 t belaufen. Im Winter 1905—1906 lagerten in

Toledo	281 000 t	Eisenerz
Sandusky	17 467 t	„
Huron	245 499 t	„
Lorain	336 321 t	„
Cleveland	1 224 606 t	„
Fairport	59 783 t	„
Ashtabula	1 631 312 t	„
Conneaut	1 157 434 t	„
Erie	552 631 t	„
Buffalo Tonnawanda .	315 412 t	„

Entsprechend diesen Transportmassen sind die Erzlager von Cleveland, Ashtabula, Conneaut sehr ausgedehnt und in neuester Zeit wieder in vollständigem Umbau begriffen.

Am Eriesee findet der umgekehrte Prozeß beim Behandeln der Erze wie in Duluth statt, vom Schiff auf das Lager und in die Wagen. Das Problem, so viele Dampfer zu entladen, ist nicht leicht zu lösen, jedoch ist es den Amerikanern auch hier gelungen, den Pocketdocks ein Seitenstück zu stellen.

Vor einigen 30 Jahren wurden alle Schiffe noch mit Hand und Schubkarren be- und entladen. Das Erz wurde oft als Deckladung genommen. Es war somit leicht, die Ausladung und den Transport durch Schauflung vorzunehmen. War das Erz im Raum geladen, so wurde es mit Pferden gehißt und dann an Land gekarrt. Erst im Jahre 1870 bediente man sich der Dampfwinden. Diese Neuerung wurde für wundervoll angesehen, sie verursachte eine ganze Revolution; die Verlader wollten aber bei ihrer Methode bleiben.

Als später der St. Mary Falls Kanal vertieft und die Schiffahrt größer wurde, gelangten viel mehr Frachten zur Verschiffung, so daß für die Bewältigung derselben die Erfindung besserer Methoden geradezu aufgenötigt wurde. Man stand vor einer wichtigen Frage, vor dem Problem der Ausladung enormer Massengüter; es mußte ein Spezialmassenbetrieb dazu ersonnen werden.

Man konstruierte Spezialmaschinen. Der Ingenieur Alex E. Brown hat hervorragende Leistungen auf diesem Gebiete erzielt. Wie schon erwähnt,

haben sich die Schiffkonstruktionen den eigentümlichen Ausladevorrichtungen angepaßt, wie es inniger nicht gewünscht werden kann.

Überall sonst ladet zumeist der Dampfer, wenigstens zum Teil, sich selbst ein und aus. Hier in den Häfen an den Großen Seen bleibt er sowohl beim Beladen als beim Entladen passiv. Die Dampfer besitzen gar keine Ladevorrichtungen.

Alle in Gebrauch stehenden Ausladevorrichtungen beruhen auf einem reiflich durchdachten System von Selbstgreifern, die entweder auf geeigneten Vorrichtungen laufen oder mit solchen direkt bewegt werden.

Die Endstationen der Eisenbahnlinien in den verschiedenen Häfen am Eriesee sind mit Ausladevorrichtungen für Erze, wie wir sie später in den Lichtbildern sehen werden, ausgerüstet. Diese Ausladevorrichtungen erstrecken sich auf fünf bis sieben Gleise, so daß 50 Eisenbahnwagen vollgeladen werden können, ohne rangieren zu müssen.

Mit welchem Erfolge die Amerikaner auch hier die größten Leistungen erzielen, solle an einigen Beispielen gezeigt werden.

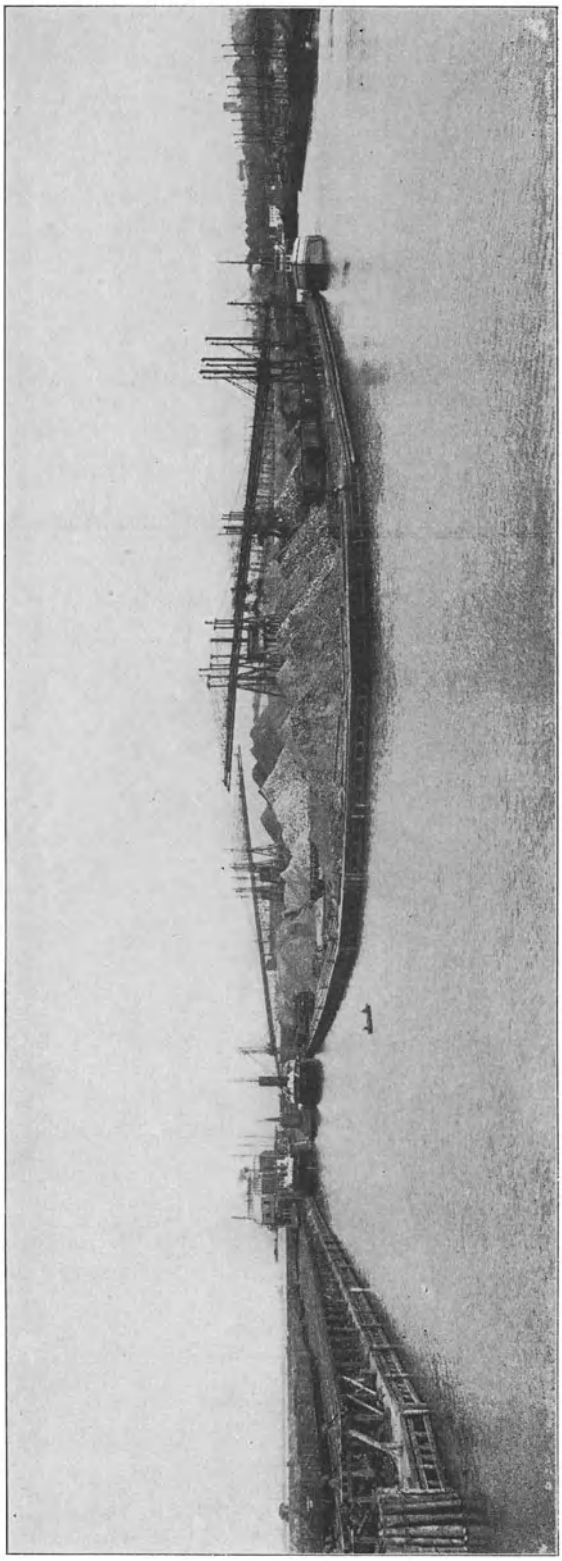
Beim Dampfer „August B. Wolvin“ arbeiteten vier Brown Hoistings Maschinen mit Selbstgreifern von 5 t Fassungsvermögen. Die Ladung betrug 9306 t Erz, die Zeit der Ausladung 15 Stunden 30 Minuten. Es wurden per Maschine und Stunde 168 t geleistet, es gab gar keinen Aufenthalt; 15 Schaufler waren 3 Stunden lang mit dem letzten Aufräumen beschäftigt.

Die Ausgaben betrugen 103 Dollar, mithin bei einer Ladung von 9306 Tons an Cents 1,11 (5,55 Pf.) per Tonne.

Ein anderer Fall: Dampfer „James H. Reed“ mit 8327 t Erz, welche in 10 Stunden 17 Minuten ausgeladen wurden. 100 % der Ladung ohne Schaufler, Stundenleistung einer Maschine 210 t.

Dampfer „Geo W. Perkins“ mit 10 529 t Erz lud in vier Stunden aus, 100 % ohne Schaufler, Stundenleistung im Anfang 350 bis 400 t per Greifer, mittlere Leistung 294 t per Stunde.

Im Dock von Conneaut, Dampfer „August B. Wolvin“, dessen Ladung von vier Brown Elektric-Maschinen und vier Hulett Selbstgreifern besorgt wurde, war in 4 Stunden 30 Minuten entladen; die vier Browns lieferten in 3 Stunden 41 Minuten 2688 t Erz. Die Gesamtladung betrug also 9945 t. Das Maximum der Ausladung erreichte der Hulett Nr. III mit 681 t per Stunde. Während der letzten Stunde benötigte man aber 50 Schaufler zum Aufräumen.



Verladen von Erzen in Cleveland, Ohio, N. A.

Fig. 23.

Die Brown Hoistings der Pittsburg und Conneaut Dock Co. in Conneaut arbeiteten als Erzauslader vom 17. Mai bis 27. Oktober 1906 auf

eine totale Leistung von	538 402 t
Anzahl Operationen (Hübe)	121 901 t
„ „ „ per Stunde	46,6 t
Mittleres Ladegewicht eines Selbstgreifers	4,42 t
Mittlere Stundenleistung	197,75 t

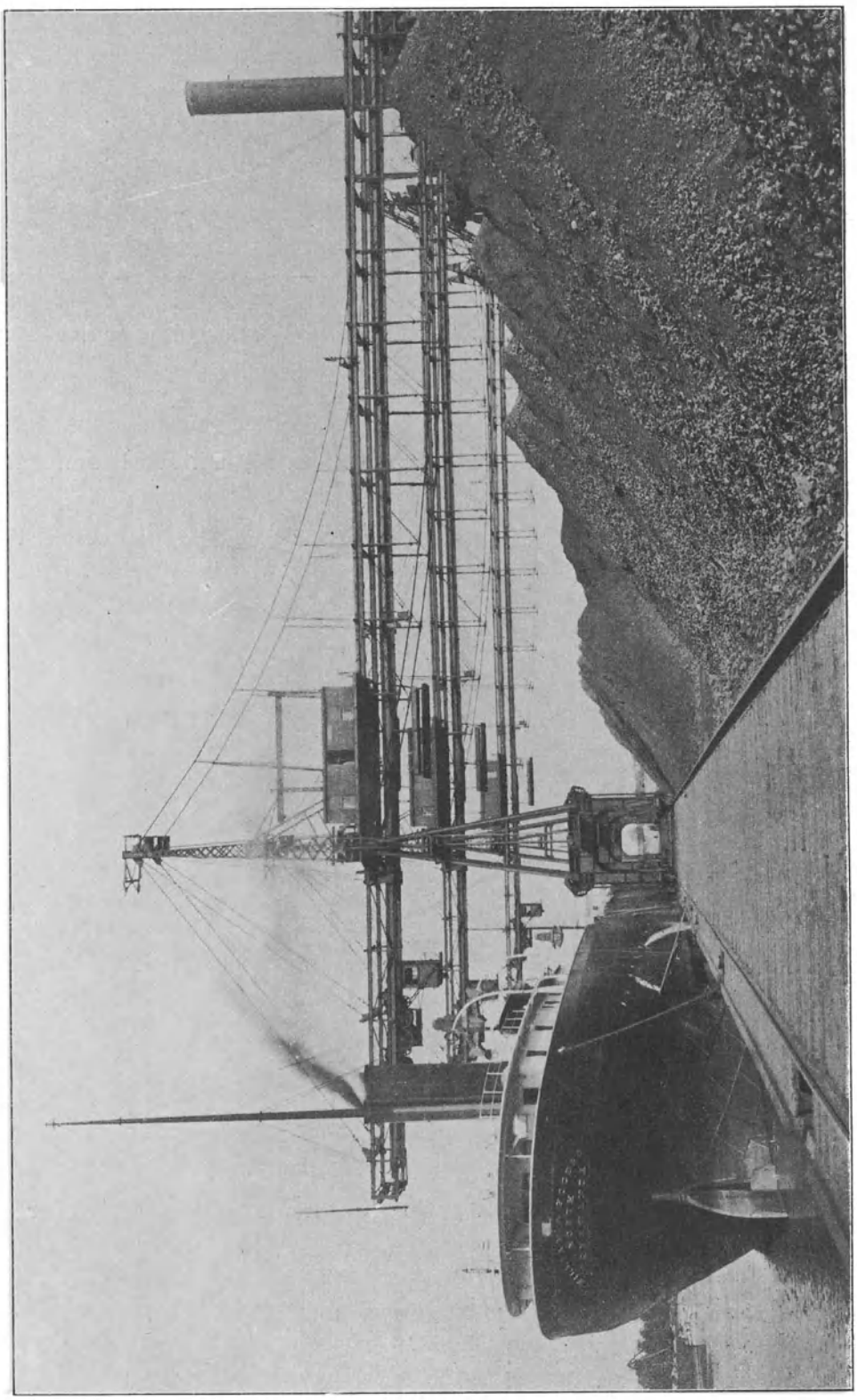
Die Ladung wurde zu 75,8 % ohne Nachhilfe (Handarbeit oder Schauflung) bewältigt.

Pennsylvania & Ohio Dock Co., Cleveland, Ohio. Eisenerz.

Name des Dampfschiffes	Großtonnen	Arbeitszeit Stunden	Großtonnen pro Stunde
Manola . . .	2 091	9	233,3
Pontiac . . .	2 779	12½	222,3
La Salle . . .	2 421	10	242,1
Maruba . . .	2 463	10½	234,6
Frontenac . .	2 415	10	241,5
Matoa	2 203	8½	259,1
Kearsarge . .	3 718	12	309,9
Manola	2 361	11	214,6
Mareska . . .	2 340	11½	203,5
Manola	2 355	11½	204,8
Maryland . . .	3 125	14½	215,5
Maritana . . .	3 008	11	273,5
Kearsarge . .	2 874	12	239,5
Maruba	2 289	8½	269,3

Pittsburg & Conneaut Dock Co., Conneaut, Ohio. Eisenerz.

Corliss	4 481	12	373
Carnegie . . .	5 778	16	361
Morse	5 890	19½	302



Elektrisch betriebene Brownhoisting-Verladebrücken für Erze. Hochöfen des Eisenwalzhüttenwerkes Tonawanda.

Fig. 24.

Lake Erie Dock Co., Fairport, Ohio. Eisenerz.

Thos. Maytham	2 596	15	173
German . . .	2 176	13	167,6
German . . .	2 223	13	171
Barge 105 . .	2 522	13	194
Wawatam . .	2 082	13	160,2

Illinois Steel Co., South Chicago, Illinois. Eisenerz.

Manchester . .	2 590	$9^1/_4$	280
Maryland . . .	3 116	$11^3/_4$	265,2
W. H. Gilcher	2 611	8	320,3
Arthur Orr . .	2 332	9	264,7
S. S. Curry . .	4 569	11	415,3
Marcia	2 858	$7^1/_2$	378
Selwyn Eddy .	2 837	11	258
G. N. Orr . .	3 975	8	497
Amazon . . .	5 575	$10^3/_4$	518,6
Manhattan . .	2 055	6	342,5
Superior City .	6 688	$11^3/_4$	569,2
Kearsarge . .	4 048	$8^1/_2$	476,2
Victory . . .	5 346	$10^1/_4$	521,6
Manilla	7 405	$12^1/_2$	592,4

Mit Recht werden diese Rekordleistungen der Schiffahrt im Erztransport bewundert; aber die Eisenbahnen stehen mit ihrer Beihilfe nicht zurück, besonders die Erzbahnen, die die Zufuhr der Eisenerze zum Duluther Hafen durch die Duluth, Mesabi und Northern R. R. ausführen. Die Behandlung der Eisenerze aber, das sogenannte Gattieren derselben, ist weniger bekannt und noch weniger anerkannt, weil es noch nicht oft zur Anwendung gekommen ist.

Unterwegs, auf der kurzen Strecke von 150 km, die das Eisenerz von der Mine bis zum Schiff zurücklegt, hat es eine eingehende chemische und technische Behandlung durchzumachen, die den erwähnten Transportleistungen noch größere Bedeutung verleiht.

Die verschiedenen Sorten und Qualitäten Eisenerze, welche die Minen und Gruben verlassen, werden in fünf Gruppen, Standardgruppen, von ganz bestimmtem Prozentgehalt an Eisen, aber auch an Phosphor, Silicium und Mangan, eingeteilt. Von diesen Prozenten (Eisen) ist kaum ein halbes Prozent Abweichung als Toleranz gestattet.

Im Jahre 1907 wurden bis zum 1. Juli an 4 Millionen Tonnen Erze durch die Eisenbahnen in Duluth verschifft, die zu ihrer Beförderung 1640 Eisenbahnzüge zu je 2500 t Nutzlast, 50 Wagen à 50 t, benötigten. Wenige Züge bringen ein gleichmäßiges Erz, die meisten Züge müssen aufgelöst werden. Während der letzten Monate des Jahres 1906 etwa 80 000 t an jedem Tage!

Diese Einteilung führt einer der Hauptverkäufer, die Oliver Iron Mining Co. in Hibbing durch. Das Rangieren aller Dockzüge wird in der Erzbahnstation Proctor vorgenommen. Jeder Wagen Erz erhält vom Hibbing Office nach vorgenommener Analyse eine Anzahl Punkte, welche die Klasse bezeichnen, nach welcher die gleichartigen Wagen in Blocks zusammengestellt werden. Jede Ladung wird in eine der Nummern der fünf garantierten Standardanalysen eingereiht. Dieser Vorgang vollzieht sich mit der Genauigkeit eines Uhrwerkes, eine Klassifikation folgt der andern. Eine bestimmte zusammengereihte Menge Standarderze heißt man dann einen Block.

Der Hüttenmann muß das Roheisen erzeugen aus Erzen, wie sie sind und gefunden werden, nicht, wie er sie sich wünscht. Klagen kommen vor, aber gerade solche sind der Anlaß gewesen, diese einfache und genaue Einteilung zu schaffen.

Der Chef des Hibbing Office erhält vom Dockmanager vorher Nachricht, welcher Dampfer an die Docks kommt, welche Standardnummern Erze verlangt und verladen werden sollen, wie viel Tonnen er für den Maximaltiefgang benötigt, bis zu welchem Tiefgang der Dampfer zur Fahrt durch St. Mary Fall Kanal getaucht werden kann. So erhält er eine Vorstellung davon, aus welchen und aus wie viel Tonnen Erz die Ladung eigentlich bestehen soll.

Der Dockmanager kann dann aus den vorhandenen und zusammengestellten Blocks gattierter Erze eine Schiffsladung bilden. Er notiert die Pockets, in denen die gleichartig gattierten Standarderze liegen, und erteilt Ladeorder wie folgt: Ladet den „Wolvin“ mit Block Nr. 307, oder „ladet mit Block Nr. 380 und Nr. 451,“ oder „ladet mit Block Nr. 560 und noch 1000 t aus Block 575.“

Eine solche Ladung ergibt eine „mittlere Analyse", einen Standardverkauf, d. h. einen bestimmten Prozentgehalt an Eise , an Mangan, an Silicium usw.

Den Analysen vom Hibbing Office liegen Muster aus einer Einheit von je 10 Wagen zu Grunde, die von einem Zuge stammen, der nach Duluth fahrtbereit steht.

Der Hauptunterschied besteht in Bezug auf den Prozentgehalt an Eisen, Silicium, Phosphor und Mangan, welcher die fünf verschiedenen Gruppenanalysen ausmacht. Wenn auch die Ladungen der Wagen verschieden sind, so kann der Dockmanager doch durch Gattieren die gewünschte Standardladung zusammenbringen und einen Mittelwert schaffen. Auf diese Weise wird der Block aufgebaut. Der angekommene Zug wird in der Station Proctor gewogen und ausgeblockt, so daß er am Erzdock sofort an die Pockets geführt werden kann. Die Standardnummern selbst werden dann von jeder Pocketfüllung sichtbar gekennzeichnet.

Die Blocks schwanken natürlich in der Größe, so wie die Dampferladungen verschieden groß sind. Kein Block wird abgeschickt, der nicht zu einer bestimmten Dampferladung genau paßt. Man hält jedoch auch Vorräte in den Pockets, um eine Ladung nötigenfalls vervollständigen zu können. Das Erz in diesen Pockets bildet die sog. Balance-Blocks.

Hochgradige Blocks dienen dazu, die niedriggradigen, vielleicht schon geladenen, zu neutralisieren, oder umgekehrt, um die Ladung auf den Standard zu bringen.

Die etwa acht Kilometer vor den Duluther Docks liegende Rangierstation Proctor wird jetzt mit noch ausgedehnteren Rangiergleisen ausgestattet, damit die Erze besser gattiert und standardisiert werden können.

Bei der jetzigen Ladeweise erhält mancher Schiffsraum mehr silicium- oder manganhaltiges Erz als ein anderer Raum, so daß die genauere Gattierung wieder erst beim Ausladen vor sich geht.

Die großen Dampfer laden sich besser; es erscheint aber auch öfter notwendig, wenn eine Ladung von angeforderten Standarderzen schon in den Pockets liegt, einen Dampfer dem anderen vorzuziehen und zu laden. Wie ersichtlich, kann diese Lademethode noch vollkommener ausgebildet werden, wenn die Docks größer sind und mehr Erze werden fassen können.

Eisenerzverschiffung auf den Großen Seen.

Hafen	1907	1906	1905	1904	1903	1902
Empfang der Häfen am Eriesee in Tonnen.						
Toledo	1 314 140	1 423 741	1 006 855	508 792	652 305	1 037 571
Sandusky	83 043	35 847	51 202	48 356	130 532	165 556
Huron	971 430	778 453	825 278	231 364	486 106	520 646
Lorain	2 621 025	2 191 965	1 605 823	972 931	990 490	1 442 417
Cleveland	6 495 998	6 604 661	5 854 745	3 572 228	4 434 228	4 873 318
Fairport	2 437 649	1 861 498	2 008 621	1 157 858	1 434 342	1 538 744
Ashtabula	7 521 859	6 833 325	6 373 779	3 639 250	4 242 160	4 796 805
Conneaut	5 875 937	5 432 370	5 327 552	4 083 655	3 903 937	4 300 301
Erie	2 294 239	1 986 539	2 112 476	1 284 778	1 257 798	1 717 268
Buffalo und Tonawanda	5 580 438	4 928 331	3 774 928	2 433 601	2 194 901	2 356 798
Summe	35 195 758	32 076 757	28 941 259	17 932 814	19 681 731	22 649 424
Lagermenge an Eisenerz in den Häfen am Eriesee während des Winters in Tonnen.						
Toledo	518 645	281 000	368 024	318 573	106 710	310 023
Sandusky	44 546	17 467	52 977	75 134	95 275	95 175
Huron	415 730	245 499	208 023	182 495	253 249	232 767
Lorain	366 271	336 321	271 695	299 504	289 581	328 304
Cleveland	1 281 335	1 224 606	1 330 619	1 237 033	1 337 750	1 500 604
Fairport	523 981	590 783	759 961	660 420	845 946	924 236
Ashtabula	2 056 820	1 631 312	1 589 951	1 403 575	1 911 911	1 967 136
Conneaut	1 090 774	1 057 424	976 976	684 487	591 364	673 679
Erie	652 219	552 631	564 961	583 439	657 409	722 966
Buffalo und Tonawanda	435 407	315 412	315 780	318 739	282 890	319 367
Summe	7 385 728	6 252 455	6 438 967	5 763 399	6 371 085	7 074 254

Eine andere Hauptursache der außergewöhnlichen industriellen Entwicklung der südlich um die Seen gelegenen Staaten gründet sich auf den **Reichtum an Kohle.**

An der Kohlenerzeugung auf der ganzen Erde sind die drei großen Kohlenstaaten mit zusammen 83% beteiligt, und zwar die Vereinigten Staaten mit 36%, England mit 27%, Deutschland mit 20%. Die Vereinigten Staaten haben England mit ihrer Kohlenausbeute überflügelt. Die Kohlenverladungen aus dem Staate Pennsylvania bilden das Zentrum des nordamerikanischen Kohlentransportes.

Mittlere Frachtrate für Eisenerze

von den Erzhäfen Duluth-Superior, Two Harbors, Ashland, Marquette, Escanaba, nach den Ohiohäfen am Eriesee, gehandelt in den letzten zwanzig Jahren.

a) Tägliche Fracht, b) Jahreskontrakt.

	Häfen am Oberen See 1410 km		Marquette 1030 km		Escanaba 949 km	
	a)	b)	a)	b)	a)	b)
1888	1.43	1.25	1.30	1.15	1.05	0.90
1889	1.34	1.25	1.19	1.10	1.05	1.00
1890	1.17	1.35	1.07	1.25	0.89	1.10
1891	1.11	1.00	1.02	0.90	0.84	0.65
1892	1.15	1.25	0.98	1.15	0.74	1.00
1893	0.77	1.00	0.71	1.00	0.56	0.85
1894	0.78	0.80	0.60	0.80	0.46	0.60
1895	1.13	0.80	0.92	0.75	0.73	0.55
1896	0.77	1.05	0.66	0.95	0.52	0.70
1897	0.57	0.70	0.55	0.65	0.45	0.45
1898	0.62	0.60	0.60	0.60	0.51	0.45
1899	1.29½	0.60	1.08	0.60	0.95	0.50
1900	0.84½	1.25	0.78½	1.10	0.69½	1.00
1901	0.89	0.80	0.79	0.70	0.64	0.60
1902	0.77	0.75	0.66	0.70	0.59	0.60
1903	0.81	0.85	0.72	0.75	0.61	0.65
1904	0.70	0.70	0.62	0.60	0.53½	0.55
1905	0.77	0.75	0.70	0.70	0.61	0.60
1906	0.75½	0.75	0.70	0.70	0.60	0.60
1907	0.75	0.75	0.70	0.70	0.60	0.60

Die Kohlen werden als Rückfracht von den am Eriesee gelegenen Verschiffungshäfen durch die Erzdampfer nach anderen Seehäfen verschifft, und zwar hauptsächlich nach Chicago, Milwaukee, Sheboygen, Duluth-Superior, Fort William, Port Arthur.

Die Verschiffung beginnt in Pittsburg. Dieselbe ist besonders rege in den Monaten Juli bis September, um für die Wintermonate die Konsumenten zu versorgen. So wurden z. B. von Pittsburg am 31. Juli 1906 9 350 000 Bushels weggeschleppt. Die Schleppzüge waren bis zu 17 Booten vereinigt.

Die Verschiffung der Kohle von den Eriehäfen nimmt jedoch noch viel größere Dimensionen an; so wurden von Buffalo 1906 allein 2 839 000 t Kohle verschifft.

Die Dampfer der gesamten nordamerikanischen und kanadischen Seeschiffahrt verbrannten im Jahre 1906 2 702 000 t.

Verladen von Kohle.

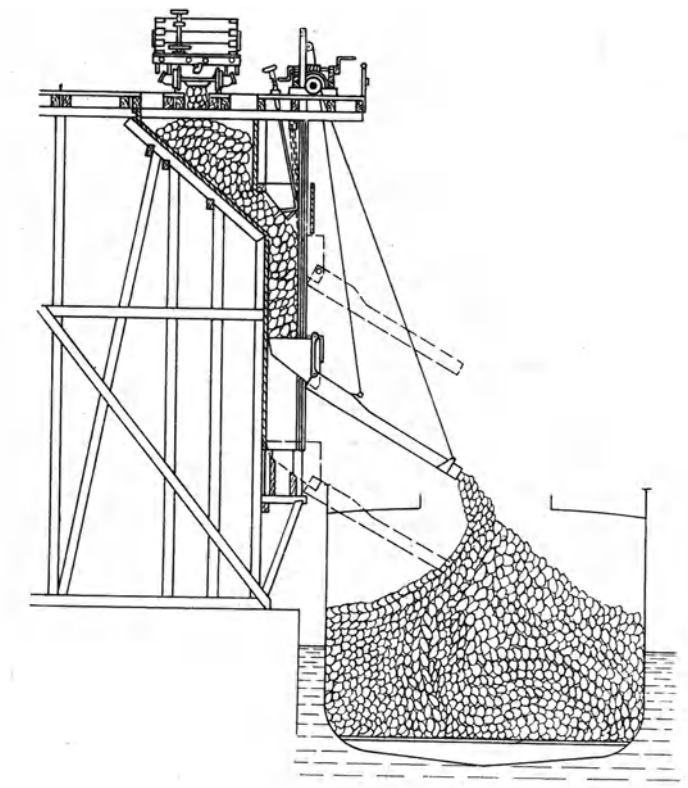
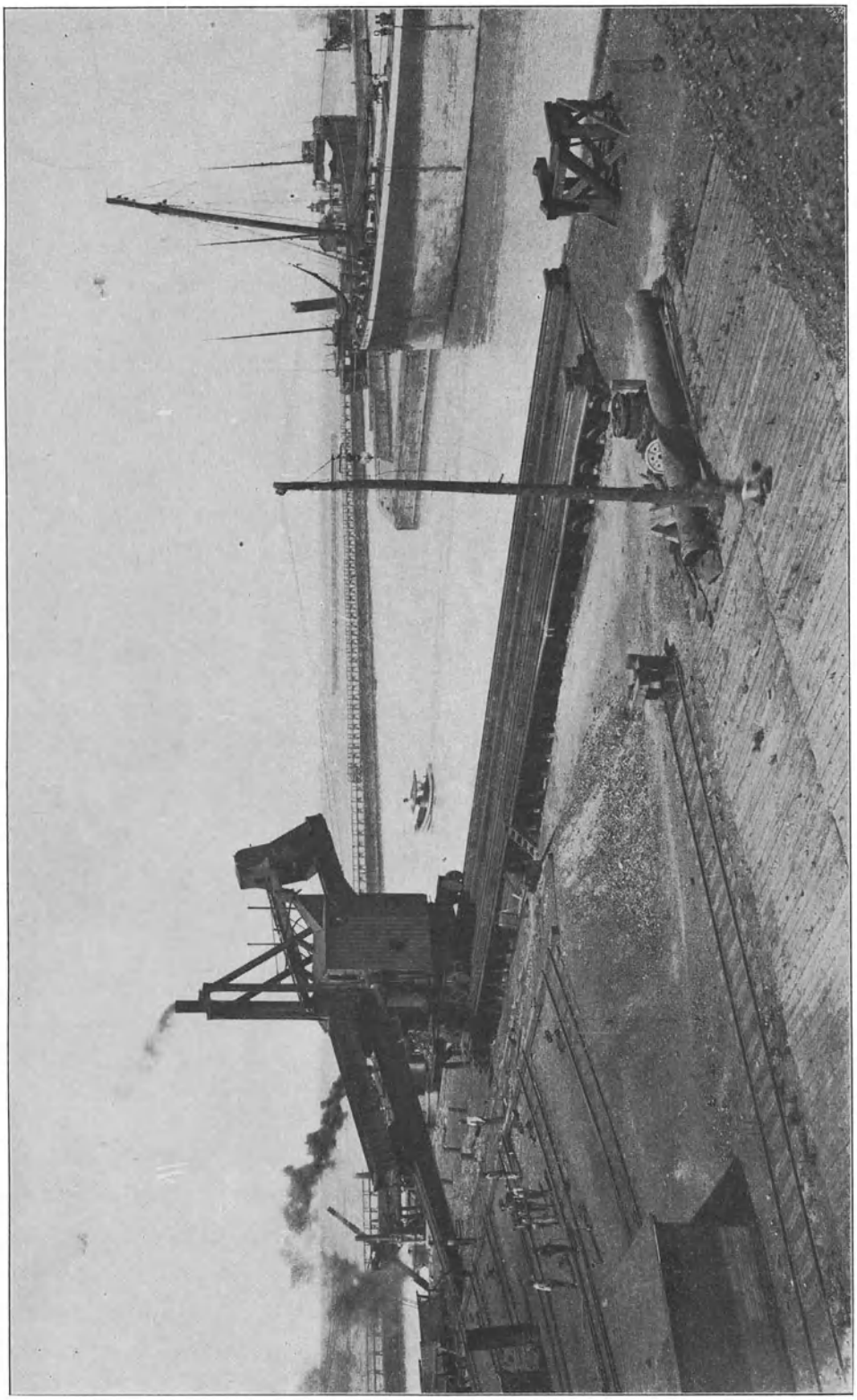


Fig. 25.

Eine andere Rekordleistung in der Verschiffung der Kohle erbrachte der Dampfer „Sprague", welcher in 59 Kähnen 53 000 t Kohle schleppte. Er hat damit den Dampfer „Finley" geschlagen, welcher 40 Kähne schleppte.

Die Verladung der Kohle geschieht fast ausschließlich durch Kohlenkipper, und zwar sind damit 21 Gesellschaften in den Häfen Toledo, Cleveland, Ashtabula, Erie, Conneaut und Buffalo beschäftigt. Eine Ladung von 10 000 t wird von den Wagen in längstens 10 Arbeitsstunden eingeladen.

In neuerer Zeit hat man dasselbe Prinzip wie bei den Erzdocks auch auf Kohle angewendet und große Kohlendocks errichtet. Das Profil eines Kohlendocks,



Kohlenkipper mit Rangiergleisen im Hafen von Ashtabula.

Fig. 26.

bei welchem die Gossen während des Füllens senkbar sind, wird in der Fig. 25 vorgeführt. Dieses Prinzip hat den Vorteil, daß der Fall der Kohle reduziert wird, die Kohle nicht in Stücke bricht und somit nicht entwertet wird.

Bekanntlich wird die amerikanische Kohle zumeist mit Maschinen erhauen, mit sogenannten Schrämmaschinen, wobei fast nur Stückkohle gewonnen wird.

Ein solches Kohlenbeladungsdock (Kipper) wurde in Lorain von der Baltimore und Ohio Ry. erbaut, und zwar mit einer Leistung von 800 t in der Stunde, wobei ein Rangierplatz für 80 Wagen vorgesehen ist. Alle 40 Minuten werden 10 Stück à 50 t geschüttet.

Die Empfangsstationen, die diesen Rücktransport der Kohle bewältigen, besonders diejenigen in Duluth-Superior, sind ähnlich den Verschiffungsstationen mit praktischen Auslademaschinen ausgerüstet. Durch die großen Erzdampfer wird der Transport der Kohle außerordentlich verbilligt. Eine 10 000 t Ladung wird an einem Tage ausgeladen.

Mittlere Tagesfrachten

für die Tonne Weichkohle von den Ohiohäfen am Eriesee nach

Jahr	Milwaukee Chicago 1139 km Cents	Escanaba 950 km Cents	Manitovoc 976 km Cents	Duluth 1410 km Cents
1898	28	26½	28½	23
1899	69	58	67	45½
1900	45	40	43½	40
1901	49	46	48	48½
1902	46½	41½	42	34½
1903	50½	45	46	41½
1904	47	40	47	37
1905	46½	41½	41½	33½
1906	46	42	42	35
1907	40	35	35	30

Das nächstwertvolle Massengut, welches in dem Gebiete der Großen Seen zur Verfrachtung gelangt, ist das **Getreide.** Seitdem die modernen Verkehrsmittel einen Ausgleich der Getreideproduktion hervorbrachten und hauptsächlich der Depeschendienst den gesamten Handel revolutionierte, spielen die Vereinigten Staaten als der größte Getreidelieferant der Welt die wichtigste Rolle auf den europäischen Getreidemärkten.

Kohlenverladung in Buffalo, N. A.

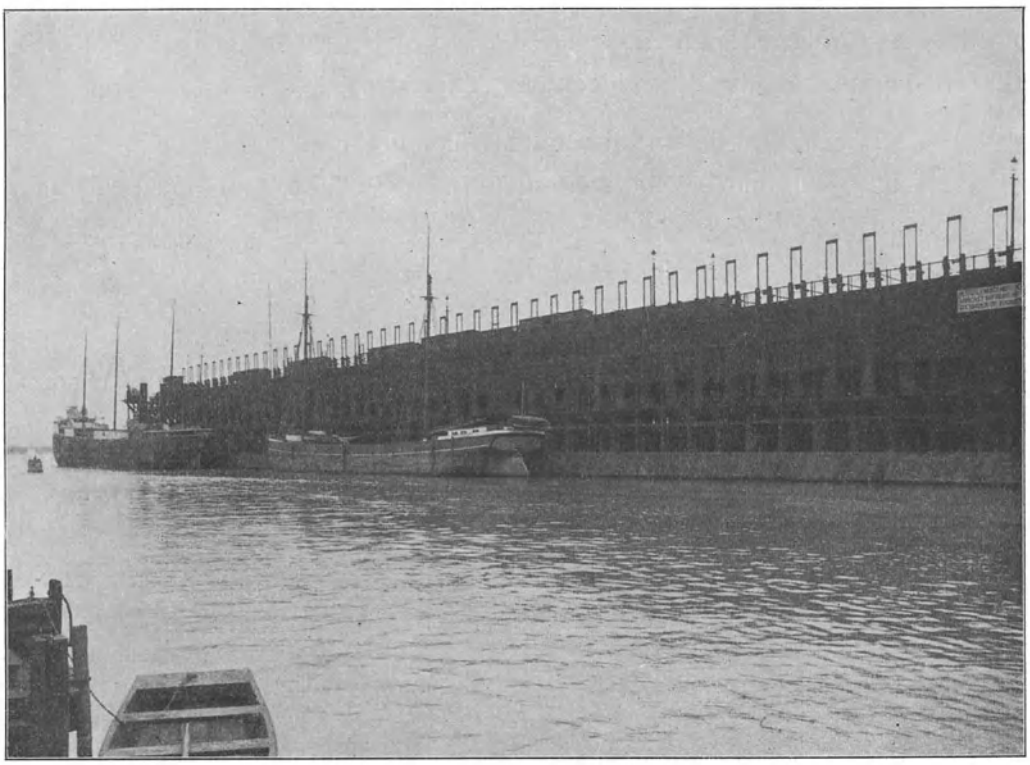


Fig. 27.

Die Getreidehäfen.

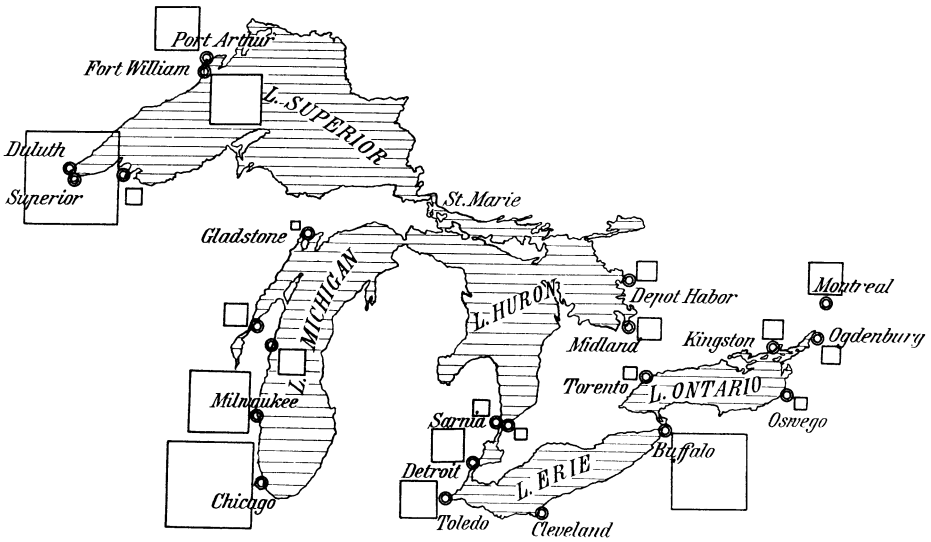


Fig. 28.

Die Landwirtschaft der Vereinigten Staaten erfreut sich äußerst günstiger Produktionsbedingungen. Sie verfügt vor allem über einen Reichtum an Grund und Boden. Dadurch erhalten die um die Großen Seen gelagerten Staaten ihre hohe Bedeutung für den Getreideexport Amerikas.

Die Maisernte steht an der Spitze aller geernteten Getreidearten. Die Hauptproduzenten sind die Seestaaten: Illinois, Indiana, Ohio, Pennsylvania,

Beladen eines Getreidedampfers.

Das Getreide rutscht aus den Luken in das Boot.

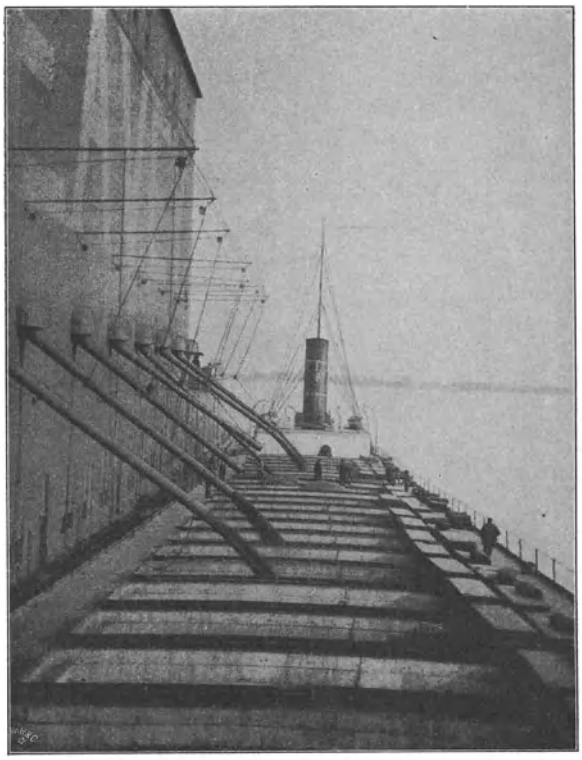


Fig. 29.

Wisconsin, Michigan, und Minnesota. Für die Weizenernte gelten als Hauptproduzenten: Minnesota, Ohio, Indiana, Illinois, Pennsylvania, Michigan und Wisconsin. Im Anbau von Hafer stehen wieder die Seestaaten: Illinois, Wisconsin, Minnesota, New York obenan.

Die großartig ausgestalteten Verkehrseinrichtungen Amerikas gestatten eine Konzentration enormer Massen von Getreide und bedingen dadurch eine

erhebliche Arbeitsersparnis. Zwei Eigenschaften des Getreides, seine Trockenflüssigkeit und die durch seine Gleichartigkeit ermöglichte Vertretbarkeit befähigen den Großhandel, sofort umfangreiche Mengen an jede Bedarfsstelle zu werfen.

In den Sammelelevatoren erfolgt die erste Gradierung bei der Einlieferung. Dadurch wird die Leistungsfähigkeit der vielen Getreideelevatoren voll ausgenützt.

Frachtraten

für Weizen von Chicago nach Buffalo in Cents pro Bushel 1431 km.

Jahr	Cents	Jahr	Cents	Jahr	Cents
1860	9.89	1876	2.90	1892	2.38
1861	11.53	1877	3.72	1893	1.66
1862	10.49	1878	3.07	1894	1.27
1863	7.51	1879	4.74	1895	1.97
1864	9.58	1880	5.76	1896	1.70
1865	9.78	1881	3.44	1897	1.56
1866	12.34	1882	2.50	1898	1.53
1867	6.67	1883	3.41	1899	2.71
1868	7.14	1884	2.18	1900	1.79
1869	6.81	1885	2.02	1901	1.42
1870	5.88	1886	3.68	1902	1.51
1871	7.62	1887	4.13	1903	1.41
1872	11.46	1888	2.56	1904	1.32
1873	7.62	1889	2.51	1905	1.67
1874	4.03	1890	1.96	1906	1.72
1875	3.42	1891	2.38	1907	1.57

Frachtraten

für Weizen von Duluth nach Buffalo in Cents pro Bushel 1565 km.

Jahr	Cents	Jahr	Cents	Jahr	Cents
1886	$3^1/_4$—3	1894	$1^1/_4$—3	1901	2.3
1887	2 —8	1895	3.50	1902	1.9
1888	2 —5	1896	2.12	1903	1.6
1889	2 —5	1897	1.75	1904	1.81
1890	2 —5	1898	1.8	1905	2.31
1891	$1^3/_4$—$9^1/_2$	1899	3.6	1906	2.19
1892	$2^1/_4$—4	1900	2.0	1907	1.86
1893	$1^1/_4$—$3^1/_2$				

Den vorgenannten Staaten stehen in den Häfen an den Großen Seen weite Lagerräume zur Verfügung. Die nachbenannten Häfen besitzen 127 Getreideelevatoren mit einem Einlagerungsraum von 140—150 Mill. Bushels, d. s. weit über 41 Millionen Meterzentner.

Der größte Getreide-Elevator der Welt in Porth Arthur, Canada.

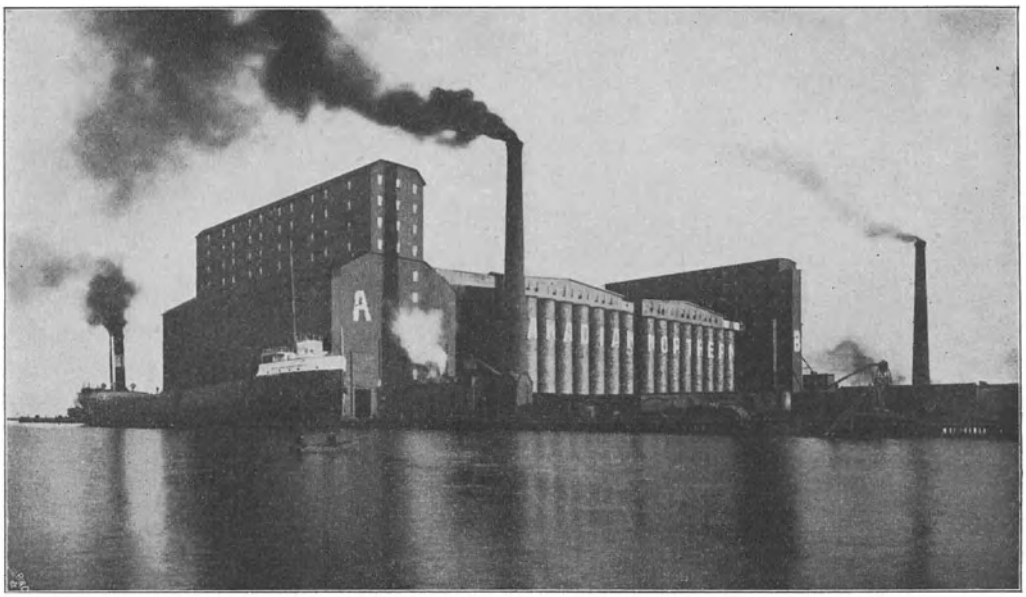


Fig. 30.

Der Obere See besitzt:

30 Elevatoren mit 15 Millionen Meterzentnern Fassungsraum.

Duluth—Superior, 24 Elevatoren mit 9 Mill. 7 986 000 M. Z. Fassungsraum.

Davon in Duluth 12 Elevatoren
in Superior 11 „
in Itasca 1 „

gemietet von neun Elevator Compagnien mit einem Gesamtfassungsraum von 9 789 000 Meterzentnern

		Meterzentner
Consolidated Elevator Co.	8 Elevatoren	2 980 000
Capital Elevator Co.	2 „	426 000
Great Northern E. Co.	3 „	1 775 000
Republic Elevator Co.	1 „	568 000
Superior Teminal Elevator Co.	2 „	640 000
Itasca Elevator Co.	1 „	355 000

		Meterzentner
Peawy-Duluth T. E. C.:		
(Globe Elevator Co.)	2 Elevatoren	1 136 000
Globe Elevator Co.	3 „	1 278 000
Belt Line Elevator Co.	2 „	640 000
Washburn Wis.:		
Chicago, St. Paul, Mineapolis Omaha		284 000
Fort William:		
Canadin Pacific Ry. / Western Elevator / Empire „	5 Elevatoren	zu 2 272 000
Port Arthur:		
Kings Elevator		227 200
British American Elevator (Peawy E. Co.)		2 000 000

Der größte Getreidespeicher der Welt.

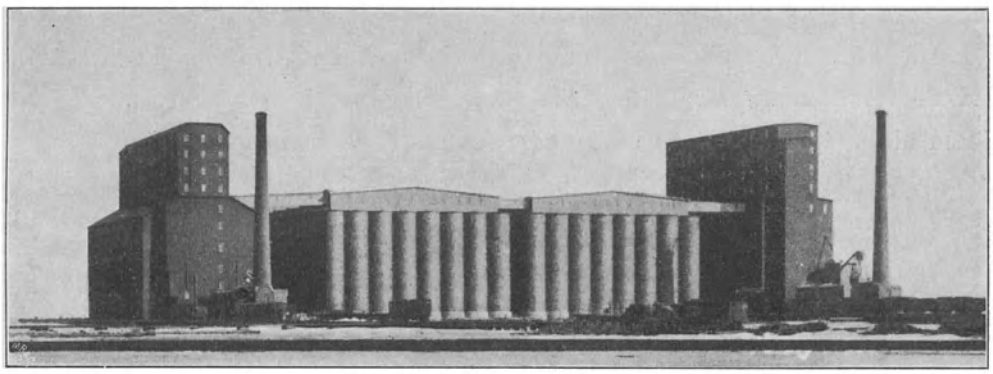


Fig. 31.

Der Huronsee besitzt:

10 Elevatoren mit einem Gesamtfassungsraum von 2 Mill. 578 720 Meterzentner.

Der Michigansee besitzt:

37 Elevatoren mit einem Gesamtlagerraum von 15 Mill. 172 440 Meterzentner.

Dazu kommen noch 17 private Elevatoren mit einem Fassungsraum von 2 786 040 Meterzentner; davon sind aber nur drei für die großen Dampfer zu Wasser zugänglich.

Der Eriesee besitzt:

36 Elevatoren, Gesamtlagerraum 7 Mill. 330 740 Meterzentner.

Der Ontariosee besitzt:

15 Elevatoren mit 2 Mill. 073 200 Meterzentnern Fassungsraum.

In welcher Weise die Verwendung der Getreideelevatoren in den Häfen an den Seen zugenommen hat, zeigt die Geschichte der Elevatoren von Buffalo.

Schon im Jahre 1828 begann daselbst der Getreidehandel einen großen Umfang anzunehmen. Der erste Elevator wurde von Evans errichtet. Die Elevatoren selbst sind zum Teil nach dem alten Speichersystem gebaut, zum Teil neuerer Konstruktion, aus von Eisen oder Eisenbeton gebauten Tanks, über welche Transportbänder laufen oder Verteilungshäuser errichtet sind.

Der Getreidehandel entwickelte sich folgendermaßen: 1836 wurden 543 461 Bushels, im Jahre 1876 jedoch schon 44 207 000 Bushels, im Jahre 1902 157 660 000 Bushels, die folgenden Jahre etwas weniger, so 1906 136 096 500 Bushel versandt. Das Getreideverschiffungsgeschäft ist überhaupt in Abnahme begriffen.

Die wichtigste Einrichtung, die Evans bei seinem Elevator zuerst anwendete, waren die Fallrohre nach dem Dampfer.

Die Elevatoren allerneuester Konstruktion befinden sich in Port Arthur und Fort William. Der British American Elevator besteht aus zwei Teilen, einem alten Speicherhause und einem neuen Tankelevator.

Getreide-Rekordladungen.

Dampfer „N. J. Jones“ entlud 370 373 Bushel = 100 520 Meterzentner Getreide am Mutual Elevator von 7 Uhr früh bis 4 Uhr nachmittags, ein anderes Mal 227 000 Bushel (6356 t) am Niagara Elevator von 7 Uhr früh bis 9 Uhr nachmittags, also in 22 Arbeitsstunden 3700 t, per Stunde 450 t.

Dampfer Harry Coulby . .	336 365 Bushel (9428 t)		Duluth-Buffalo
	300 155 „		Chicago-Buffalo
„ Mataafa	268 000 „		Chicago-Buffalo
„ J. H. Reed	275 000 „		Duluth-Buffalo
„ W. A. Rogers . . .	351 621 „		Duluth-Buffalo
	95 330 Meterzentner		
„ W. H. Becker . .	393 000 Bushel		Duluth-Buffalo
	11 004 t		
„ W. B. Davock . .	380 262 Bushel		Fort William
	10 848 t		Buffalo

Duluth-Superior.

1. August 1906 — 31. Juli 1907.

Angekommenes Getreide.

	Tonnen 1906—07	1905—06
August	2 629 615	2 336 030
September	11 143 594	10 785 357
Oktober	18 306 478	17 653 702
November	17 358 255	15 722 372
Dezember	7 590 638	7 943 455
Total in 5 Monaten	57 028 580	54 440 916
Januar	2 235 303	5 680 865
Februar	2 072 123	2 345 482
März	4 796 605	3 882 335
April	8 970 734	2 278 149
Mai	6 824 485	2 007 869
Juni	2 696 762	2 454 539
Juli	4 635 511	5 106 672
Total	89 260 103	79 196 827

Getreideverschiffung.

	1906—07	1905—06
August	6 354 171	2 582 984
September	7 245 668	6 844 535
Oktober	15 449 286	13 677 657
November	15 274 889	12 440 904
Dezember	11 419 198	12 293 887
Total in 5 Monaten	55 743 212	47 839 967
Januar	556 280	575 471
Februar	439 035	1 318 447
März	384 333	141 126
April	4 946 717	8 244 881
Mai	10 684 200	6 464 647
Juni	5 323 279	5 167 399
Juli	8 586 412	5 974 526
Total	86 663 468	75 725 864

Angekommen:

	1906—07	1905—06
Weizen	52 827 343	38 143 118
Korn	129 237	256 392
Hafer	4 608 410	11 924 292
Roggen	653 643	644 726
Gerste	10 449 849	11 083 087
Flachs	20 591 621	17 145 212

Verschifft:

	1906—07	1905—06
Weizen	48 057 950	31 592 238
Korn	136 107	259 211
Hafer	5 270 528	11 735 007
Roggen	730 820	638 712
Gerste	10 864 116	10 869 475
Flachs	21 603 947	20 631 111

Einen weiteren Glanzpunkt, eine weitere Ursache der großartig entwickelten Schiffahrt auf den Großen Seen, zeigt uns der **Sault St. Mary Falls Kanal** und sein Verkehr.

Wie schon erwähnt, bildete die Unterlage für die Erbauung dieses Kanals die kleine Flotte von 695 Registertonnen, für welche wir Europäer wahrscheinlich kaum eine einzige Signalstange angebracht hätten. Und dennoch ist bei dem fünfzigjährigen Jubiläum, welches im Juni 1905 gefeiert wurde ein so unerwarteter, ein so gewaltiger Aufschwung dargetan worden. Alle Hoffnungen waren tausendfach übertroffen; es war der größte Triumph eines Verkehrweges.

Die St. Mary Fälle, ähnlich der Prigrada des Eisernen Tores in Ungarn, sind etwa 1 km breit und 1,2 km lang; der Höhenunterschied selbst beträgt 5,03 m bis 6,20 m, je nach dem Wasserstande.

Der erste Kanal wurde auf kanadischer Seite gebaut, durch die North West Fur Co. im Jahre 1797/98. Die Schleuse war 11,60 m lang und 2,67 m breit, mit einer Nutzhöhe von 2,75 m. Ein Treidelweg ging neben dem Ufer. Damals wurden die Boote im Kanal durch den oberen Teil der Fälle mit Hilfe von Ochsen weiter geschleppt.

Diese Schleuse wurde im Unabhängigkeitskrieg 1814 von den Unionisten zerstört.

Den nächsten Schiffskanal baute die Union in den Jahren 1853—1855, nachdem der Kongreß Land dazu bewilligt hatte. Der Kanal war 1843 m lang, 19,50 m, am Boden 30,5 m breit, bei den Wasserfällen 4 m tief, mit einer Doppelschleuse aus Mauerwerk von 106,78 m Länge und 21,4 m Breite, mit 3,50 m Wasser und Nutzhöhe von je 2,75 m. Der Erbauer war der Ingenieur Charles T. Harwey, der das seltene Glück erlebte, das goldene

Verkehr im Sault St. Mary Kanal.

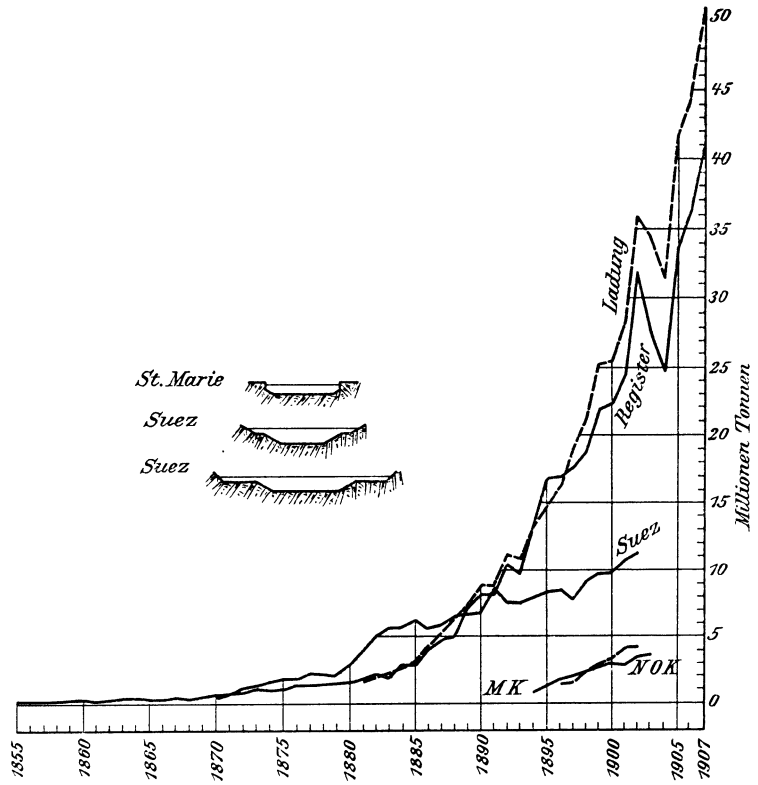
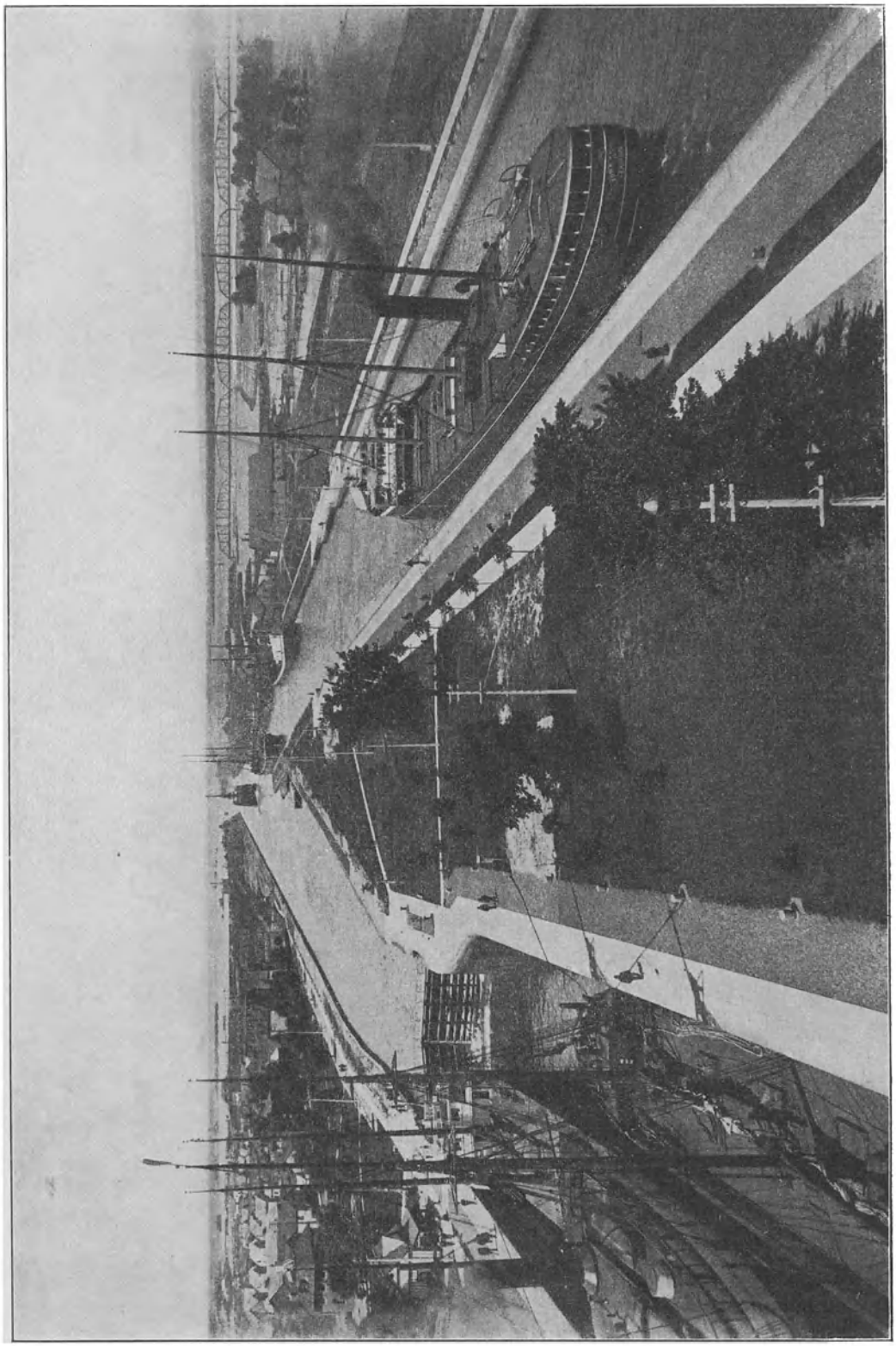


Fig. 32.

Jubiläum des Kanals noch mitzufeiern. Die St. Mary Falls Ship Canal Company war die Unternehmerin. Diese Schleuse wurde später abgetragen und an ihre Stelle die Poeschleuse gesetzt.

Die Weitzelschleuse wurde in den Jahren 1870—1881 erbaut und hat 157 m Länge, eine Kammerbreite von 24,40 m, mit einer Breite von 18,28 m bei der Einfahrt. Der obere Teil liegt 183,46 m, der untere 181,19 m über dem Meeresniveau bei New York. Seit der Erbauung wurde der Kanal auf 4,88 m vertieft und 48,77 m breit ausgebaggert. Die Einfahrt erhielt steile Wände. General Poe war der Erbauer.



Die Schleuse bei Sault St. Mary, N. A.

Auf kanadischer Seite wurde 1888—1895 der nördliche Kanal erbaut, etwa 3 m lang, 45,72 m breit, 6,70 m tief, mit einer Schleuse von 275 m Länge, 18,28 m Breite, 6,70 m Wasser am Süll.

Die Poeschleuse, angefangen 1887, vollendet 1896, ist 243,84 m lang, 30,48 m breit, 6,70 m tief.

Der amerikanische Kanal ist seit 1892 auf 7,62 m vertieft, die Einfahrten sind bis auf $21^3/_4$ km verlängert worden.

Die insgesamt aufgewendeten Kosten für den Kanal betragen seit 1855 90 Millionen Mark.

Die amerikanischen Schleusen werden hydraulisch betrieben, die Weitzelschleuse mit einem Druck von $9^1/_2$ Atm.; die Poeschleuse mit einem solchen von 16 Atm. Der kanadische Kanal hat elektrischen Betrieb. Die Poeschleuse kann in etwa sieben Minuten gefüllt werden; die Tore sind in zwei Minuten zu schließen, die Weitzelschleuse in demselben Zeitraum.

Die kanadische Anlage wird in acht Minuten geschlossen.

Die Ausschleusung eines Bootes von 110 m Länge kann in der Poeschleuse in elf Minuten geschehen sein. Die durchschnittlich benötigte Zeit betrug aber in der letzten Saison 29 Minuten, weil die Schiffe zu langsam ein- und ausfuhren. Gewöhnlich werden fünf Boote zu gleicher Zeit ausgeschleust. Die dazu benötigte Zeit in der kanadischen Schleuse betrug 16 Minuten. Von 1855—1881 wurde eine Gebühr von $6^1/_2$ Cents für die Registertonne erhoben, später jedoch allmählich auf $2^1/_2$ Cents herabgesetzt. Seit 1881, als die Regierung der Vereinigten Staaten die Schleusen übernahm, ist die Schleusung frei von allen Abgaben; die kanadische Seite folgte dann ebenfalls mit der Freigabe.

Die Bedienung der Schleusen versehen 20 Arbeiter, mit einer Diensteinteilung von früher 12 Stunden, jetzt von 8 Stunden, da Tag und Nacht durchgeschleust wird. Die Anlagen sind elektrisch beleuchtet.

Die Bedeutung des Sault St. Mary Kanal kann man nur richtig erfassen, wenn man seine Verkehrsziffer mit der des Suezkanals vergleicht. Während im Jahre 1851 etwa 12600 t durch die Eisenbahn auf der Landstrecke transportiert wurden, beträgt heute die beförderte Tonnage 41 098 324 Register-

tonnen. Der Wert der 1851 durchgehenden Güter, Bergwerksmaschinen, Getreide, Stückgüter, betrug 1 Million Dollar; vom Oberen See nach den unteren Seehäfen gingen Kupfer, Eisen, Blei und Fische im Werte von 675 000 Dollar. Heute passieren Waren im Gesamtwerte von 537 Millionen Dollar. In dem Zeitraum von 50 Jahren wuchs die Gewichtsmenge der Waren von

St. Mary Kanal.

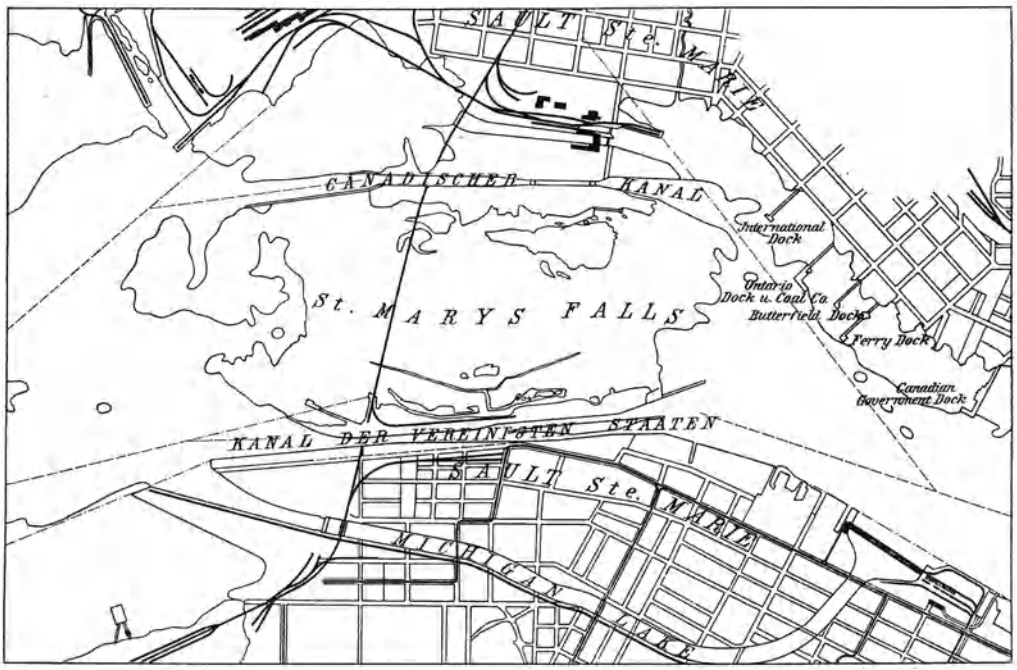


Fig. 34.

14 503 t auf 51 751 080 t. Im allgemeinen betrug der Zuwachs an Tonnage für die einzelnen Jahrzehnte wie folgt:

1855—1864	1 203 358 t 44 %	Zuwachs
1865—1874	4 829 247 t 12 %	„
1875—1884	14 868 639 t 17 %	„
1885—1894	80 343 218 t 17 %	„
1895—1904	253 002 697 t 12 %	„
1905	44 270 680 t	„
1906	51 751 080 t	„
	450 268 919 t	

Der Gesamtverkehr durch den amerikanischen sowie durch den kanadischen Kanal betrug im Jahre 1906 41 098 324 Registertonnen und 51 751 080 Gewichtstonnen. Er ergibt im Vergleiche mit dem Jahre 1905 einen Zuwachs von 4 480 625 Registertonnen resp. 7 480 400 Gewichtstonnen, d. i. eine Vermehrung um 12% bei der Registertonnage und um 17% bei den Gewichtstonnen.

Der Zuwachs wurde durch eine erhöhte Durchfuhr von Kohle, Mehl, Getreide, Manufakturwaren und Eisenerz erzielt. Im ganzen wurden 14 523 Schiffe durchgeschleust, d. s. 5% mehr als im vorigen Jahre.

Die Schiffahrtssaison dauerte acht Monate und neun Tage, was einen monatlichen Verkehr von 6 235 070 t bedingt. Die Tiefe des Wassers war im Mittel 19′ 4″. Die beiden amerikanischen Kanäle leisteten 87% der totalen Fracht, 85% der Registertonnen und 49% von der Anzahl der Passagiere. Der kanadische Kanal leistete 13% der Gewichtstonnen resp. 15% der Registertonnen.

Eröffnet wurde der amerikanische Kanal am 13. April und geschlossen am 17. Dezember, der kanadische Kanal am 14. April und geschlossen am 22. Dezember.

Die durch den Kanal beförderte Fracht hatte einen Wert von 537 1/2 Mill. Dollars; den Kanal befuhren 879 Schiffe, deren Wert mit 94 1/2 Mill. Dollar angegeben ist.

In welcher Weise sich der Verkehr über das ganze Jahr verteilt, zeigt folgende Aufstellung: Westwärts gingen 20 560 408 Registertonnen, ostwärts gingen 20 537 916 Registertonnen.

Über die verschiedenen Güter gibt folgende Tabelle Aufschluß:

	Tonnen
Kupfer	107 633
Getreide	1 240 541
Steine	6 222
Mehl	648 475
Eisenerz	35 557 042
Gußeisen	20 919
Holz	1 525 348
Weizen	2 528 139
Stückgüter	150 586
Passagiere	31 805

Der Wert aller Frachtgüter beträgt:

	Dollar
Hartkohle	5 825 406
Weichkohle	19 320 638
Mehl	22 280 470
Weizen	67 417 086
Getreide	38 583 640
Eisenerze	121 981 795
Walzeisen	29 614 886
Kupfer	36 595 220
Holz	19 813 882
Stückgüter	170 227 650

Alle diese Güter bezahlten 36 666 889 Dollar für Fracht.

Die Segelschiffe und Leichter nahmen im Jahre 1888 mit 33 % teil an der Passage, welche in dieser Höhe bis etwa 1898 erhalten wurde, von da an aber auf 11 % in 1906 sank.

Am 25. Juni 1906 fand die größte Anzahl Durchschleusungen statt, und zwar gingen 371 000 t durch den Kanal, eingeladen in 122 Schiffen, mit einer Registertonnage von 244 804. Am 20. und 21. Dezember passierte kein Schiff den Kanal. Die größte Anzahl Schleusungen fanden an einem Tage statt.

Bezüglich der Größe ist interessant, daß passierten:

Tonnen Schiffsgröße	Anzahl Passagen im Kanal	Tonnen geladene Fracht	Tonnen Mittlere Ladung	Anteil %
1—1000	7 755	3 124 402	403	6,3
1000—2000	4 483	9 962 257	2 222	19,3
2000—3000	2 113	7 400 240	3 502	14,3
3000—4000	4 128	17 666 011	4 280	34,1
4000—5000	1 472	7 516 690	5 106	14,5
5000—6000	1 004	5 982 662	5 959	11,6
nicht registrierte	1 200	93 818	82	0,2

Vergleich des Gesamtverkehrs.

Jahr	Anzahl Schiffe		Suez	St. Mary Kanal	
	Suez	St. Mary	Netto Reg. Ton.	Reg. Ton.	Fracht-Gewichts-tonnen.
1855 .	—	—	—	106 296	—
1856 .	—	—	—	101 458	—
1857 .	—	—	—	180 820	—
1858 .	—	—	—	219 819	—
1859 .	—	—	—	352 642	—
1860 .	—	—	—	403 657	—
1861 .	—	—	—	276 639	—
1862 .	—	—	—	359 612	—
1863 .	—	—	—	507 434	—
1864 .	—	—	—	571 438	—
1865 .	—	—	—	409 062	—
1866 .	—	—	—	458 530	—
1867 .	—	—	—	556 899	—
1868 .	—	—	—	432 563	—
1869 .	—	—	—	524 885	—
1870 .	486	1 828	436 009	690 826	—
1871 .	765	1 637	761 467	752 101	—
1872 .	1 082	2 004	1 160 743	914 735	—
1873 .	1 173	2 517	1 367 767	1 204 446	—
1874 .	1 264	1 734	1 631 650	1 070 857	—
1875 .	1 494	2 033	2 009 984	1 259 534	—
1876 .	1 457	2 417	2 006 771	1 541 676	—
1877 .	1 663	2 451	2 355 447	1 439 216	—
1878 .	1 593	2 567	2 269 678	1 667 136	—
1879 .	1 477	3 011	2 263 332	1 677 071	—
1880 .	2 026	3 453	3 057 421	1 734 890	—
1881 .	2 727	3 823	4 136 779	2 092 757	1 567 741
1882 .	3 198	4 402	5 074 808	2 468 088	2 029 521
1883 .	3 307	4 078	5 775 861	2 042 259	2 267 259
1884 .	3 280	5 318	5 871 500	2 997 837	2 874 557
1885 .	3 620	5 043	6 335 753	3 035 937	3 256 628
1886 .	3 100	7 118	5 767 655	4 219 397	4 527 759
1887 .	3 137	9 355	5 903 024	4 897 598	5 494 649

Jahr	Anzahl Schiffe		Suez	St. Mary Kanal	
	Suez	St. Mary	Netto Reg. Ton.	Reg. Ton.	Fracht-Gewichtstonnen
1888 .	3 440	7 803	6 640 834	5 130 559	6 411 423
1889 .	3 425	9 579	6 783 187	7 221 935	7 516 022
1890 .	3 389	10 557	6 890 094	8 454 435	9 041 213
1891 .	4 207	10 191	8 698 777	8 400 685	8 888 759
1892 .	3 350	12 580	7 712 028	10 647 203	11 214 333
1893 .	3 341	12 008	7 659 059	9 849 754	10 796 572
1894 .	3 352	14 491	8 039 175	13 110 366	13 195 860
1895 .	3 434	17 956	8 448 383	16 806 781	15 062 580
1896 .	3 409	18 615	8 560 283	17 249 418	16 239 061
1897 .	—	17 171	7 899 373	17 619 933	18 982 755
1898 .	3 503	17 771	9 238 603	18 622 754	21 234 664
1899 .	3 607	20 255	9 893 022	21 958 347	25 255 810
1900 .	3 441	19 495	9 738 192	22 315 834	25 643 073
1901 .	3 699	20 041	10 823 840	24 626 976	28 403 065
1902 .	3 708	22 659	11 248 413	31 955 582	35 961 146
1903 .	3 761	18 596	11 907 288	27 736 444	34 674 437
1904 .	4 237	16 120	13 401 835	24 364 138	31 546 106
1905 .	—	21 679	13 089 381	36 617 699	41 098 324
1906 .	—	22 155	—	44 270 680	51 751 080
1907 .	—	—	—	—	—

Diskussion.

Herr Professor Laas:

Der Herr Vortragende hat uns ein Bild über die Schiffahrt auf den nordamerikanischen Seen gegeben, welches direkt überraschend ist. Wenn wir die dortigen Verhältnisse mit den unsrigen vergleichen wollen, dann müßten wir annehmen, daß England mit seinen Kohlen, Schweden mit seinen Erzen und Südrußland mit seinem Getreide an einem See gruppiert lägen und daß dazu noch ein Kanal träte, der den dreifachen Verkehr des Suezkanals hat. Das sind wirklich nahezu märchenhafte Verhältnisse, wenn wir bedenken, daß alle diese Hafeneinrichtungen auf einem einheitlichen Prinzip aufgebaut sind, daß Schiffe und Hafeneinrichtungen zusammenstimmen, um den Massentransport in kürzester Zeit zu bewältigen. Man kann sich nicht vorstellen, daß da noch viel verbessert werden

könnte, und man hat den Eindruck, daß selbst, wenn später einmal Nachrichten über die Kanäle des Mars und seine Schiffahrt zu uns kommen, sie nicht viel anders lauten können als die über die Schiffahrt an den nordamerikanischen Seen.

Uns interessiert aber hier besonders der dortige Schiffbau. Aus den letzten Ausführungen des Herrn Vorredners habe ich entnommen, daß die Wahlebacksteamer jetzt im Aussterben sind. Ich hatte in dem gedruckten Vortrage diesen Typ vermißt. Vor 10 Jahren hatte man die Empfindung, daß es nicht mehr lange dauern würde, bis dort nur noch Whalebacksteamer fahren. Heute scheint sich das geändert zu haben. Um so überraschender ist es, daß dieser Typ, welcher für die Frachtschiffahrt sich nicht bewährt hat, für Passagierdampfer eingeführt werden soll. Herr Renner hat uns hier das Bild des „Christopher Columbus", eines Whaleback-Personendampfers gezeigt; ich möchte fragen, ob dies dasselbe Schiff ist, das auf der Ausstellung von Chicago 1893 gewesen ist. Das Schiff wurde damals von verschiedenen Seiten sehr abfällig beurteilt; der frühere Chefkonstrukteur der deutschen Marine, Herr Dietrich, hat sogar in seinem Reisebericht die Idee direkt als töricht bezeichnet. Sollte es dasselbe Schiff sein, welches 1893 auf der Ausstellung war und sollte, wie der Herr Vortragende ausgeführt hat, bereits ein neuer Passagierdampfer wieder nach dem Whalebacktyp gebaut werden, so wäre das ein Beweis dafür, wie vorsichtig wir mit dem Urteil über uns seltsam anmutende Bauarten der Amerikaner sein müssen. Der Schiffbau an den nordamerikanischen Seen ist in mancher Beziehung für Europa vorbildlich geworden. Ich erinnere nur daran, daß die jetzt vielgeschmähten Whalebacksteamer Anlaß gegeben haben zu dem neuen Typ der Turretdampfer. Wie Ihnen vielleicht bekannt ist, kam anfangs der neunziger Jahre ein solcher Whalebackdampfer mit einer Getreideladung direkt von Duluth (West Superior) nach Liverpool, erregte dort großes Aufsehen und gab Anlaß dazu, daß man sich mit der Frage beschäftigte, ob solche abgerundeten Decks seefähig wären. Daraus sind die Turretdeckdampfer entstanden, welche sich als Spezialtyp für bestimmte Frachten durchaus bewährt haben.

Weiter möchte ich daran erinnern, daß die Massentransporte der amerikanischen Seen Anregung gegeben haben zur Einführung von Krananlagen auf den dortigen Werften. Ich brauche nur die Brown Hoisting Co. und deren Cantilever-Kran zu nennen, so wissen Sie, daß diese als Hellingkrane an den Seen und an der Ostküste Nordamerikas viel benutzt werden, daß sie auch für England gebaut worden sind und in einer Ausführung auch nach Deutschland gekommen sind. Auch hier wieder dasselbe Bild. Sie haben sich in der ursprünglichen Form nicht voll bewährt, aber sie haben Anregung gegeben zu weiterer Ausführung von Hellingkran-Anlagen. Ich brauche weiter nur daran zu erinnern, daß auch die pneumatischen Werkzeuge zuerst an den nordamerikanischen Binnenseen im Schiffbau verwendet würden.

Aus alledem ist zu entnehmen, daß die amerikanischen Seen für uns immer noch eine der besten Gegenden sind für Studienreisen, um Anregungen zu empfangen. Allerdings muß man da vorsichtig sein, man darf nicht einfach kopieren. Ein kritischer Vergleich aber ist die beste Grundlage für den Fortschritt. Wir müssen daher dem Herrn Vortragenden sehr dankbar dafür sein, daß er uns das, was bislang meist nur durch gelegentliche Nachrichten, zum Teil sehr stark entstellt, bekannt geworden ist, hier zusammenhängend vorgeführt hat.

Herr Dipl.-Ing. W. Renner:

Im Anschlusse an den sehr geehrten Vorredner Herrn Professor Laas will auch ich bestätigen, daß mich das Studium dieser Ladeeinrichtungen angeregt hat, Einrichtungen ähnlicher Art für die zu erbauenden österreichischen Kanäle vorzuschlagen, da es sich hier in erster Reihe um einen Massentransport von Kohle handelt. Natürlich kann man diese

Einrichtungen nicht direkt kopieren, sondern sie werden bei unseren Verhältnissen wohl im verkleinerten Maßstabe zur Ausführung kommen.

Weitere Aufklärungen will ich über den Dampfer „Christopher Columbus“ geben; es ist dies wahrscheinlich derselbe Dampfer, da nur ein solcher Dampfer für die amerikanische Schiffahrt gebaut wurde, und solche Dampfer auf dem Mississippi nicht verkehren können. Derselbe kann 4000 Passagiere aufnehmen und ist im Jahr 1893 erbaut worden. Seine Länge beträgt 363', die Breite 43'; er hat eine Brutto-Tonnage von 1511 Tonnen, die Geschwindigkeit beträgt 20 Miles.

Die Goodrich Transit Company in Chicago ist mit dem Dampfer außerordentlich zufrieden und unterhält mit ihm einen Tagesdienst zwischen Chicago und Milwaukee.

Voriges Jahr bestellte diese Gesellschaft einen zweiten Dampfer, der sich wahrscheinlich schon im Betriebe befindet.

Die Whalebacksteamer sind natürlich Vorbilder für die Turretschiffe; die Konstrukteure selbst sind seinerzeit in Budapest gewesen, um für ihre Schiffsform Propaganda zu machen und dieselben bei uns einzuführen. Heute sind sämtliche Whalebacksteamer aus der Schifffahrt der Großen Seen ausgeschaltet und verkauft worden, sie sind von besseren Schiffstypen verdrängt.

Jetzt ist der umgekehrte Prozeß im Gange, daß England Turretschiffe und Cantileverkranschiffe nach den Großen Seen liefert. Sie werden in England gebaut und zumeist ihrer Länge wegen in zwei Hälften geschnitten, damit sie den Wellandkanal passieren können. Die Werft von Raylton Dixon & Co. baute solche Dampfer für die Großen Seen. Sobald diese Schiffe den Wellandkanal passiert haben, werden sie im Dock zusammengesetzt, genietet und dem Betriebe übergeben. Von den Turretschiffen fuhren auf den Großen Seen bis 1906 4 Stück, und zwar: Turret Cape, Turret Chief, Turret Court, Turret Crown, die direkt von England gekommen sind. Hiermit schließe ich meine Ausführungen.

Vorsitzender:

Herr Diplom-Ingenieur Renner ist trotz seiner geschäftlich außerordentlich in Anspruch genommenen Zeit von Budapest hierhergekommen, um uns einen sehr interessanten und für viele von uns ganz neuen und, was die vorgeführten staunenswerten Verhältnisse anbelangt, außerordentlich fesselnden Vortrag zu halten. Ich bitte Sie deshalb, m. H., ihm nochmals unsere Dankbarkeit für sein Entgegenkommen auszudrücken. (Lebhafter Beifall.)

Vorträge

der

X. Hauptversammlung.

XV. Über moderne Turbinenanlagen für Kriegsschiffe.

Vorgetragen von Direktor ***G. Bauer****-Stettin.*

Nach langen Jahren ernster Erwägungen hat sich in der allerletzten Zeit mit überraschender Schnelligkeit die Überzeugung Bahn gebrochen, daß die Dampfturbine als Antriebsorgan moderner Kriegsfahrzeuge der Kolbenmaschine in fast allen Fällen vorzuziehen ist.

Zuerst zeigte sich dies bei den Torpedobooten. Die Geschwindigkeit dieser Fahrzeuge steigerte sich von Jahr zu Jahr, so daß der sichere Betrieb mit Kolbenmaschinen bei dem beschränkten Gewicht und den enormen Leistungen beinahe zur Unmöglichkeit wurde. Die sachgemäße Wartung dieser Maschinen, welche bei den forcierten Fahrten in eine Wolke von Öl, Wasser und Dampf eingehüllt sind, wurde derartig schwierig, daß die Gefahr ernster Havarien im entscheidenden Moment drohend zunahm. Hier konnte die Turbine am leichtesten das Feld erobern, zumal da, wie wir im folgenden sehen werden, die Konstruktion vorteilhafter Turbinen bei den hohen Geschwindigkeiten und Leistungen dieser Boote verhältnismäßig die geringsten Schwierigkeiten bietet.

Logischerweise hat sich hieran der Einbau von Turbinen in schnelle Kreuzer angeschlossen, denn auch bei diesen Schiffstypen können nur ganz leicht gebaute Kolbenmaschinen verwendet werden, während die Bedingungen für den Bau der Turbinen sehr günstig werden. Ebenso logisch ist man mit der Einführung der Turbinen von den kleinen Kreuzern zu den großen Kreuzern übergegangen. Die Erfahrungen endlich, welche mit den Turbinen der vorgenannten Schiffstypen gewonnen worden sind, ermöglichten es auch, die Linienschiffe mit sicherer Aussicht auf Erfolg mit Turbinen auszustatten; jetzt ist der gegebene Moment, auch hier die Kolbenmaschine durch die Dampfturbine zu ersetzen.

Das Verdienst für diese überraschend schnelle Entwicklung gebührt in erster Linie dem Erfinder der Parsons-Turbine, Charles Algernon Parsons und

Längsschnitt durch den Hochdruckzylinder einer Parsons-Schiffsturbine.

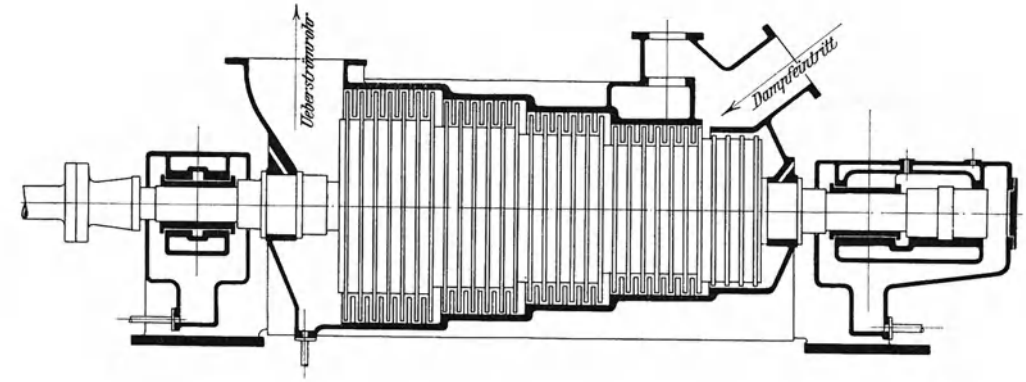


Fig. 1.

Längsschnitt durch die Niederdruck- und Rückwärtsturbine einer Parsons-Schiffsturbine.

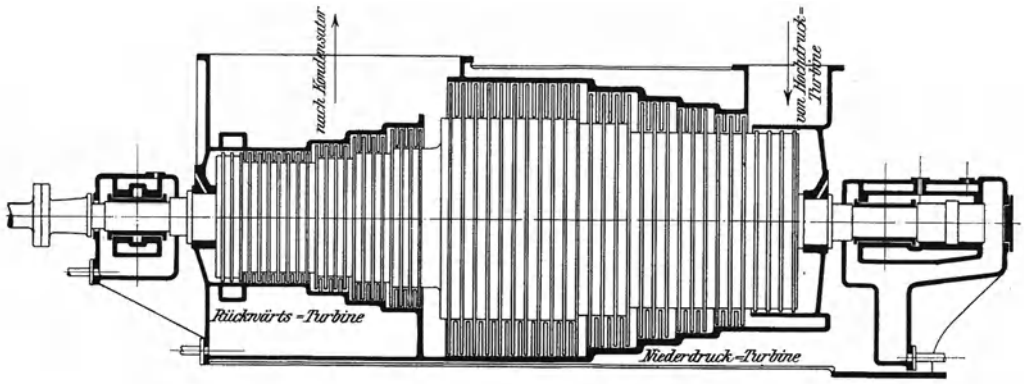


Fig. 2.

Längsschnitt durch die Marschturbine einer Parsons-Schiffsturbine.

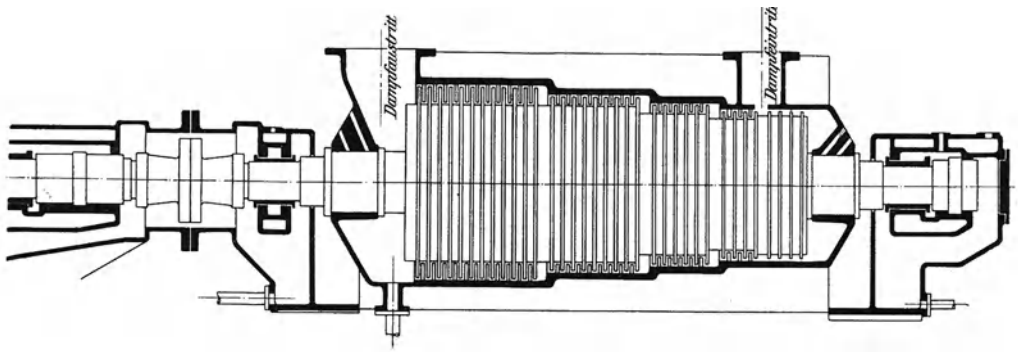


Fig. 3.

den Firmen, welche sein System ausgebildet haben. In der kurzen Zeitspanne von nur 15 Jahren seit dem Bau des ersten Turbinendampfers, der „Turbinia", ist die Parsons-Turbine zu der heutigen Vervollkommnung gediehen, ja man kann sagen, sie ist soweit entwickelt, daß wesentliche Verbesserungen kaum mehr zu erwarten sind.

Es ist selbstverständlich, daß die Erfolge des Parsonsschen Systems die Konstrukteure ermutigten, auch andere Turbinenkonstruktionen für den Schiffsantrieb zu erproben. So entwickelten sich in den letzten Jahren die Curtis-Turbine und die Turbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, später die Turbinen von Zoelly und Schichau als Antriebsorgane von Schiffen.

Zunächst seien mir einige Worte zur Beschreibung dieser Turbinensysteme gestattet.

Die Parsons-Turbine ist eine Reaktionsturbine, d. h. es wird bei derselben sowohl im Leitrad als auch im Laufrad Druck in Geschwindigkeit umgesetzt. Sie besteht lediglich aus beschaufelten Trommeln, es sind alle Schaufelkränze von Anfang bis zu Ende voll beaufschlagt. Die allgemein bekannte Konstruktion zeigt Fig. 1 bis 3. Wegen des geringen Druck- bezw. Wärmegefälles, welches in jedem Schaufelkranz ausgenutzt werden kann, muß die Turbine eine sehr große Anzahl von Schaufelkränzen erhalten und erreicht daher eine ganz außerordentliche Länge. Fig. 4 gibt einen Vergleich der Außendimensionen einer Parsons-Turbine und einer A. E. G.-Turbine von gleicher Leistung, gleicher Tourenzahl und gleicher Ökonomie. Die Parsons-Turbine ist entgegen den üblichen Ausführungen so

Vergleich zweier gleichwertiger Turbinen System Parsons mit System A. E. G.

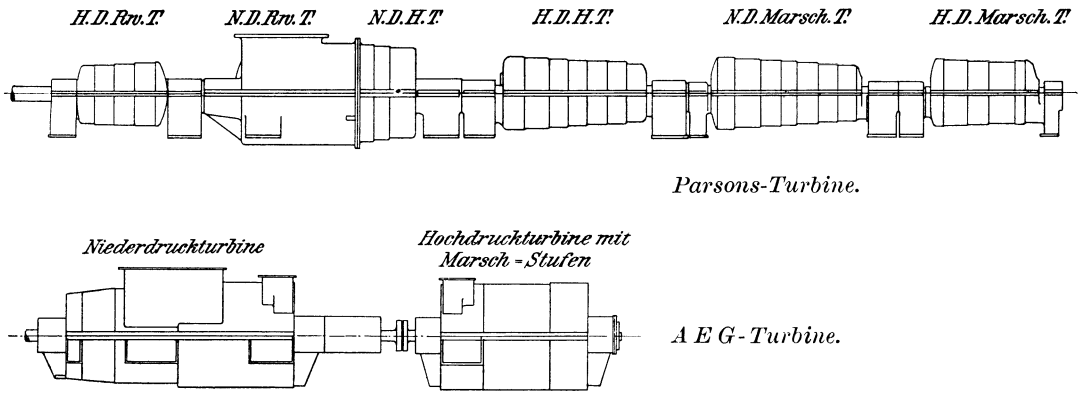


Fig. 4.

gezeichnet, wie wenn dieselbe in ihrer ganzen Ausdehnung auf einer Schiffswelle untergebracht wäre. Die Länge der Parsons-Turbine ist hier so bedeutend, daß sich wohl schwerlich Schiffsräume zur Unterbringung derselben finden würden. In genialer Weise hat Parsons diese Schwierigkeit für den Schiffsantrieb beseitigt, indem er nur einen Teil der Turbine an einer Welle, den Rest an einer zweiten oder dritten Welle anordnete und so den Dampf seine Arbeit der Reihe nach an mehreren Wellen verrichten ließ. Die allgemein bekannte Anordnung zeigt Fig. 5.

Maschinenanlage eines Kreuzers mit Parsons-Turbinen.

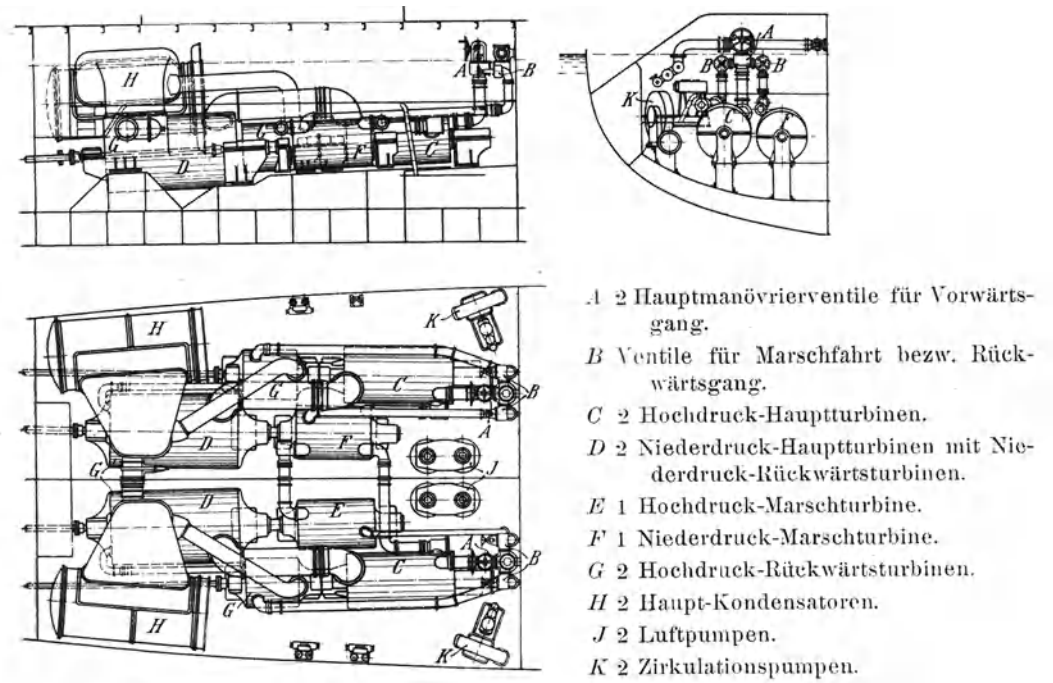


Fig. 5.

Die Curtis-Turbine ist eine reine Aktions- oder Druckturbine, d. h. es wird nur in dem Leitapparat Druck in Geschwindigkeit umgesetzt, während in dem Laufapparat diese Geschwindigkeit in mechanische Arbeit verwandelt wird. Die Curtis-Turbine besteht nur aus beschaufelten Rädern, welche zum größten Teil partiell beaufschlagt sind. Nur bei den letzten Niederdruckrädern tritt der Dampf am ganzen Umfang durch. Das Charakteristische der Curtis-Turbine ist die ausschließliche Verwendung von mehrkränzigen Rädern, d. h. von Rädern, auf deren Umfang 3—4 Laufradkränze angeordnet sind,

zwischen denen sich 2—3 Umkehrschaufelkränze befinden. Diese Anordnung ermöglicht die relativ ökonomische Ausnutzung sehr hoher Druckgefälle bei einem Minimum von Umfangsgeschwindigkeit. Diese Turbine ist daher für die Erzielung geringer Tourenzahlen besonders geeignet, wenn der Raum für die Unterbringung erheblicher Raddurchmesser zur Verfügung steht. Fig. 6 zeigt den Längsschnitt einer Curtis-Turbine für einen kleinen Kreuzer.

Längsschnitt durch eine Curtis-Turbine für einen kleinen Kreuzer.

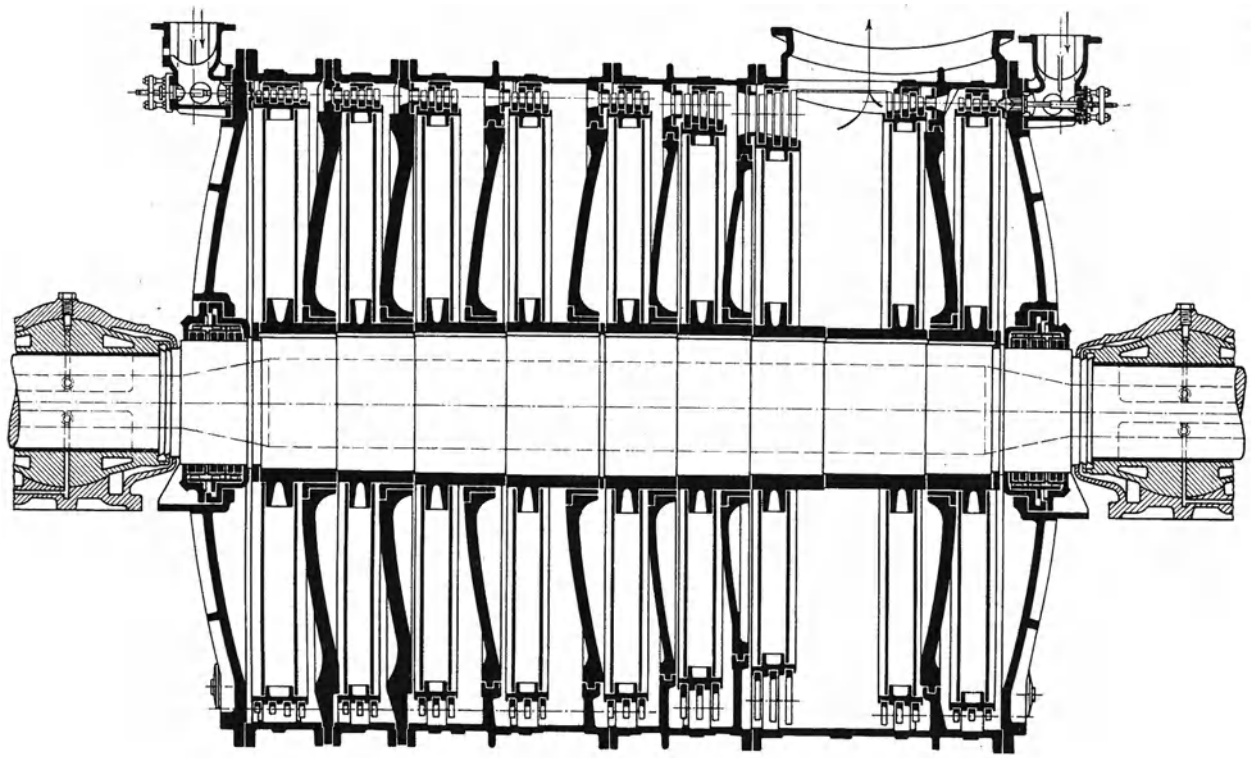


Fig. 6.

Die Turbine System der A. E. G. ist hervorgegangen aus der Curtis-Turbine. Der Hochdruckteil derselben besteht aus Curtis-Rädern, der Niederdruckteil aus einer hauptsächlich nach dem Aktionsprinzip beschaufelten Trommel. Die Turbine hat den großen Vorteil, daß die Curtis-Räder in den ersten Stufen eine vorteilhafte Verarbeitung des Druckgefälles bei kleiner Baulänge gewährleisten, während die Trommel die großen Wärmegefälle des Niederdruckteiles sehr ökonomisch ausnutzt. Fig. 7 (Lichtbild) zeigt den Längsschnitt durch die Hochdruck- und Niederdruckturbine eines kleinen

Kreuzers, welche beide wegen ihrer geringen Länge auf einer Welle angeordnet werden können. Zwischen beiden Turbinen ist das Drucklager angeordnet. Der Hochdruckteil erzeugt keinen achsialen Dampfschub. Die Trommel ist mit einem geschlossenen Boden versehen. Der Druck auf diesen Boden wirkt dem Propellerschub entgegen und wird teils durch diesen, teils durch das Drucklager aufgenommen. Ausgleichkolben und Labyrinth sind nicht erforderlich. Fig. 8 (Lichtbild) zeigt die Turbine eines Torpedobootes. Hochdruckteil, Niederdruckteil und Rückwärtsturbine sind in einem Gehäuse vereinigt. Die eminenten Vorzüge dieses Systems veranlaßten den „Vulcan", Stettin, die Fabrikation solcher Turbinen aufzunehmen und sich dafür im Großen einzurichten.

Die Zoelly-Turbine kommt gegenwärtig in Deutschland für Schiffsturbinen nur in der Bauart Germaniawerft zur Ausführung. Sie ist eine reine Aktionsturbine. Der Hochdruckteil besteht aus mehrkränzigen Aktionsrädern mit 2 oder mehr Geschwindigkeitsabstufungen in jeder Druckstufe. Den Niederdruckteil bildet eine Aktionstrommel mit reiner Druckabstufung, d. h. also ohne Geschwindigkeitsabstufung. Der Dampf expandiert in den Räderstufen von Kesselspannung bis auf etwa 1 Atm. und tritt alsdann durch die Trommel zum Kondensator. Dasselbe gilt für die in demselben Gehäuse sitzende Rückwärtsturbine. Um die für den Schiffsbetrieb erforderliche Regulierung der Leistung in weiten Grenzen ohne sonderliche Einbuße an Ökonomie zu ermöglichen, ist eine Dampfzuführung in verschiedenen Stufen des Hochdruckteiles vorgesehen. Der Aufbau einer derartigen Turbine geht aus Fig. 9 (Lichtbild) hervor.

Die Schichau-Turbine besteht aus einer oder mehreren beschaufelten Trommeln. Die Hochdruckstufen werden mit oder ohne Geschwindigkeitsabstufung ausgeführt und partiell oder auch voll beaufschlagt. Dementsprechend werden zwischen den einzelnen Hochdruckstufen, falls dies notwendig, Abdichtungen verschiedener Konstruktion vorgesehen. Der Niederdruckteil wird mit Reaktionsstufen versehen. Eine solche Turbine für Einzelwellenantrieb zeigt Fig. 10 (Lichtbild). Der wesentliche Teil dieser Konstruktion ist die Ausbildung der Entlastung, d. h. die Vorrichtung, um den Propellerschub durch den Dampfschub in der Turbine auszugleichen und dabei eine einfache und leichte Konstruktion zu erhalten. Der vom Schaufelschub nicht ausgeglichene Propellerschub wird durch den Druck auf den eingesetzten Trommelboden aufgenommen. Die eine Seite dieses Bodens ist dem Druck einer bestimmten Stelle der Beschaufelung, die andere Seite dem Kondensatordruck ausgesetzt.

Wir gehen jetzt über zur Betrachtung der für die Konstruktion einer Turbinenanlage wichtigsten Gesichtspunkte.

Die erste Frage, welche bei der Projektierung der Turbine auftritt, ist: Welche Leistung muß die Turbine erhalten?

Man kann nun hier in zweifacher Weise vorgehen. Entweder man ermittelt aus Schleppversuchen den Widerstand des Modells, schließt aus demselben in der üblichen Weise auf den Widerstand des Schiffes und berechnet hieraus direkt die effektive Leistung der Turbine am Schaft; oder man berechnet nach vorhandenen Unterlagen die indizierte Leistung der äquivalenten Kolbenmaschine und schließt hieraus auf die effektive Leistung der Turbine.

Dieser Weg erscheint umständlich, er ist aber insofern berechtigt, als bei allen Schiffswerften eine große Anzahl von Probefahrtresultaten ausgeführter Kolbenmaschinenschiffe vorliegen, d. h. also, überall für eine große Anzahl ausgeführter Schiffe die für bestimmte Geschwindigkeiten gemessenen indizierten Pferdestärken bekannt sind.

Da dieser Weg zu gleicher Zeit einen guten Einblick in die Eigenschaften und Verwendbarkeit der verschiedenen Turbinensysteme und Konstruktionen, verglichen mit der Kolbenmaschine gibt, sei derselbe hier weiter verfolgt.

Es liegt auf der Hand, daß die Frage, welches Turbinensystem und welche Turbinenkonstruktion am besten ist, größtenteils darauf hinausläuft, welches System und welche Konstruktion die bestmögliche Schiffsschraube gestattet, denn wo diese am besten ist, wird zum Antrieb eines gegebenen Schiffes die geringste effektive Leistung notwendig sein. Man kann nun leider die Turbine nicht für jede beliebige Umdrehungszahl konstruieren, sondern man ist durch deren Eigenart gezwungen, unter eine gewisse Umdrehungszahl in jedem einzelnen Falle nicht herabzugehen, wenn nicht einerseits Raumbedarf und Gewicht, andererseits der Dampfverbrauch unzulässig hoch werden sollen. In dem für die Turbine günstigsten Falle, also bei Torpedobooten, gelingt es heute mit Sicherheit, die Turbine so zu konstruieren, daß die benötigte effektive Leistung für Turbinenantrieb geringer ist als die indizierte Leistung der äquivalenten Kolbenmaschine, während es bei den übrigen Schiffstypen um so eher möglich ist, dieses zu erreichen, je höher die Schiffsgeschwindigkeit ist und eine je geringere Umdrehungszahl das Turbinensystem gestattet. Sobald aber eine zu hohe Umdrehungszahl gewählt wird, steigt der Betrag der für Turbinenantrieb benötigten effektiven Pferdestärken weit über die Leistung der äquivalenten Kolbenmaschine hinaus.

Einige Beispiele mögen dies erläutern.

1. Um einen Vergleich zwischen den Leistungen eines mit Parsons-Turbinen ausgerüsteten Kreuzers mit einem Kolbenmaschinenkreuzer zu ermöglichen und danach die Verwendbarkeit dieses Turbinensystems zu beurteilen, wurden von zwei ganz gleichen Schwesterschiffen das eine mit Kolbenmaschinen, das andere mit Parsons-Turbinen gebaut. Das Kolbenmaschinenschiff erreichte mit genau der gleichen Kesselanlage wie sein Schwesterschiff auf gleicher Wassertiefe die gleiche Maximalgeschwindigkeit von ca. 23,2 Knoten. Die mit dem Föttingerschen Torsionsindikator gemessene effektive Leistung der Turbinen betrug bei einer Geschwindigkeit von 23 Knoten 13 800 effektive Pferdestärken, während bei gleicher Geschwindigkeit für den Kolbenmaschinenkreuzer sich eine indizierte Leistung der Kolbenmaschinen von 11 250 Pferdestärken ergab. Die Turbine mußte zur Erzielung gleicher Geschwindigkeit somit um 22,7 % mehr effektive Pferdestärken leisten als die Kolbenmaschine indizierte Pferdestärken.

2. Einige Jahre später wurde mit einem anderen Paar von kleinen Kreuzern dasselbe Experiment wiederholt. Der Vergleich der Kurven der effektiven Leistungen des Parsons-Turbinenkreuzers und der indizierten Leistungen des Kolbenmaschinenkreuzers ergeben, daß der Turbinenkreuzer bei gleichen Geschwindigkeiten wesentlich mehr effektive Pferdestärken aufwenden mußte als der Kolbenmaschinenkreuzer indizierte, und zwar

bei der Geschwindigkeit von 24 Knoten 14 %,
„ „ „ „ 14 „ 7,5 %.

3. Es sind Parallelversuche angestellt worden mit zwei ganz gleichen Kreuzern, von denen der eine mit Kolbenmaschinen, der andere mit Curtis-Turbinen ausgerüstet wurde. Bei den Vergleichsfahrten hat für eine Geschwindigkeit von 24 Knoten der Turbinenkreuzer um ca. 11 % weniger effektive Pferdestärken beansprucht als das mit Kolbenmaschinen ausgerüstete Schwesterschiff indizierte Pferdestärken.

4. Auch mit Torpedobooten liegen derartige Vergleichsfahrten vor. Ein mit Curtis-Turbinen vom System der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft ausgerüstetes Torpedoboot und ein Kolbenmaschinen-Torpedoboot von gleichen Abmessungen wurden mit genau gleichen Kesseln versehen und auf der gleichen gemessenen Meile erprobt. Das Turbinenboot erreichte bei gleicher Forcierung der Kessel eine um $2^1/_2$ Knoten höhere Geschwindigkeit. Die Kurve der effektiven Leistungen des Turbinenbootes liegt hier wesentlich

unter der Kurve der indizierten Leistungen des Kolbenmaschinenbootes, so daß bei der höchsten Geschwindigkeit des letzteren das Turbinenboot um 4,6 % effektive Pferdestärken weniger benötigte als das Kolbenmaschinenboot indizierte Pferdestärken.

Worin liegt nun der Grund für die verschiedenen, bald positiven, bald negativen Zuschläge, welche der Konstrukteur beim Projektieren der Turbinenanlage zu den vorher ermittelten Pferdestärken der äquivalenten Kolbenmaschine machen muß?

Hierfür gibt Tabelle 1 einige Anhaltspunkte.

Tabelle 1.

Leistungen, Umdrehzahlen und Schraubenverhältnisse von Kolbenmaschinen und Turbinenschiffen.

Vergleichsschiffe	Geschwindigkeit für den Vergl. (Knoten)	N_e	N_i	N_e mehr als N_i in % von N_i	n Umdrehzahl	Verhältnis der Umdrehzahlen	Anzahl der Wellen	Verhältnis $\frac{\text{abgewickeltes Schraubenareal}}{\text{Nullspantareal}}$
Kreuzer mit Kolbenmaschinen	23	—	11 250	+ 22,7	146	4,32	2	0,1923
Kreuzer mit Parsons-Turbine		13 800	—		630		4	0,0763
Kreuzer mit Kolbenmaschinen	24	—	13 600	+ 14,0	143	3,69	2	0,2107
Kreuzer mit Parsons-Turbine		15 500	—		528		4	0,1404
Kreuzer mit Kolbenmaschinen	24	—	14 450	— 11,1	187	1,79	2	—
Kreuzer mit Curtis-Turbinen		12 850	—		335		2	—
Torpedoboot mit Kolbenmaschinen	30	—	10 800	— 4,6	323	1,81	2	0,3784
Torpedoboot mit A. E. G.-Turbinen		10 300	—		586		2	0,2879

In den Fällen, wo die Zuschläge zu den indizierten Pferdestärken positiv und sehr groß sind, ist

1. das Verhältnis der Umdrehzahl der Turbine zu der der Kolbenmaschine besonders hoch oder
2. das Verhältnis des Schraubenareals zum Nullspantareal besonders niedrig oder
3. die Anzahl der Schrauben und damit die Komplikation des Hinterschiffes größer als bei der Kolbenmaschine.

Diese Verhältnisziffern kann man nun nicht etwa beliebig annehmen, sondern man muß das System der Turbine derartig wählen, daß dieselben günstig werden. Die Parsons-Turbine verlangt wegen der großen Anzahl von Stufen und ihrer hierdurch bedingten großen Länge die Teilung auf mehrere Wellen. Dies kostet naturgemäß Gewicht und Raum und deswegen wird die Umdrehungszahl der Wellen sehr hoch gewählt, was bis zu einem gewissen Grade wegen der Verteilung der Leistung auf mehrere Wellen auch zulässig ist (vergl. Tabelle 1).

Anders liegt es bei den Turbinensystemen, bei welchen die gesamte Expansion des Dampfes an einer Welle erfolgt. Im folgenden sollen dieselben (die Systeme: Curtis, Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Zoelly, Schichau) Einzelwellenturbinen genannt werden. Bei denselben ermöglichen die großen Durchmesser der partiell beaufschlagten Räder des Hochdruckteiles eine geringe Umdrehungszahl, letztere wieder die Anwendung großer Schrauben, woraus ein günstiges Verhältnis von Nullspantareal zur Schraubenfläche resultiert.

Zum erstenmal fand das Einzelwellensystem für Schiffsantrieb in Deutschland im Jahre 1904 Verwendung bei dem erfolgreichen Passagierdampfer „Kaiser“ der Hamburg - Amerika - Linie, welcher mit zwei nebeneinanderliegenden Turbinen der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft ausgerüstet wurde, und zwar wurden die Turbinen in der für eine derartige Erstlingsausführung äußerst kurzen Zeit von 7 Monaten gebaut. Die erste Ausführung von Einzelwellenturbinenantrieb für ein Torpedoboot erfolgte ebenfalls durch die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft im Jahre 1907. Die Festlegung der Schraubenverhältnisse sowie der Bau der Schiffe, der Hilfsmaschinen-, Kondensations- und Kesselanlage erfolgte in beiden Fällen durch

den Stettiner Vulcan. Bei letzterer Firma ist auch ein Kreuzer im Bau, welcher mit Turbinen vom System der A. E. G. ausgerüstet wird.

Bei der Festsetzung der Leistung der Turbinenanlage wird also der Konstrukteur durch ähnliche Zusammenstellungen wie Tabelle No. 1 aufmerksam zu untersuchen haben, wie die effektive Turbinenleistung sich zu der Leistung der äquivalenten Kolbenmaschine verhalten wird. Theoretische Betrachtungen werden hier kaum zum Ziel führen, die zahlreichen Ausführungen von Turbinenanlagen aber, welche in der heutigen Zeit entstehen, werden bald das vorhandene Material derart ergänzen, daß man bei der Bemessung der Leistung ganz sicher gehen wird. Es ist nur unbedingt notwendig, daß jede Anlage bei der Probefahrt genauen Leistungsmessungen mittels des Torsionsmessers unterzogen wird, was leider bisher vielfach versäumt wurde.

Hat man sich nach den eben behandelten Gesichtspunkten klar gemacht, für welche effektive Leistung die Anlage zu entwerfen ist, so tritt zunächst die Frage nach der zu wählenden Umdrehungszahl der Turbine an den Konstrukteur heran. Die Wahl der Umdrehungszahl ist bei Turbinenanlagen stets ein Kompromiß, da die Turbine bei hoher Umdrehungszahl hinsichtlich Ökonomie, Gewicht und Preis immer vorteilhafter wird, während der Schraubenwirkungsgrad sich bei zunehmender Umdrehungszahl meist verschlechtert. Man wird also mit der Umdrehungszahl der Turbine immer so hoch gehen als möglich bis an diejenigen Grenzen, bei welchen der Schraubenwirkungsgrad anfängt sehr ungünstig zu werden. Diese Grenze läßt sich beurteilen durch die Prüfung folgender Werte:

1. Umfangsgeschwindigkeit der Schraube,
2. zu übertragender Schub pro Quadratzentimeter abgewickelter Schraubenfläche,
3. Verhältnis von Steigung zu Durchmesser,
4. Verhältnis abgewickelte Fläche zu Kreisfläche der Schraube.

Diese Zahlenwerte haben für die einzelnen Schiffstypen Grenzen, welche man nicht überschreiten darf, wenn man nicht einen so ungünstigen Propeller erhalten will, daß die Brauchbarkeit der Anlage in Frage gestellt wird.

In Tabelle 2 sind solche Grenzwerte zusammengestellt.

Tabelle 2.

Zulässige Grenzwerte für die Konstruktion von Schiffsschrauben für Kriegsschiffe mit Turbinenantrieb.

Schiffstyp	Umfangsgeschwindigkeit der Flügelspitze m/Sek. Maximalwerte	Verhältnis Steigung zu Durchmesser Minimalwerte	Verhältnis der abgewickelten Fläche zur Kreisfläche Maximalwerte	Schub in kg pro qcm der abgewickelten Fläche, wobei $\text{Schub} = \frac{\text{Eff. Leistung} \times 4500}{\text{Umdrehzahl} \times \text{Steigung}}$ Maximalwerte
Torpedoboote von 30 Knoten Geschwindigkeit und darüber . .	65—75	0,95—1,10	0,6 —0,68	1,1 —1,4
Torpedoboote von 25 bis 30 Knoten Geschwindigkeit	55—65	0,92—0,98	0,58—0,65	1,0 —1,25
Kleine Kreuzer von 22 bis 26 Knoten Geschwindigkeit	52—58	0,85—0,95	0,58—0,65	0,95—1,25
Große Kreuzer von 20 bis 24 Knoten Geschwindigkeit	50—53	0,85—0,92	0,58—0,65	0,92—1,0
Linienschiffe von 19—22 Knoten Geschwindigkeit	48—52	0,80—0,90	0,58—0,65	0,9 —0,98

Zur Ermittelung dieser Zahlenwerte hat namentlich der „Vulcan", Stettin, eingehende Versuche angestellt.

Auch diese Verhältniszahlen können heutzutage zunächst nur als angenäherte Werte bezeichnet werden. Es wird nötig sein, noch eine große Anzahl von Turbinendampfern einer eingehenden Erprobung zu unterwerfen, bevor man genaue Normen für diese Elemente der Propellerkonstruktion aufstellen kann.

Das Gewicht der Turbinen hängt eng mit der Wahl der Umdrehungszahl zusammen.

Über das Gewicht der Turbinenanlagen hat man sich ursprünglich gewissen Illusionen hingegeben. Man hat angenommen, daß der Einbau von Turbinen ohne weiteres eine sehr große Gewichtsersparnis mit sich bringen würde. Mit kurzen Worten einen Vergleich zwischen dem Gewicht von Turbinenanlagen und demjenigen von äquivalenten Kolbenmaschinen zu geben, ist sehr schwierig. Es steht nur das eine fest, daß die Turbine der Kolbenmaschinenanlage gegenüber eine um so größere Gewichtsersparnis herbeiführt,

je größer die Geschwindigkeit des Schiffes ist, und je größer die Leistung der Turbine wird. Demgemäß hat man die größten Gewichtsersparnisse zu erwarten bei sehr schnellen Schiffen mit sehr großen Leistungen, also bei Torpedobooten.

Will man z. B. einem Torpedoboot von etwa 70 m Länge und 600 t Deplacement eine Geschwindigkeit von 30 Knoten erteilen, so wird man beim Antrieb durch A. E.-G.-Curtis-Turbinen dem Kolbenmaschinenantrieb gegenüber eine Gewichtsersparnis von etwa 13 % machen können. Treibt man dasselbe Boot mit 32 Knoten Geschwindigkeit, so wird diese Gewichtsersparnis auf 15 % steigen. Erhöht man aber die Geschwindigkeit auf 34 Knoten, so erreicht die Gewichtsersparnis etwa 16 %. Es rührt dies davon her, daß mit der Geschwindigkeit zwar die Turbinenleistung wächst, diese Erhöhung der Leistung aber innerhalb der angegebenen Grenzen, anders als bei der Kolbenmaschine, auf das Gewicht der Turbine fast ohne Einfluß bleibt, weil sie lediglich eine Verlängerung der Schaufeln und nur eine minimale Vergrößerung der Außenabmessungen bedingt. Die Turbine wird also für die erhöhten Leistungen nur sehr wenig größer und schwerer, während das Gewicht der äquivalenten Kolbenmaschine etwa proportional der Leistung steigt. Ganz ähnlich liegt die Sache natürlich bei allen anderen Schiffstypen. Man kann sagen, daß bei kleinen Kreuzern von etwa 25 Knoten ca. 7 % bis 10 % Gewicht gespart werden können, während bei Linienschiffen, welche verhältnismäßig geringe Leistungen aufweisen und deren Geschwindigkeit verhältnismäßig klein ist, die Turbine der Kolbenmaschine in Hinsicht auf Gewicht bei dem heutigen Stande der Technik nicht viel überlegen sein dürfte. Bei dem Vergleich des Gewichtes von ausgeführten Kolbenmaschinen- und Turbinenanlagen darf man nicht vergessen, daß letztere meistens eine größere Geschwindigkeit ergeben haben als das Vergleichsschiff mit Kolbenmaschinen, und man muß daher, um einen richtigen Gewichtsvergleich zu erhalten, auch für das Gewicht der Kolbenmaschinenanlage die größere Leistung in Rechnung ziehen, welche der Geschwindigkeit des Turbinenschiffes entspricht.

Welches Turbinensystem im Laufe der Zeit sich den Ruhm erorbern wird, das leichteste genannt zu werden, läßt sich bei dem heutigen Stande der Turbinentechnik noch nicht voraussagen. Die beiden wichtigsten Schiffsturbinensysteme, das von Parsons und das der A. E. G., leisten heute in bezug auf Gewichtsersparnis ungefähr Gleiches.

Ist auf diese Weise Leistung und Umdrehungszahl festgelegt, so kann man sich ein Bild darüber machen, welche Dampfmenge von der Turbine gebraucht wird und wie groß die Kesselanlage zu bemessen ist. Die Berech

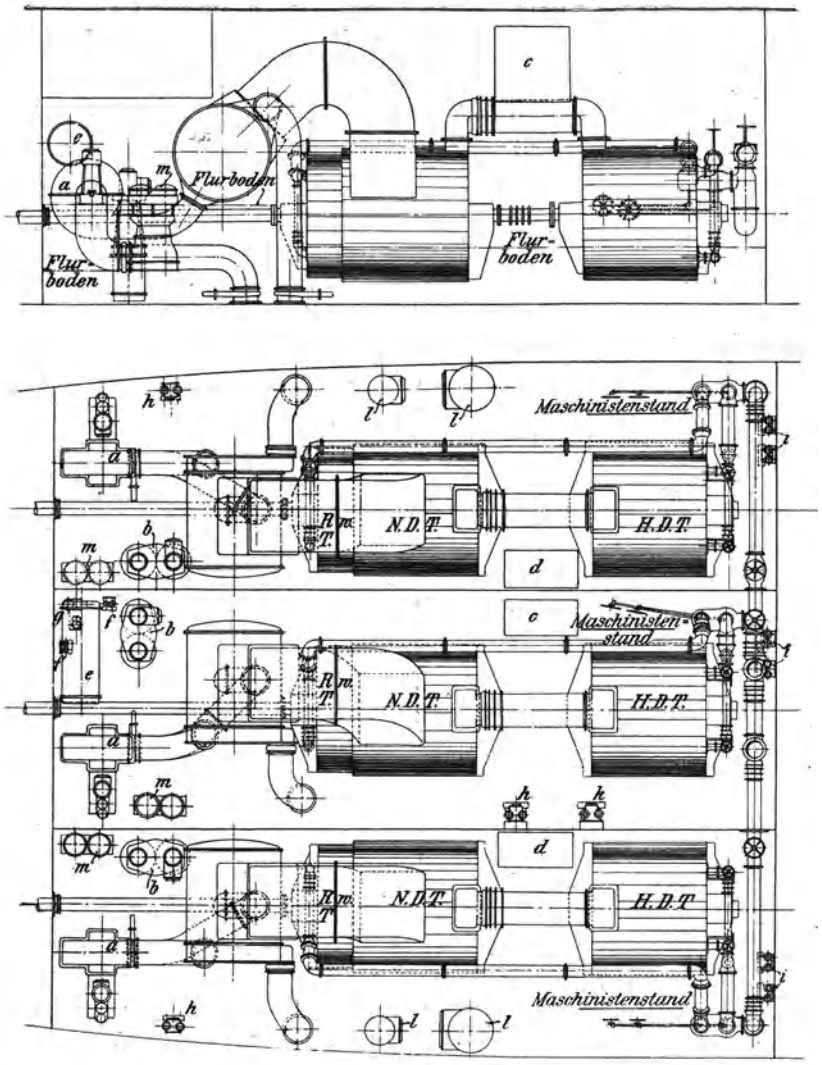
nung des Dampfverbrauchs der Turbinen für eine gegebene Umdrehzahl und eine gegebene Leistung ist eine turbinentechnische Sache und geht daher über den Rahmen dieses Vortrages, welcher nur die Projektierung der Gesamtanlage behandelt, hinaus. Es ist überflüssig, hier noch besonders die bekannte Tatsache zu erwähnen, daß man mit um so geringeren Dampfverbrauchszahlen pro Pferd rechnen kann, je größer die Leistung der Turbineneinheit und je höher die Umdrehungszahl ist.

Mit gesättigtem Dampf, bei Vollast und gutem Vakuum, mindestens 92 % an der Quecksilbersäule gemessen, verbrauchen moderne große Schiffsturbinenanlagen etwa 5,5 bis 6,5 kg Dampf pro effektive Pferdestärke und Stunde, je nachdem Umdrehungszahl und Leistung in günstigem Verhältnis stehen, und zwar scheinen diese Dampfverbrauchsziffern bei Vollast für gut konstruierte moderne Turbinen der beiden obengenannten Systeme Parsons und A. E. G. ungefähr die gleichen zu sein.

Es liegt in der Eigenart der Turbine begründet, daß bei kleineren Leistungen der Dampfverbrauch weniger günstig ist. Die Turbinenkonstrukteure haben daher Mittel ersonnen, um diesen Nachteil der Schiffsturbine zu kompensieren. Bei der Parsonsturbine sucht man die Ökonomie bei kleineren Geschwindigkeiten dadurch zu erreichen, daß man den Hoch- und Niederdruckturbinen noch Marschturbinen vorschaltet, so daß der Dampf bei den kleinsten Geschwindigkeiten erst eine Hochdruck-Marschturbine, dann eine Niederdruck-Marschturbine, dann beide Hochdruckturbinen und dann beide Niederdruckturbinen durchströmt. Wenn man auch mit dieser Anordnung einen verhältnismäßig günstigen Dampfverbrauch erzielt, ist dieselbe doch nicht gerade das, was für Schiffsbetrieb ein Idealzustand genannt werden kann, wie wir später sehen werden.

Anders liegt die Sache bei den Einzelwellensystemen. Bei der A. E. G.-Turbine z. B. werden für die Marschfahrt einige Räder eingeschaltet, welche bei der Fahrt mit Vollast durch einfach zu handhabende Umgehungsventile überbrückt werden. Bei den neuesten Ausführungen werden die Räder meistens von vornherein so dimensioniert, daß sie für Vollast und Marschfahrt zugleich ökonomischen Betrieb gewährleisten.

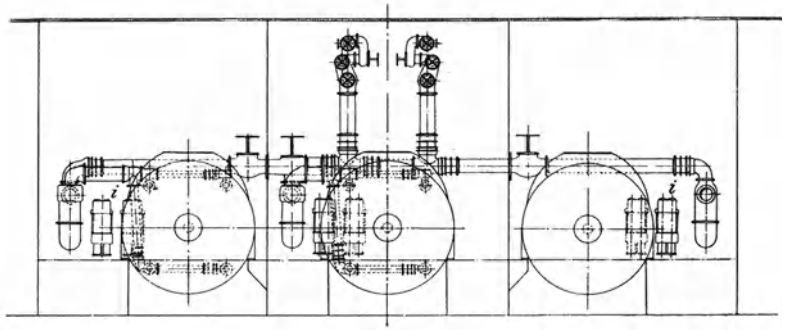
Da bei der A. E. G.-Turbine jede einzelne Welle von ihrer eigenen Turbine angetrieben wird und jede Turbine auch mit ihrem eigenen Kondensator und eigenem kompletten Hilfsmaschinensatz ausgerüstet ist, kann man z. B. bei Linienschiffen mit drei Schrauben für die Marschfahrt nur die beiden Seitenturbinen laufen lassen. Die Verluste, welche durch das Mitschleppen der



Maschinenanlage mit A. E. G.-Turbinen für ein Linienschiff.

Verzeichnis der Hilfsmaschinen und Apparate:

a) 3 Hauptzirkulationspumpen,
b) 3 Naßluftpumpen,
c) 1 Warmwasserkasten,
d) 2 Warmwasserkasten mit besonderem Raum für ungereinigtes Wasser von den Hilfsmaschinen,
e) 1 Hilfs-Kondensator,
f) 2 Hilfs-Luftpumpen,



g) 2 Hilfs-Zirkulationspumpen,
h) 3 Dampflenzpumpen,
i) 6 Ölpumpen,
k) 1 Spülpumpe,
l) 2 Verdampferanlagen,
m) 3 Trockenluftpumpen.

Fig. 11.

stillstehenden Mittelschraube entstehen, sind nicht bedeutend, jedenfalls spielen sie bei der Fahrt mit den beiden Seitenschrauben gegenüber der Dampfersparnis, welche bei derselben durch die Verteilung der Leistung auf 2 statt auf 3 Turbinen eintritt, keine erhebliche Rolle. Über diese Verluste sind genaue Messungen angestellt worden, so daß man in dieser Beziehung völlig im Klaren ist und sich keinen Vermutungen hinzugeben braucht.

Die Anordnung einer solchen Linienschiffsanlage mit drei Turbinen vom System der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft zeigen Fig. 11 und 23.

Außer dem vorgenannten Vorteil hat man geringere Lagerreibung, geringere Verluste in den Stopfbüchsen, geringeren Dampfverbrauch der Hilfsmaschinen und den eminenten Vorteil, die Anlage während einer länger dauernden Marschfahrt in tadellosem Zustande erhalten zu können.

Im übrigen bedarf die Frage des Dampfverbrauchs der Turbinen an Bord noch wesentlich der Klärung, namentlich deswegen, weil brauchbare Speisewasser- oder Kondensatmessungen bisher meistenteils weder in der Werkstatt noch an Bord ausgeführt worden sind.

Auf dem Versuchsstande ist es meistens nicht möglich, Schiffsturbinen bei hoher Leistung auf ihren Dampfverbrauch zu untersuchen und bis jetzt ist die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin die einzige Firma, welche durch Aufwendung sehr großer Mittel sich vorzügliche Versuchseinrichtungen zur Erprobung von Dampfturbinen beschafft hat. Die Einrichtungen dieser Firma gestatten es, mit Dampfquantitäten von 50 t pro Stunde zu arbeiten. Die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft ist daher in der Lage, die Turbinen für Torpedoboote mit Vollast, Kreuzer und Linienschiffe beinahe mit Vollast zu erproben. Für die Abbremsung und Messung der enormen Leistungen solcher Schiffsturbinen hat sich die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft Wasserbremsen von den größten Abmessungen erbaut, die größte derselben besitzt einen Scheibendurchmesser von 3,5 Metern. Daß dieses opferfreudige Vorgehen der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft auf die subtilste Erkenntnis der Vorgänge in der Turbine und auf die sachgemässe Ausbildung des Systems dieser Gesellschaft den günstigsten Einfluß ausgeübt hat, liegt auf der Hand.

Eine Frage, welche bei der Bemessung der Kesselanlage für eine bestimmte Turbinenleistung eine große Rolle spielt, ist auch der Dampfverbrauch der Hilfsmaschinen. Messungen über diese Größe sind vor der Einführung der Turbinen nur in geringem Umfang gemacht worden, erst in der letzten Zeit zeigte sich die Notwendigkeit, sich über diese Größe volle Klarheit

zu verschaffen. Der Dampfverbrauch der Hilfsmaschinen beträgt, je nach der Forcierung, etwa 10—18 % der Leistung der Propellerturbinen. Er erreicht seinen Höchstwert von dem Augenblick an, in welchem die Ventilationsmaschinen zur Erzeugung des forcierten Zuges voll angestellt werden. Bei eingehenden Messungen des Dampfverbrauchs der Hilfsmaschinen für Torpedoboote zeigten sich etwa folgende Werte:

Tabelle 3.

Dampfverbrauch der Hilfsmaschinen in Prozenten des Dampfverbrauchs der Hauptmaschinen.

	mit Kolbenmaschinen	mit Turbinen
bei äußerster Forcierung	15	17
„ 80 % der Leistung der Hauptmaschinen	12	16
„ 60 % „ „ „ „	10	15
„ 40 % „ „ „ „	10	15
„ 20 % „ „ „ „	12	16

Diese Werte entsprechen ausführlichen Versuchen, welche vom Vulcan, Stettin, angestellt sind.

Die Ziffern für die Turbinenboote sind höher wegen der unabhängigen Naß- und Trockenluftpumpen sowie der Ölpumpen und des besseren Dampfverbrauches der Turbine an sich. Die Ziffern gelten nur für den Fall, daß die Hilfsmaschinen nicht unnötig angestrengt werden.

Die in den Kesseln zu verbrennende Kohlenmenge ergibt sich aus der Verdampfungsziffer der Kessel, welche angibt, wieviel Kilogramm Wasser die Kessel pro 1 kg verbrannter Kohle an Dampf entwickeln können. Unter Verwendung von Vorwärmern, welche heutzutage bei Kriegsschiffen fast ausnahmslos eingebaut werden, kann man bei den besten engrohrigen Wasserrohrkesseln, welche zweifellos den weitrohrigen Systemen vorzuziehen sind, folgende Verdampfungsziffern in Rechnung ziehen.

Tabelle 4.

Verdampfungsziffern für engrohrige Wasserrohrkessel.

	verdampftes Wasser pro 1 kg Kohle
Torpedoboote bei höchster Forcierung	7,5—7,8 kg
„ „ mäßiger „	7,8—8,2 „
Kreuzer und Linienschiffe bei höchster Forcierung . .	8 —8,5 „
„ „ „ „ mäßiger „ . .	8,8—9,5 „

Mit der Frage des Dampfverbrauchs eng verbunden ist die Frage des Einflusses, welchen die Luftleere im Kondensator auf die Turbinenleistung ausübt. Während man sich bei den Kolbenmaschinen mit einem niedrigen Vakuum begnügen konnte, ist ein hohes Vakuum bei den Dampfturbinen zur Notwendigkeit geworden. In sehr ökonomisch gebauten Kolbenmaschinen für Kriegsschiffe ist die Expansion des Dampfes höchstens eine 12 fache, während die Volumenvergrößerung des Dampfes in einer modernen Schiffsturbine etwa das 150—200 fache betragen kann. Diese Expansionsmöglichkeit des Dampfes rührt davon her, daß der Dampf in der Turbine nicht durch die bestimmte Größe eines Gefäßes, in welchem er sich ausdehnen muß, begrenzt ist, sondern daß im wesentlichen die Dimensionierung der Querschnitte, durch welche der Dampf im letzten Teil der Turbine strömt, seine Volumenvergrößerung beeinflussen. Der Einfluß eines guten Vakuums auf die Turbinenleistung ist daher ein sehr beträchtlicher, wie aus der Tabelle 5 hervorgeht.

Tabelle 5.

Beispiel für den Einfluß des Vakuums auf den Dampfverbrauch von Turbinen.

A. E. G.-Schiffsturbine.

Vakuum in %	ca. 76 % der normalen Dampfmenge			ca. 31 % der normalen Dampfmenge		
	Dampfverbrauch pro PSe und Stunde kg	Zunahme (+) oder Abnahme (—) des Dampf-Verbr. pro PSe gegenüber 90 % Vak. in %	Zu- oder Abnahme des Dampf-Verbr. pro PSe gegenüber 90 % Vak. in % pro 1 % Vak. Änderg.	Dampfverbrauch pro PSe und Stunde kg	Zunahme (±) oder Abnahme (—) des Dampf-Verbr. pro PSe gegenüber 90 % Vak. in %	Zu- oder Abnahme des Dampf-Verbr. pro PSe gegenüber 90 % Vak. in % pro 1 % Vak. Änderg.
95	5,60	— 8,94	— 1,79	6,73	— 14,81	— 2,96
92	5,94	— 3,41	— 1,71	7,45	— 5,70	— 2,85
90	**6,15**	—	± 1,68	**7,90**	—	± 2,76
88	6,35	+ 3,25	+ 1,63	8,32	+ 5,32	+ 2,66
85	6,64	+ 7,97	+ 1,59	8,93	+ 13,04	+ 2,61
80	7,10	+ 15,45	+ 1,55	9,89	+ 25,19	+ 2,52
75	7,55	+ 22,76	+ 1,52	10,74	+ 35.95	+ 2,40
70	7,99	+ 29,92	+ 1,50	11,58	+ 46,55	+ 2,33

Infolge dieser Tatsache hat man der Konstruktion von Kondensationsanlagen auf Turbinenschiffen eine ganz besondere Beachtung geschenkt. Man könnte fast sagen, daß der Schiffsmaschinenbau erst von dem Zeitpunkt der Einführung der Turbinen an die Methoden, mittels welcher man imstande ist,

das Vakuum an Bord besonders zu verbessern, auszubilden begonnen hat. Moderne Turbinenanlagen arbeiten daher heutzutage mit einem Vakuum von etwa 92 % an der Quecksilbersäule gemessen für forcierte Fahrt und bis 94 % für Kohlenmeßfahrten. Das Bestreben, möglichst vollendete Kondensationsanlagen an Bord einzubauen, hat auch dazu geführt, rationelle Luftpumpenkonstruk-

Turbinenanlage für ein Linienschiff mit A. E. G. - Turbinen und Turboluftpumpen sowie Turbokühlpumpen.

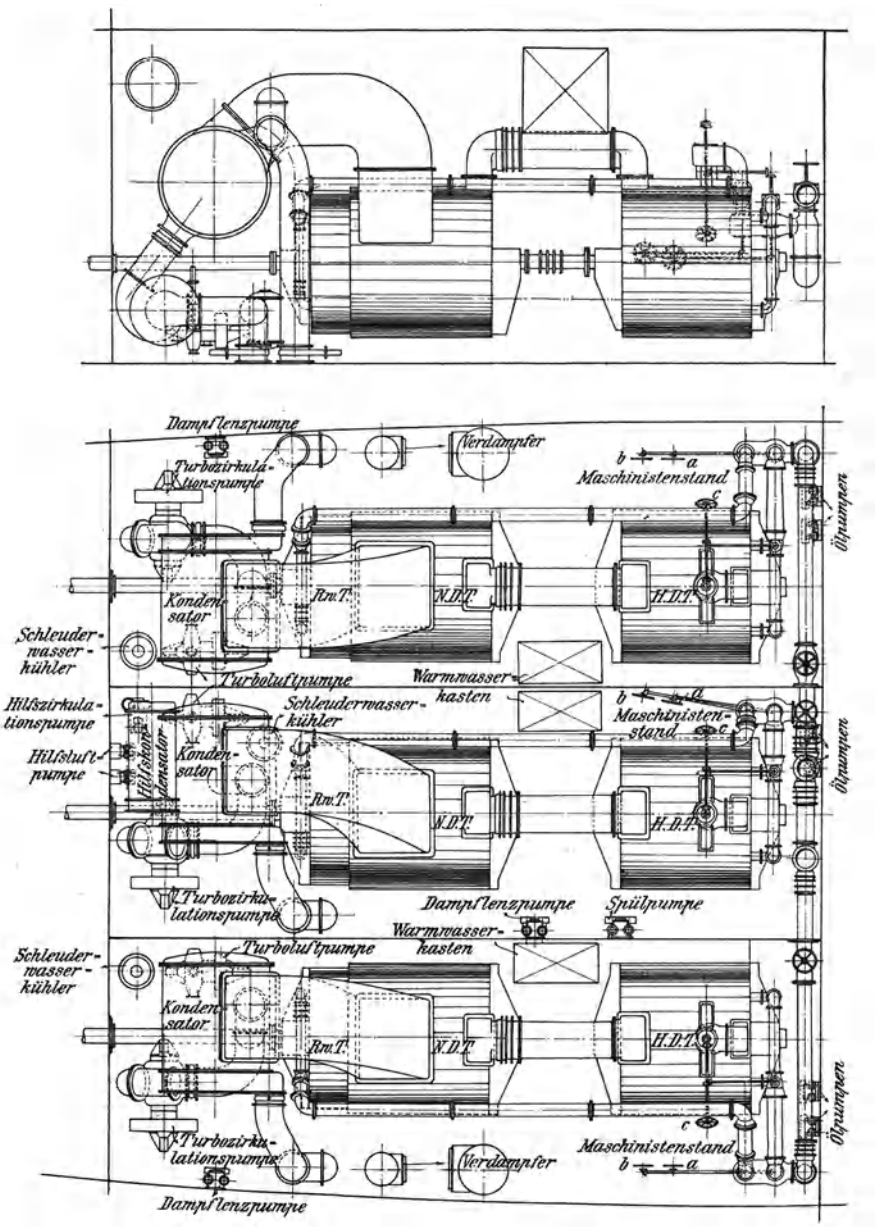


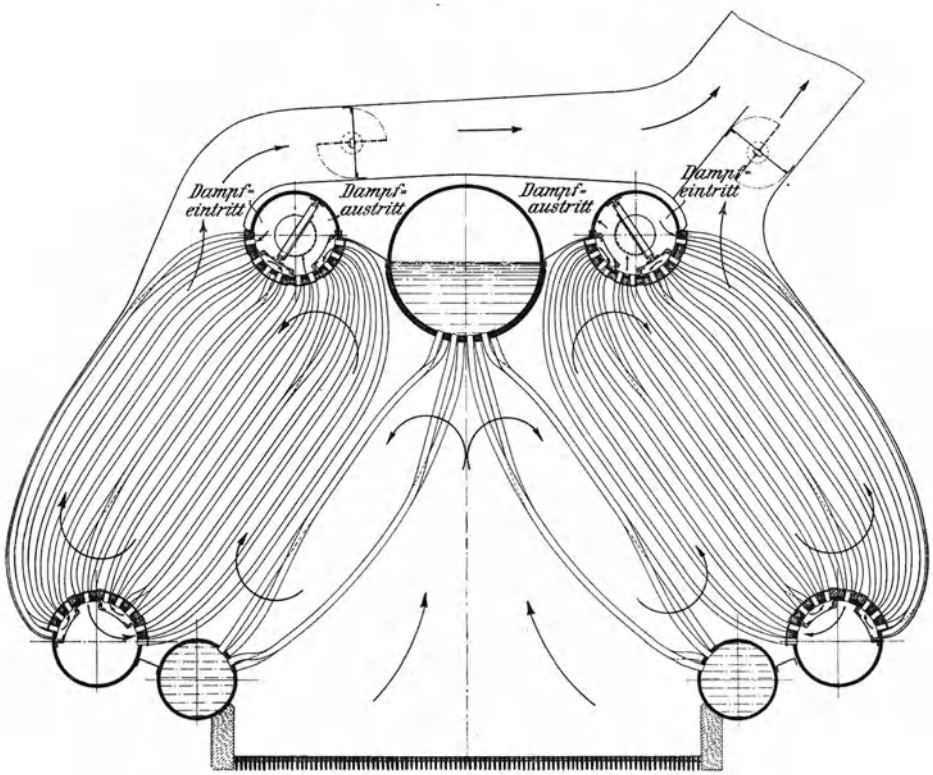
Fig. 12.

tionen zu erfinden und hat man auch die Dampfturbine in den Dienst dieser Sache gestellt. Fig. 12 zeigt das Projekt eines Linienschiffes, bei welchem die sonst üblichen Luftpumpen und Zirkulationspumpen mit Dampfmaschinenbetrieb durch Turbopumpen der A. E. G. ersetzt sind. Die einfache Anordnung dieser Pumpen und der geringe Platzbedarf machen einen sehr vorteilhaften Eindruck und es ist kein Zweifel, daß sich im Laufe der Zeit dieses Pumpensystem Einführung verschaffen wird.

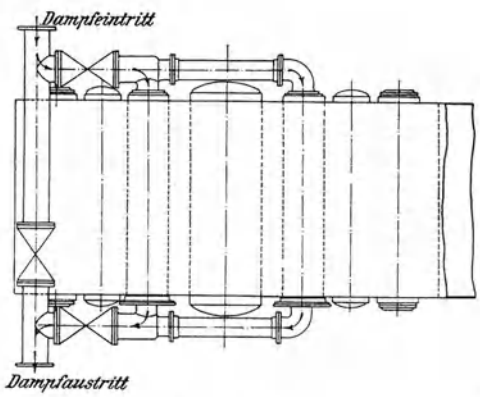
Bei der Erörterung der Frage des Dampfverbrauchs der Turbinen ist es nötig, auch auf den Einfluß der Überhitzung des Dampfes einzugehen. Für Schiffszwecke kommen wie für stationäre Zwecke, entweder die direkt gefeuerten Überhitzer, bei welchen durch Verbrennung von Kohle auf einem besonderen Rost dem Dampf die Überhitzungswärme zugeführt wird, oder aber die sogenannten indirekt gefeuerten Überhitzer in Frage, bei welchen man den Dampf ein Rohrsystem passieren läßt, das von den Abgasen der Kesselfeuerung erhitzt wird. Letzteres System ist bei Kriegsschiffen aus räumlichen Gründen und auch der nötigen Gewichtsersparnis wegen nicht anwendbar. Außerdem brauchen solche Überhitzer enorme Heizflächen, weil die Temperatur der Rauchgase von denen des zu überhitzenden Dampfes zu wenig verschieden ist. Es bleiben also für den Kriegsschiffsbetrieb nur mehr die direkt gefeuerten Überhitzer. Bei Torpedobooten ist die Anwendung auch dieser Überhitzer völlig ausgeschlossen, weil der ganze für die Kessel verfügbare Raum zur intensivsten Dampfproduktion ausgenutzt werden muß, so daß also nur für Kreuzer und Linienschiffe für den direkt gefeuerten Überhitzer Raum bleibt. Die Form, welche derartigen Überhitzern heute von Wilhelm Schmidt, Cassel, gegeben wird und welche allem Anschein nach für den Bordbetrieb als besonders geeignet bezeichnet werden kann, geht aus Fig. 13 hervor. Wie man aus derselben ersieht, sind dem Überhitzer einige Wasserrohre vorgeschaltet, welche unten in zwei Unterkessel, oben in einen Oberkessel münden und welche den Zweck haben, die intensive Stichflammenwirkung von den Überhitzerrohren fernzuhalten. Trotzdem muß dieser Überhitzer als direkt gefeuert bezeichnet werden, da die Dampferzeugung in den Schutzwasserrohren nur eine sekundäre Wirkung ist. Der Überhitzer dieser Form kann übrigens auch leicht, falls er in dem einen oder andern Falle nicht entsprechen sollte, in einen Dampfkessel umgeändert werden, indem zwischen Ober- und Unterkessel ein Wasserröhrenbündel eingezogen wird. Ein solcher Überhitzer wird an Bord von Kriegsschiffen bei forcierter Fahrt im allgemeinen nur eine Trocknung des

Zentral-Überhitzer

System Wilhelm Schmidt.



Querschnitt.



Grundriß.

Fig. 13.

Dampfes bewirken, während er bei Marschfahrt jedenfalls eine Überhitzung des Dampfes um etwa 100 °, also von ca. 200 ° auf 300 ° ermöglichen wird. Die Ersparnis an Dampf, welche durch die Trocknung des Dampfes und durch die Überhitzung in der Turbine erzielt wird, ist sehr bedeutend. Aus Tabelle 6 geht hervor, wieviel in einzelnen Fällen diese Überhitzung an Dampfersparnis mit sich bringt.

Tabelle 6.

Beispiel für den Einfluß der Überhitzung auf den Dampfverbrauch von Turbinen.

A. E. G. - Turbinenanlage.

Überhitzung	ca. 39 % der normalen Dampfmenge				ca. 21 % der normalen Dampfmenge			
	Dampf-Verbr. pro PSe u. St.	Verringerg. des Dampf-Verbr. pro PSe gegenüber trock.-ges. Dampf in	Verringerg. des Dampf-Verbr. pro PSe gegenüber trock.-ges. Dampf pro 10° Übh.	Erforderl. Überhitzg. zur Verbesserg. des Dampf-Verbr. pro PSe um 1 %	Dampf-Verbr. pro PSe u. St.	Verringerg. des Dampf-Verbr. pro PSe gegenüber trock.-ges. Dampf in	Verringerg. des Dampf-Verbr. pro PSe gegenüber trock.-ges. Dampf pro 10° Übh.	Erforderl. Überhitzg. zur Verbesserg. des Dampf-Verbr. pro PSe um 1 %
°C.	kg	%	%	°C.	kg	%	%	°C.
0	7,21	—	—	—	10,01	—	—	—
20	6,83	5,27	2,64	3,79	9,12	8,89	4,45	2,25
40	6,52	9,57	2,39	4,18	8,58	14,29	3,57	2,80
60	6,27	13,04	2,17	4,61	8,16	18,48	3,08	3,25
80	6,06	15,95	1,99	5,03	7,81	21,98	2,75	3,64
100	5,91	18,03	1,80	5,56	7,53	24,78	2,48	4,03
120	5,79	19,70	1,64	6,10	7,30	27,07	2,26	4,42

Man darf dabei nur nicht übersehen, daß das Überhitzen des Dampfes auch einen gewissen Extrakohlenverbrauch bedingt. Um sich also über den Reingewinn an Kohle durch Einbau einer Überhitzeranlage ein klares Bild zu verschaffen, muß man zuerst berechnen, welche Kohlenersparnis die durch den überhitzten Dampf bedingte Dampfersparnis der Turbine mit sich bringt und davon die Kohlen abziehen, welche der Überhitzer selbst verbraucht. Ein Beispiel hierfür ist in Tabelle 7 zusammengestellt.

Tabelle 7.

Beispiel für die Berechnung der Kohlenersparnis durch einen Überhitzer an Bord.

Sattdampf		Überhitzter Dampf	
Zustand an der Turbine p = 16 at abs	4 % Nässe	Zustand an der Turbine p = 16 at. abs t = 300 ° entsprechend 100 ° Überhitzung.	
Turbinenleistung	7 900 PSe	Turbinenleistung	7 900 PSe
Dampfverbrauch pro PSe und Stunde	7,10 kg	Dampfverbrauch pro PSe und Stunde	5,60 kg
		Verringerung des Dampfverbrauchs, verglichen mit Sattdampf	**21,1** %
Erzeugungswärme pro 1 kg Dampf bei 80 ° Vorwärmung	572,3 Cal.	Erzeugungswärme pro 1 kg Dampf bei 80 ° Vorwärmung	647,4 Cal.
Wärmeaufwand pro PSe und Stunde	4 063 Cal.	Wärmeaufwand pro PSe und Stunde	3 625 Cal.
Gesamtdampfmenge für die Turbinen pro Stunde 7900 × 7,10	56 090 kg	Gesamtdampfmenge für die Turbinen pro Stunde 7900 × 5,6	44 240 kg
Verdampfungsziffer	8,7	Verdampfungsziffer	8,7
		Kohlenverbrauch zur Dampferzeugung $= \frac{44\,240}{8{,}7}$ p. Stunde =	5 085 kg
		Heizwert der Kohle pro kg	7 000 Cal.
		Kohlenverbrauch zur Überhitzung in einem direkt gefeuerten Überhitzer von 62 % Wirkungsgrad pro Stunde	766 kg
Kohlenverbrauch pro Stunde $\frac{56\,090}{8{,}7} =$	6 447 kg	Aufzuwendende Kohle insgesamt pro Stunde	5 851 kg
Kohlenverbrauch pro PSe und Stunde für die Turbinen allein ohne Hilfsmaschinen	0,8161 kg	Aufzuwendende Kohle pro PSe und Stunde für die Turbinen allein ohne Hilfsmaschinen	0,7406 kg
		Kohlenersparnis infolge der Überhitzung	9,24 %

Es zeigt sich, daß z. B. bei diesem Projekt eines Kreuzers die Gesamtkohlenersparnis bei beschleunigter Dauerfahrt mit 80 % der Maximalgeschwindigkeit durch Einbau des Überhitzers nur 9,24 % beträgt, während die Ersparnis an Dampf für die Turbine, welche durch die Überhitzung bedingt ist, 21,1 % beträgt. Der Rest geht durch die Feuerung des Überhitzers verloren. In dieser Rechnung spielt als schwer bestimmbarer Faktor der Überhitzerwirkungsgrad eine gewisse Rolle. Sobald

dieser besser wird, als in Tabelle 7 angenommen, verschiebt sich natürlich die Ziffer der Kohlenersparnis, dieselbe würde bei 75 % Wirkungsgrad des Überhitzers auf 11,31 % steigen. Wenn nun auch der durch die Überhitzung des Dampfes schließlich gebrachte Gewinn nicht bedeutend erscheint, wird es doch notwendig sein, die Frage der Überhitzung des Dampfes für die Turbine im Auge zu behalten und bevor man ein absprechendes Urteil über den Wert der Überhitzung fällt, die Resultate der äußerst interessanten Versuche, welche gegenwärtig an verschiedenen Stellen ausgeführt werden, abzuwarten. Jedenfalls wird sich die Zweckmäßigkeit der Überhitzung mehr bei denjenigen Turbinensystemen, deren Hochdruckteil partiell beaufschlagt ist, dartun, als bei der Parsonsturbine. Bei letzterer bedeutet die Überhitzung eine gewisse Gefahr wegen der geringen Schaufelspielräume im Hochdruckteil, oder aber es müssen diese Spielräume so groß gemacht werden, daß die mit der Überhitzung unvermeidlich zusammenhängende Dehnung der Gehäuse, Wellen und Schaufeln keine Gefahrenquelle bieten kann. Dieses dürfte aber andererseits wieder den Wirkungsgrad dieser Turbinen verringern. Die Verwendbarkeit der Überhitzung kann demnach als ein weiterer Vorzug der Einzelwellenturbinen betrachtet werden.

Wir wollen jetzt das Gebiet des Dampfverbrauches der Turbine verlassen und zu einem weiteren Kapitel übergehen, welches für die Beurteilung einer gegebenen Turbinenanlage von außerordentlicher Wichtigkeit ist. Es ist dies das Kapitel von Rückwärtsleistung und Manövrierfähigkeit. Die ersten Schiffsturbinenanlagen waren hinsichtlich der Rückwärtsleistung außerordentlich mangelhaft. Die Aufwendung von Gewicht und Raum für eine besondere Rückwärtsturbine erschien natürlich störend und man trachtete danach, diese unbequeme Zugabe der Turbinenanlage mit möglichst wenig Aufwand von Gewicht und Raum abzutun. Bald aber erkannte man, daß man namentlich bei Kriegsschiffen in dieser Hinsicht nicht vorsichtig genug sein kann, und es hat sich jetzt als Norm herausgebildet, daß man den Rückwärtsturbinen größerer Kriegsschiffe eine Leistung von etwa 40—45 % der Vorwärtsleistung gibt. Da die Umdrehungszahl bei der Rückwärtsleistung von 40—45 % wesentlich geringer ist, als bei Fahrt mit voller Kraft vorwärts, ist zu berücksichtigen, daß diese Rückwärtsleistung ein Drehmoment von 60—65 % desjenigen bei voller Fahrt voraus liefert. Bei der Vorschrift über die Bemessung der Rückwärtsleistung darf man die Bedingung nicht vergessen, daß diese zustande kommen muß, ohne daß der Dampfdruck in den Kesseln wesentlich sinkt, d. h. also, daß diese Rückwärtsleistung erzielt werden muß mit

einer Dampfmenge, welche die Kessel bequem zu schaffen in der Lage sind. Bei den mangelhaften Rückwärtsturbinen der ersten Parsons-Turbinenschiffe stellte es sich nämlich heraus, daß bei dem Kommando „volle Kraft rückwärts“ der Dampfdruck in den Kesseln um mehrere Atmosphären sank. Folgten im Wechsel dann viele Kommandos, bald rückwärts, bald vorwärts, so war zum Schluß der Dampfdruck in den Kesseln ein derart niedriger, daß die Hilfsmaschinen anfingen zu versagen und man wurde genötigt, rechtzeitig das Rückwärtsventil stark zu drosseln und sich mit sehr geringer Rückwärtsleistung zu begnügen, wenn man nicht die ganze Anlage zum Stillstand bringen wollte. Bei der oben genannten Bedingung von 45 % der Vorwärtsleistung bei gleichem Dampfquantum wie für die forcierte Fahrt voraus können derartige Mißstände namentlich bei Einzelwellenturbinen mit Düsen für den Hochdruckteil nicht mehr eintreten. Bei solchen Turbinen nämlich ist der Eintrittsquerschnitt in den Düsen leicht mit Genauigkeit so zu bemessen, daß bei einer gewissen Kesselspannung nur ein gewisses Dampfquantum durchtreten kann. Vielfach wird in den Bauvorschriften auch die Bedingung gestellt, daß das Schiff in einer bestimmten Zeit, etwa 1 bis 2 Minuten (letztere Zahl bei großen schweren Schiffen) zum Stillstand gebracht werden soll bezw. die durchlaufene Wegstrecke nicht mehr als so und soviel Meter vom Zeitpunkt des Kommandos „Stopp“ betragen darf. Auch aus dieser Bedingung läßt sich errechnen, welche Leistung den Rückwärtsturbinen zur Erfüllung derselben gegeben werden muß, und zwar in der folgenden Weise:

Nach einem Fundamentalsatz der Mechanik ist die Abnahme der lebendigen Kraft des Schiffes gleich der Arbeit der Widerstandskräfte. Die lebendige Kraft des Schiffes zu Anfang und zu Ende des Stoppversuches ist bekannt. Am Anfang ist sie gleich der halben Masse des Schiffes multipliziert mit dem Quadrat der Geschwindigkeit, aus welcher gestoppt wird, zu Ende des Stoppversuches ist dieselbe gleich Null. Ebenso ist bei gegebener Rückwärtsturbine die andere Seite der Gleichung bekannt. Die widerstehenden Kräfte setzen sich nämlich zusammen aus dem Widerstand, welchen das Schiff im Wasser findet und welcher während des Stoppversuches von dem Schiffswiderstand für die Anfangsgeschwindigkeit bis auf Null abnimmt und aus dem Rückwärtsschub des Propellers, welcher während des ganzen Stoppweges wirkt. Dieser Rückwärtsschub ist um einen gewissen Betrag größer, als der normalen Rückwärtsleistung entsprechen würde. Dies rührt davon her, daß die Turbine in den ersten Momenten der Dampfeinströmung ein weit größeres Drehmoment ausübt, als der Rückwärtsleistung im Durchschnitt

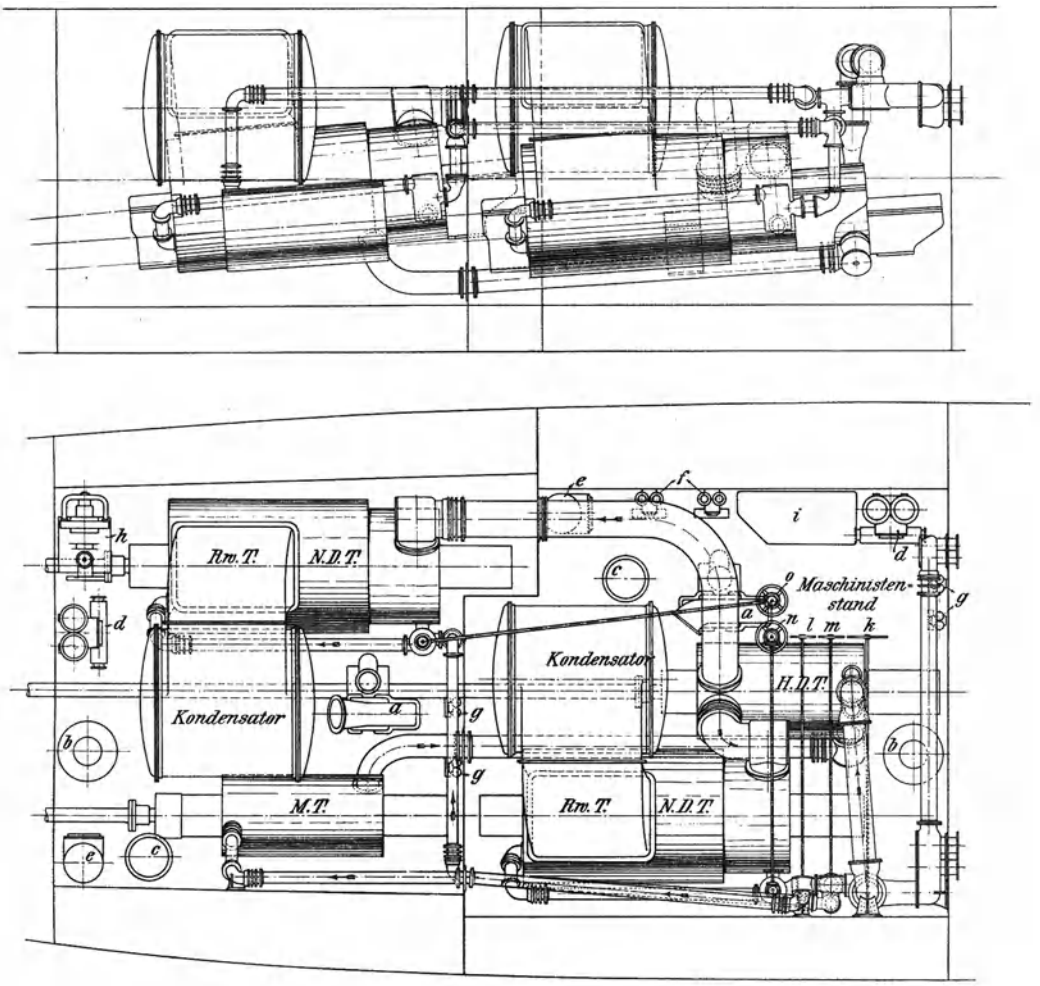
entspricht. Nach dieser Gleichung berechnete Stoppzeiten und Stoppwege haben eine recht gute Übereinstimmung mit den beobachteten Resultaten ergeben. Eingehende Vergleiche zwischen derartig berechneten und gemessenen Werten sind zum ersten Male vom Vulcan, Stettin, angestellt worden.

Man kann sagen, daß die modernsten Kriegsschiffsturbinen, bei deren Bau von vornherein die Anforderungen, die an die Rückwärtsturbinen gestellt werden müssen, bekannt waren, ebenso manövrierfähig sind wie die Kolbenmaschinen. Ja, bei einem kürzlich erprobten, mit Turbinen nach dem System A. E. G.-Curtis ausgerüsteten Torpedoboot war die Stoppzeit noch geringer als bei dem Schwesterschiff mit Kolbenmaschinen. Günstig wirken bei den Turbinen überhaupt für den schnellen Übergang in die Rückwärtsfahrt auch die folgenden Umstände:

1. Man hat keine Umsteuermaschinen zu bedienen, sondern es erfolgt das Umsteuern lediglich durch Schließen des Vorwärts- und Öffnen des Rückwärts-Manövrierventils.
2. Man kann es im Gegensatz zu den Kolbenmaschinen jederzeit riskieren, aus äußerster Kraft vorwärts in äußerste Kraft rückwärts überzugehen, ohne dazwischen die Maschine zu stoppen.
3. Bei den Kolbenmaschinen kommt es sehr häufig vor, daß man erst einige Male mit dem Handschieber probieren muß, bevor man die Maschine zum Rückwärtsanspringen bringt. Dies fällt bei der Turbine völlig weg, man ist sicher, daß man auf jeden Fall die gewünschte Rückwärtsdrehung unverzüglich einleiten kann. Es ist dies ein Vorzug der Turbine, welcher für Kriegsfahrzeuge sehr gewürdigt werden muß, namentlich in Anbetracht des Umstandes, daß man im Ernstfalle wohl nicht immer ein so vorzüglich geschultes Personal zur Verfügung hat, als nötig ist, um mit einer mehrzylindrigen Kolbenmaschine exakt zu manövrieren.

Besonders vorteilhaft für die Manövrierfähigkeit der Turbinen ist es natürlich, wenn die Schrauben möglichst groß sind, da Schrauben von großer Fläche in dem Augenblick, wo sie gestoppt werden, an sich schon viel intensiver auf die Fahrtverminderung des Schiffes einwirken. Ferner eignen sich für kräftige Rückwärtsturbinen die großen Curtis-Räder besonders gut, weil bei solchen ein sehr kräftiges Drehmoment erzielt wird. Es sind dies Vorteile der Einzelwellensysteme, welche wegen ihrer geringen Umdrehungszahl stets größere Schrauben besitzen als Parsons-Turbinenanlagen, und bei welchen die Rückwärtsturbinen mit großen Rädern ausgeführt werden.

Maschinenanlage mit Parsons-Turbinen für ein Torpedoboot (mit Querschott).



Verzeichnis der Hilfsmaschinen und Apparate:

a 2 Zirkulationspumpen
b 2 Naßluftpumpen
c 2 Trockenluftpumpen
d 2 Hauptspeisepumpen
e 2 Verdampfer
f 2 Dampflenzpumpen
g 4 Ölpumpen
n 1 Dampfdynamo
i 1 Warmwasserkasten

Manövrierventile:

k Dampfeinströmung für volle Kraft vorwärts
l Dampfströmung für Marschfahrt
m Dampfströmung zu den Manövrierventilen
n Manövrierventil für den vorderen Raum
o Manövrierventil für den kleineren Raum

Fig. 14.

Nachdem nun die Leistung für Vorwärts- und Rückwärtsgang, die Umdrehungszahl und die Dampferzeugung für die Turbinen besprochen sind, kommen wir zur Anordnung der Turbinen im Schiff selbst.

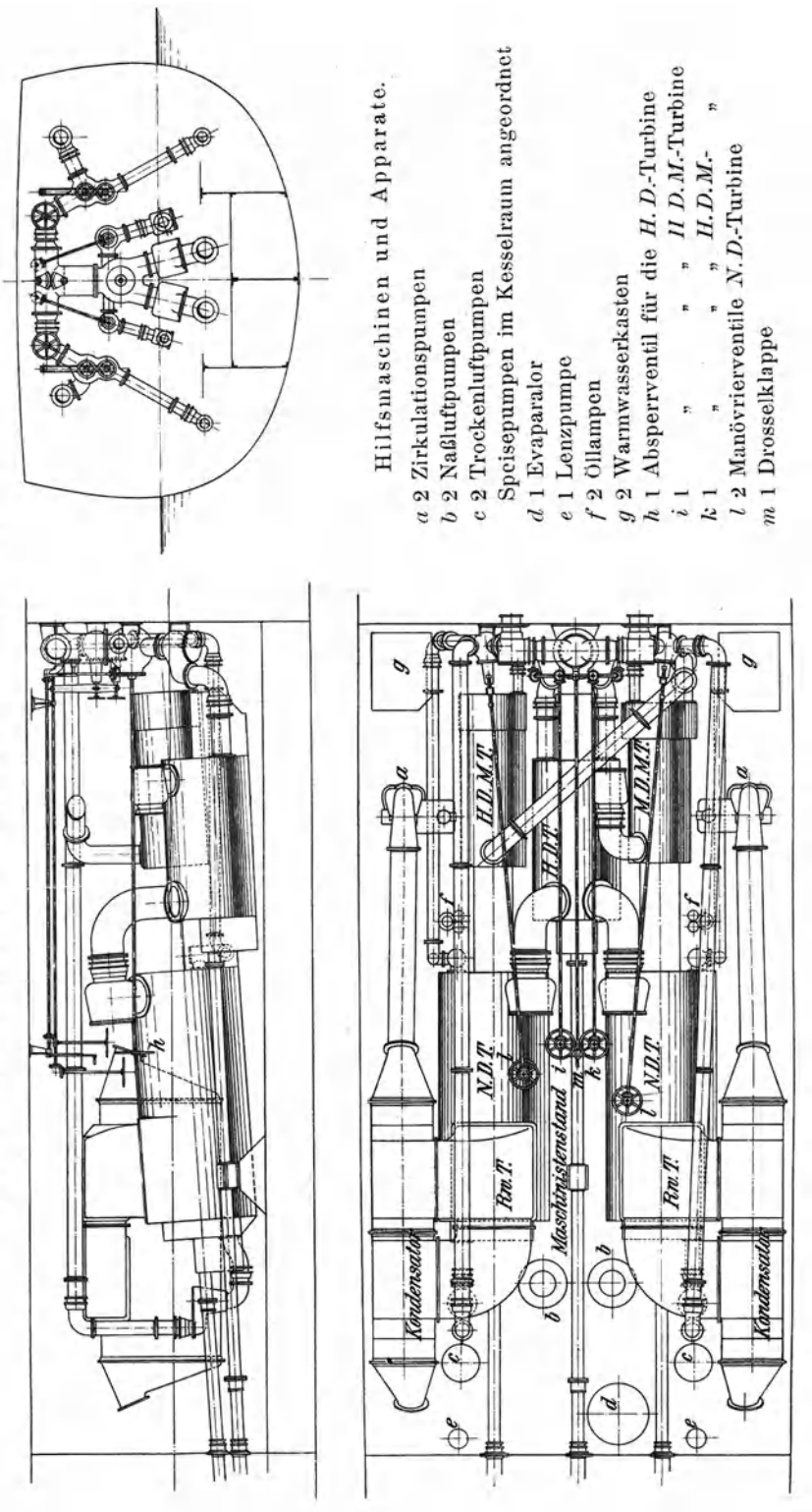

Maschinenanlage mit Parsons-Turbinen für ein Torpedoboot (ohne Querschott).
Hilfsmaschinen und Apparate.
a 2 Zirkulationspumpen
b 2 Naßluftpumpen
c 2 Trockenluftpumpen
Speisepumpen im Kesselraum angeordnet
d 1 Evaparalor
e 1 Lenzpumpe
f 2 Öllampen
g 2 Warmwasserkasten
h 1 Absperrventil für die H. D.-Turbine
i 1 „ „ „ H D.M.-Turbine
k 1 „ „ „ H.D.M.- „
l 2 Manövrierventile N.D.-Turbine
m 1 Drosselklappe
H.D.T.
H.D.M.T.
N.D.T.
Rm.T.
Maschinistenstand
Kondensator

Fig. 15.

Zuerst seien Turbinenanlagen für Torpedoboote besprochen. Fig. 14 zeigt die Parsons-Turbinenanlage eines Torpedobootes mit 3 Wellen und Querschott. Letzteres hat den Zweck, dem Boote die Bewegungsfähigkeit zu erhalten, wenn ein Raum unzugänglich geworden ist. Der Dampf durchströmt bei langsamer Fahrt zuerst eine Marschturbine auf der St. B.-Welle, dann die Hochdruckturbine auf der Mittelwelle, dann die beiden Niederdruckturbinen auf den beiden Seitenwellen. In die Gehäuse beider Niederdruckturbinen sind Rückwärtsturbinen eingebaut. Da bei der normalen Fahrt alle drei Wellen voneinander abhängig sind, muß hier jede Niederdruckturbine ein besonderes Manövrierventil erhalten, durch welches man je nach Belieben jede Seitenwelle vorwärts oder rückwärts laufen lassen kann. Es ist dies eine unvermeidliche Komplikation dieses Systems.

Eine andere Anlage mit Parsons-Turbinen für ein Torpedoboot zeigt Fig. 15. Bei dieser Anordnung ist weder ein Längsschott noch ein Querschott vorhanden. Der Dampf durchströmt bei langsamer Fahrt der Reihe nach die Hochdruck-Marschturbine auf der B. B.-Welle, die Mitteldruck-Marschturbine auf der St. B.-Welle, die Hochdruckturbine auf der Mittelwelle und daraufhin die beiden Niederdruckturbinen auf den beiden Seitenwellen. Auch hier müssen besondere Manövriereinrichtungen angebracht werden, um die beiden Seitenwellen nach Belieben vorwärts oder rückwärts laufen lassen zu können, und zwar geschieht dies mittels zweier am Maschinistenstand angebrachten Handräder.

Ungleich einfacher werden die Maschinenraum-Anordnungen für Torpedoboote mit Einzelwellen-Turbinen. — Fig. 16 (Lichtbild) zeigt den Entwurf einer Maschinenanlage mit A. E. G.-Curtis-Turbinen für ein Torpedoboot. — Jeder Raum enthält hier nur eine Turbine, welche je eine Welle antreibt. Beide Räume sind mit vollständigen Kondensationsanlagen und einem kompleten Satz Hilfsmaschinen ausgestattet, also völlig gleichwertig. Jede Turbine besitzt nur ein Manövrierventil für Vorwärtsgang und ein Manövrierventil für Rückwärtsgang und kann daher nach Belieben sofort in irgend eine Gangart versetzt werden. Es liegt auf der Hand, daß dieses Turbinensystem bei Torpedobooten dem Parsons-System weit vorzuziehen ist, denn infolge seiner Einfachheit und Übersichtlichkeit gewährleistet es eine weit größere Betriebssicherheit und Schlagfertigkeit der Maschinenanlage, was gerade bei diesen Fahrzeugen von eminentem Vorteil ist.

Ganz ähnlich, wie die vorbeschriebene Anlage mit A. E. G.-Curtis-Turbinen, gestalten sich Torpedobootsanlagen mit Turbinen nach dem System Germania-

Zoelly, siehe Fig. 17 und Turbinen des Systems Schichau, siehe Fig. 18. Beiden Anlagen sind hinsichtlich ihrer Anordnung im Schiff die vorgenannten Vorzüge des Einzelwellensystems eigen.

Wir gehen nun über zu den Turbinenanlagen für Kreuzer. Fig. 19 zeigt die Parsons-Turbinenanlage eines Kreuzers mit 4 Wellen. Bei ökono-

Turbinenanlage für ein Torpedoboot mit Zoelly-Turbinen.

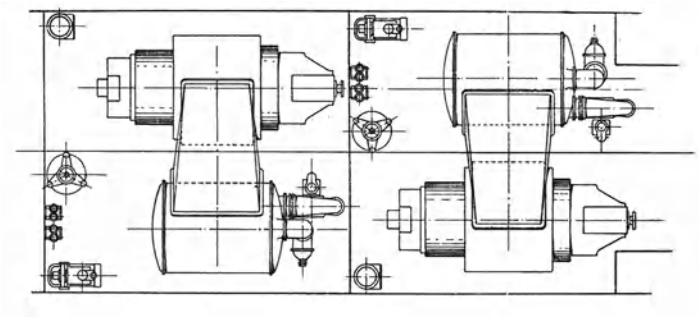


Fig. 17.

mischer Marschfahrt durchströmt der Dampf zuerst die Hochdruck-Marschturbine auf der St. B.-Innenwelle, darauf die Niederdruck-Marschturbine auf der B. B.-Innenwelle, von hier aus strömt er in die beiden Hochdruckturbinen

Maschinenanlage für ein Torpedoboot mit Schichau-Turbinen.

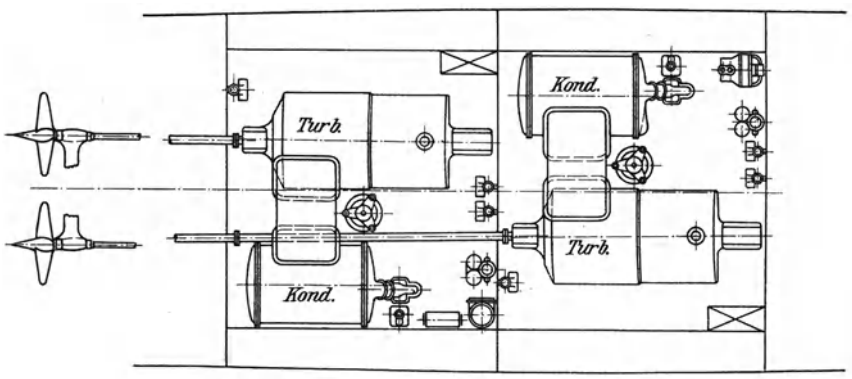
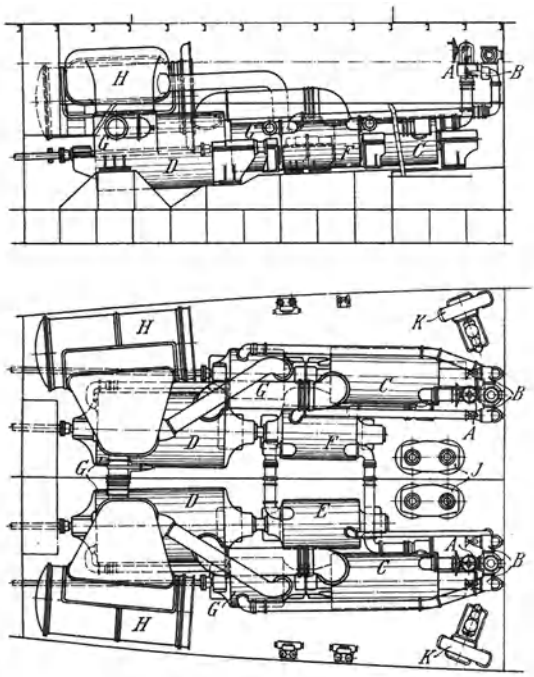


Fig. 18.

auf den beiden Außenwellen über, von diesen in die Niederdruckturbinen auf den beiden Innenwellen und von da aus in die beiden Kondensatoren. Heutzutage ist man, die Mängel dieser Komplikation erkennend, dazu übergegangen, die Marschturbinen wegzulassen. Ein Nachteil dieser Anordnung ist es, daß

beim Übergang von volle Kraft auf Marschfahrt über das Anstellen der Marschturbine erst eine gegenseitige Verständigung zwischen den beiden Räumen stattfinden muß, was natürlich die Schnelligkeit der Kommandoausführung ungünstig beeinflußt. Ohne Änderung der Schaltung kann z. B. überhaupt aus der Marschfahrt nicht mit der einen Schraube volle Kraft vorwärts, mit der anderen Schraube volle Kraft rückwärts gearbeitet werden. Es muß zu diesem Zweck erst die Marschschaltung abgestellt sein.

Maschinenanlage eines Kreuzers mit Parsons-Turbinen.



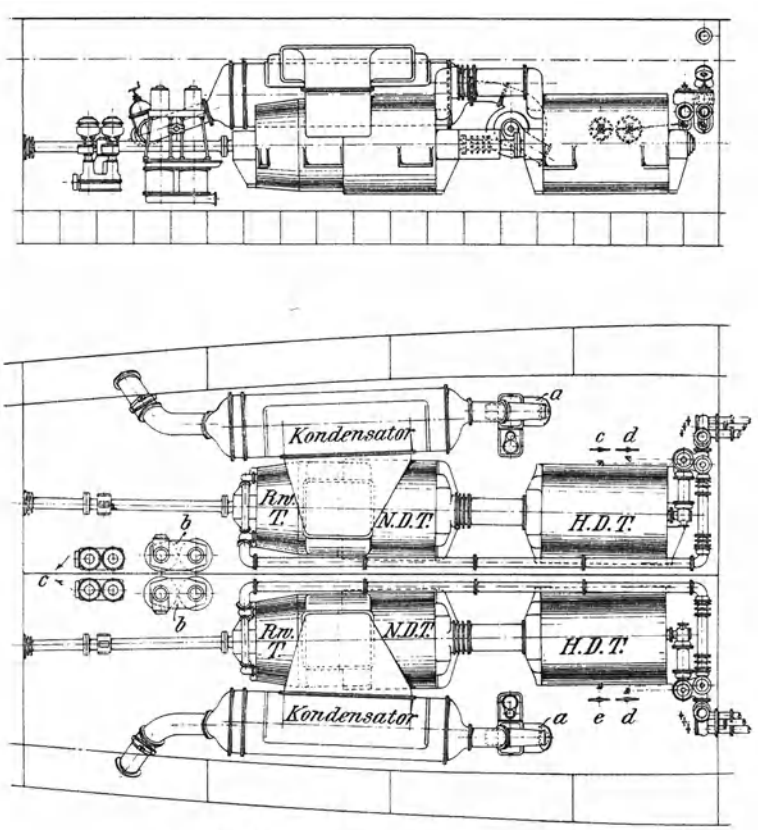
A 2 Hauptmanövrierventile für Vorwärtsgang.
B Ventile für Marschfahrt bezw. Rückwärtsgang.
C 2 Hochdruck-Hauptturbinen.
D 2 Niederdruck-Hauptturbinen mit Niederdruck-Rückwärtsturbinen.
E 1 Hochdruck-Marschturbine.
F 1 Niederdruck-Marschturbine.
G 2 Hochdruck-Rückwärtsturbinen.
H 2 Haupt-Kondensatoren.
J 2 Luftpumpen.
K 2 Zirkulationspumpen.

Fig. 19.

Die Turbinenanlage eines Kreuzers mit A. E. G.-Turbinen zeigt Fig. 20. Die Anlage gestaltet sich bedeutend einfacher, insofern als nur zwei Wellen vorhanden sind, auf deren jeder eine komplete Turbine mit Rückwärtsturbine angebracht ist. B. B.- und St. B.-Seite sind durch ein Längsschott getrennt. Jeder Raum besitzt seine besondere Kondensationsanlage und Hilfsmaschinenanlage, ist also vom andern völlig unabhängig. Zum Manövrieren genügt bei jeder Turbine ein Manövrierventil für Vorwärtsgang. Das Manövrieren ist also noch einfacher als bei der Kolbenmaschine. Die Übersichtlichkeit und Betriebssicherheit der Anlage ist wegen der Unabhängigkeit beider Räume

voneinander sehr groß; das Manövrieren gestaltet sich naturgemäß wesentlich einfacher als bei der Parsons-Turbine, weil eine Verständigung zwischen den beiden durch ein Längsschott getrennten Räumen beim Übergang von einer Gangart in die andere nicht nötig ist.

Maschinenanlage eines Kreuzers mit A. E. G.-Turbinen.

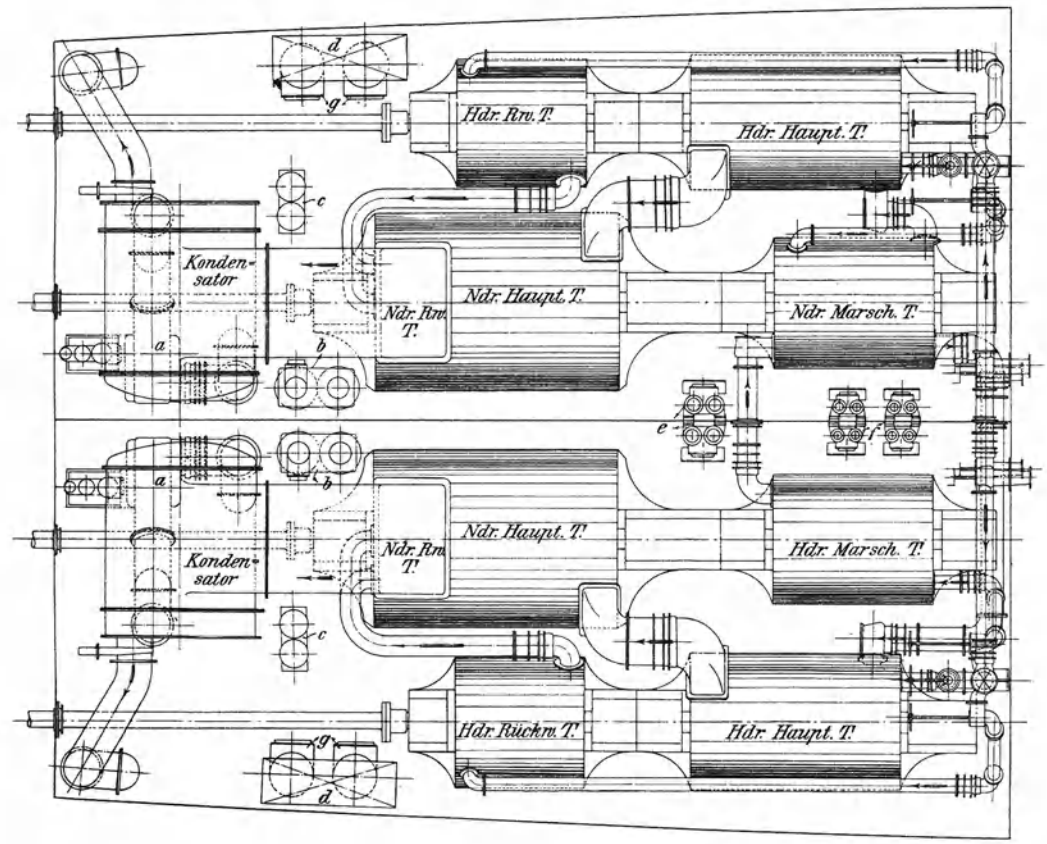


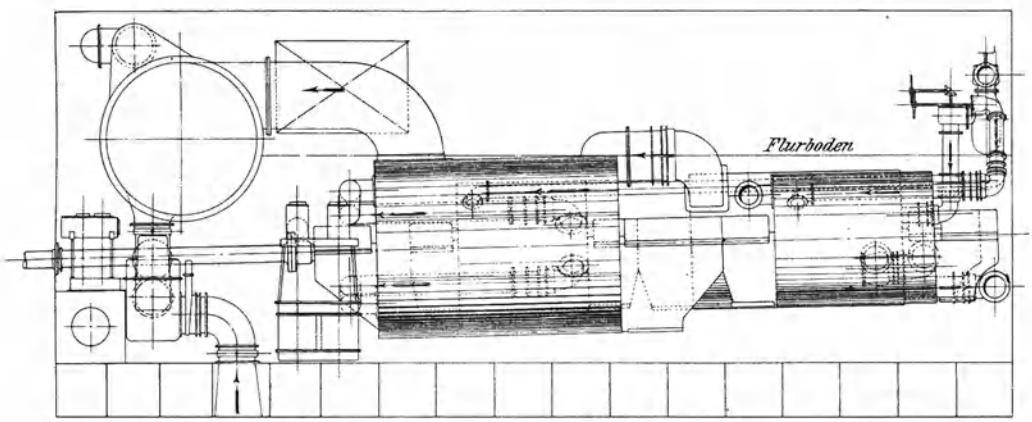
a 2 Zirkulationspumpen.
b Naßluftpumpen.
c Trockenluftpumpen.
d Manövrierventile für Vorwärtsgang.
e Manövrierventile für Rückwärtsgang.

Fig. 20.

Bei Linienschiffen werden die Parsons-Turbinen in ganz ähnlicher Weise mit 4 Wellen angeordnet, wie bei der oben beschriebenen Anlage für einen Kreuzer. Eine Linienschiffsanordnung zeigen Fig. 21 u. 22. Auch hier durchströmt der Dampf bei ökonomischer Fahrt zuerst eine Hochdruck-Marschturbine, dann eine Niederdruck-Marschturbine, daraufhin die beiden Hochdruck-Hauptturbinen und schließlich die beiden Niederdruck-Hauptturbinen.

Maschinenanlage mit Parsons-Turbinen für ein Linienschiff.





Verzeichnis der Hilfsmaschinen und Apparate:

a	2 Zirkulationspumpen	*e*	2 Dampflenzpumpen
b	2 Naßluftpumpen	*f*	4 Ölpumpen
c	2 Trockenluftpumpen	*g*	2 Verdampferanlagen.
d	2 Warmwasserkasten		

Fig. 21.

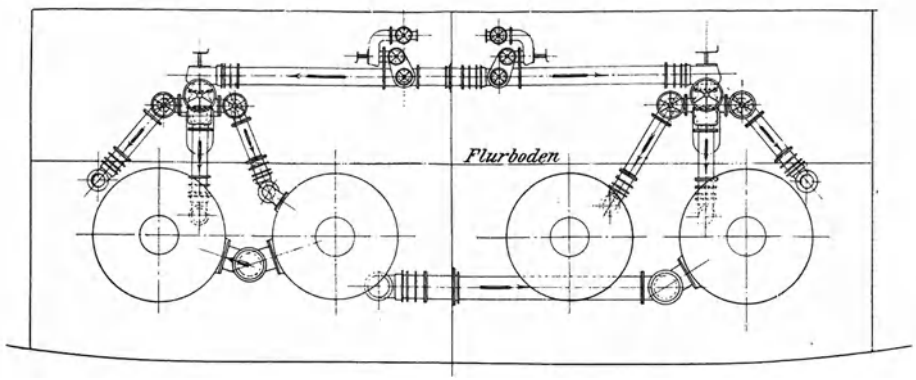


Fig. 22.

Auf jeder Seitenwelle ist eine Hochdruck-Rückwärtsturbine angeordnet, auf jeder Mittelwelle eine Niederdruck-Rückwärtsturbine. Durch ein Mittellängsschott sind zwei Räume geschaffen, welche hinsichtlich ihrer Ausrüstung mit Turbinen nur bei Vollbetrieb voneinander unabhängig sind. Bei langsamer Fahrt müssen sich infolge der oben beschriebenen Schaltung sämtliche Wellen drehen und beide Kondensationsanlagen mit zugehörigen Hilfsmaschinen in Betrieb sein. Irgendwelche Überholungsarbeiten der Maschinenanlage können daher gerade zu der allergeeignetsten Zeit nicht ausgeführt werden. Wesentlich verschieden von dieser Anlage gestaltet sich eine Linienschiffs-Turbinenanlage mit Turbinen vom System der A. E. G., welche in Fig. 23 dargestellt ist. Der Maschinenraum ist in drei Abteilungen eingeteilt, in deren jeder sich eine komplette Hauptturbine nebst Rückwärtsturbine befindet. Jede Turbine treibt eine Welle an. Alle drei Turbinensätze

Maschinenanlage mit A. E. G.-Turbinen für ein Linienschiff.

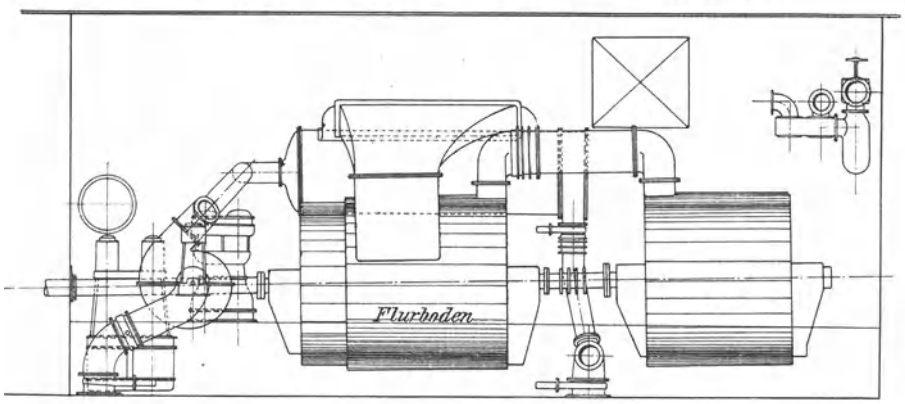
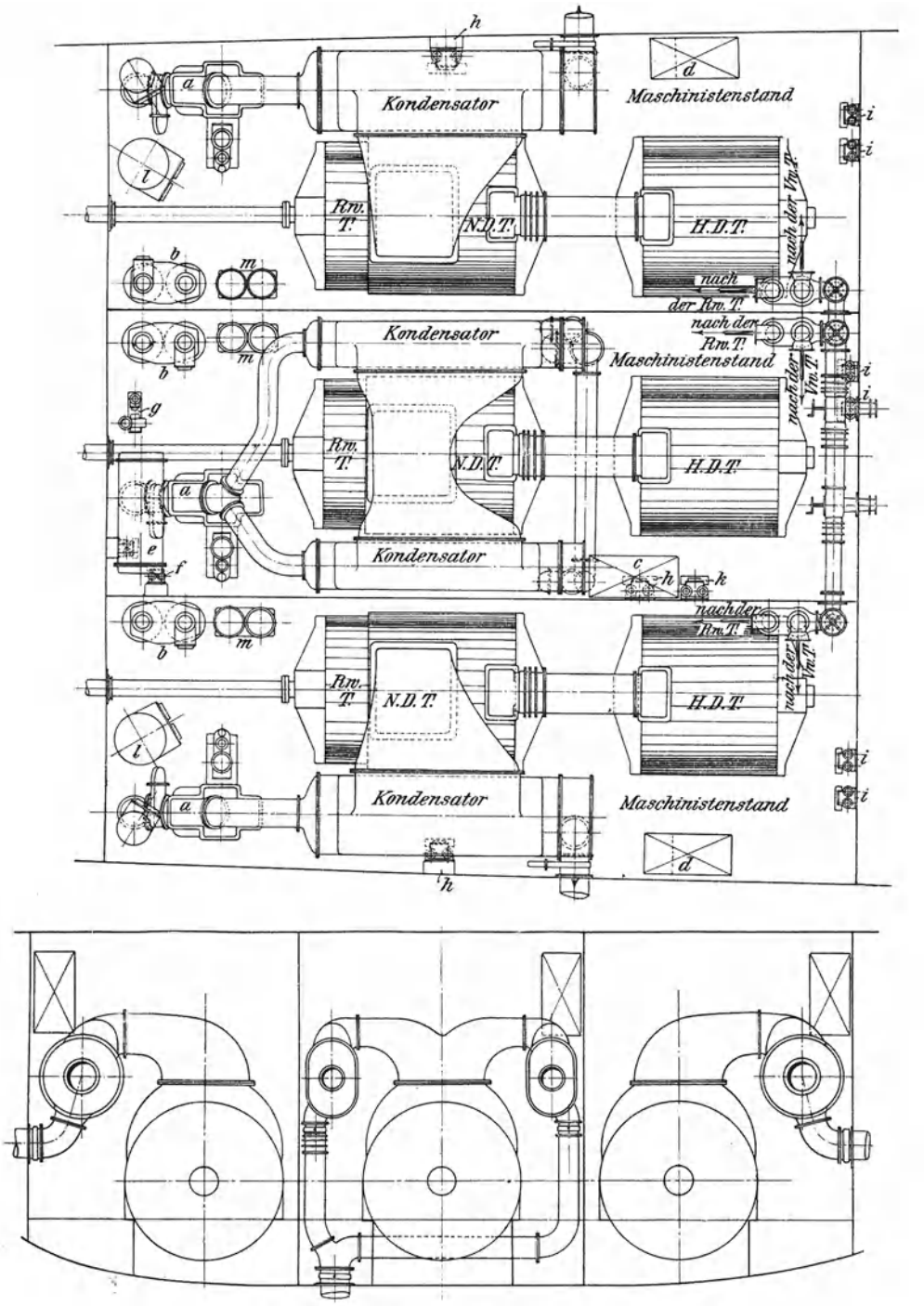


Fig. 23a.



Verzeichnis der Hilfsmaschinen und Apparate:

a	3 Zirkulationspumpen	*f*	2 Hilfsluftpumpen
b	3 Naßluftpumpen	*g*	1 Hilfszirkulationspumpe
c	1 Warmwasserkasten	*h*	3 Dampflenzpumpen
d	2 „ mit besonderem Raum für ungereinigtes Wasser von den Hilfsluftpumpen	*i*	6 Ölpumpen
e	1 Hilfskondensator	*k*	1 Spülpumpe
		l	2 Verdampferanlagen
		m	3 Trockenluftpumpen

sind voneinander völlig unabhängig; jeder Raum besitzt seine eigene Kondensationsanlage und seinen besonderen Satz Hilfsmaschinen. — Die Anlage ist daher identisch einer solchen mit drei Kolbenmaschinen, alle die wesentlichen Vorteile des Dreischrauben-Systems kommen auch hier zur Geltung. Es sind drei besondere ganz gleichartige Manövrierstellen vorhanden, es kann daher jeder wachhabende Maschinist seine Aufmerksamkeit ganz auf das ihm unterstellte Aggregat konzentrieren. Er erhält seine Befehle direkt von der Kommandobrücke und braucht sich auch bei Marschfahrt nicht mit dem Maschinenpersonal der andern Räume in Verbindung zu setzen, weil keine der Wellen von der andern abhängig ist. Wie bereits früher erwähnt, kann die Marschfahrt auch mit den beiden Seitenschrauben allein ausgeführt werden, so daß unterdessen die mittlere Maschine und sämtliche zugehörigen Hilfsmaschinen überholt werden können. Für das Manövrieren und Drehen des Schiffes in engem Fahrwasser steht die hierfür besonders geeignete Mittelschraube zur Verfügung. Im Falle von Havarie, bei Beschädigungen im Gefecht hat man statt zweier kompleter Aggregate deren drei zur Verfügung. — Der Flurboden und Maschinistenstand liegt bei dieser Anordnung ganz tief, ebenso wie bei den Kolbenmaschinen. Das Bedienungspersonal wird also nicht von der aufsteigenden heißen Luft belästigt. Dies ist ein wesentlicher Vorteil gegenüber den Parsons-Turbinenanlagen. Bei diesen ist der Bodenraum derart belegt, daß der Maschinistenstand stets über den Turbinen angeordnet werden muß. Dieser Teil des Maschinenraumes ist aber am heißesten, weil die erwärmte Luft stets nach oben zieht.

Eine Variante der Turbinenanordnung für ein Linienschiff mit drei Wellen zeigt Fig. 12. Bei derselben sind die Luftpumpen und Zirkulationspumpen durch Turbinen vom System der A. E. G. angetrieben. Diese neue Konstruktion zeichnet sich durch geringen Raumbedarf und geringes Gewicht aus und gewährleistet ein sehr hohes Vakuum.

Selbstverständlich eignet sich die Turbine vom System Curtis-A. E. G. auch zum Antrieb eines Linienschiffes mittels 4 Wellen. Eine derartige Anordnung zeigt Fig. 24. Immerhin ist zu berücksichtigen, daß man bei dieser Anordnung die eminenten Vorzüge des Dreischraubensystems aufheben würde.

Die Konstruktion des Hinterschiffes wird naturgemäß durch die Anordnung von vier Wellenleitungen, welche bei Linienschiffen und Kreuzern beim Parsons-System notwendig werden, wesentlich komplizierter als bei Verwendung des Einzelwellen-Systems, wo nicht mehr Wellen, als bei den Kolbenmaschinenschiffen in Anwendung kommen. Durch die vielen Wellenleitungen

Turbinenanlage für ein Linienschiff mit 4 Turbinen System A. E. G. und vier Wellen.

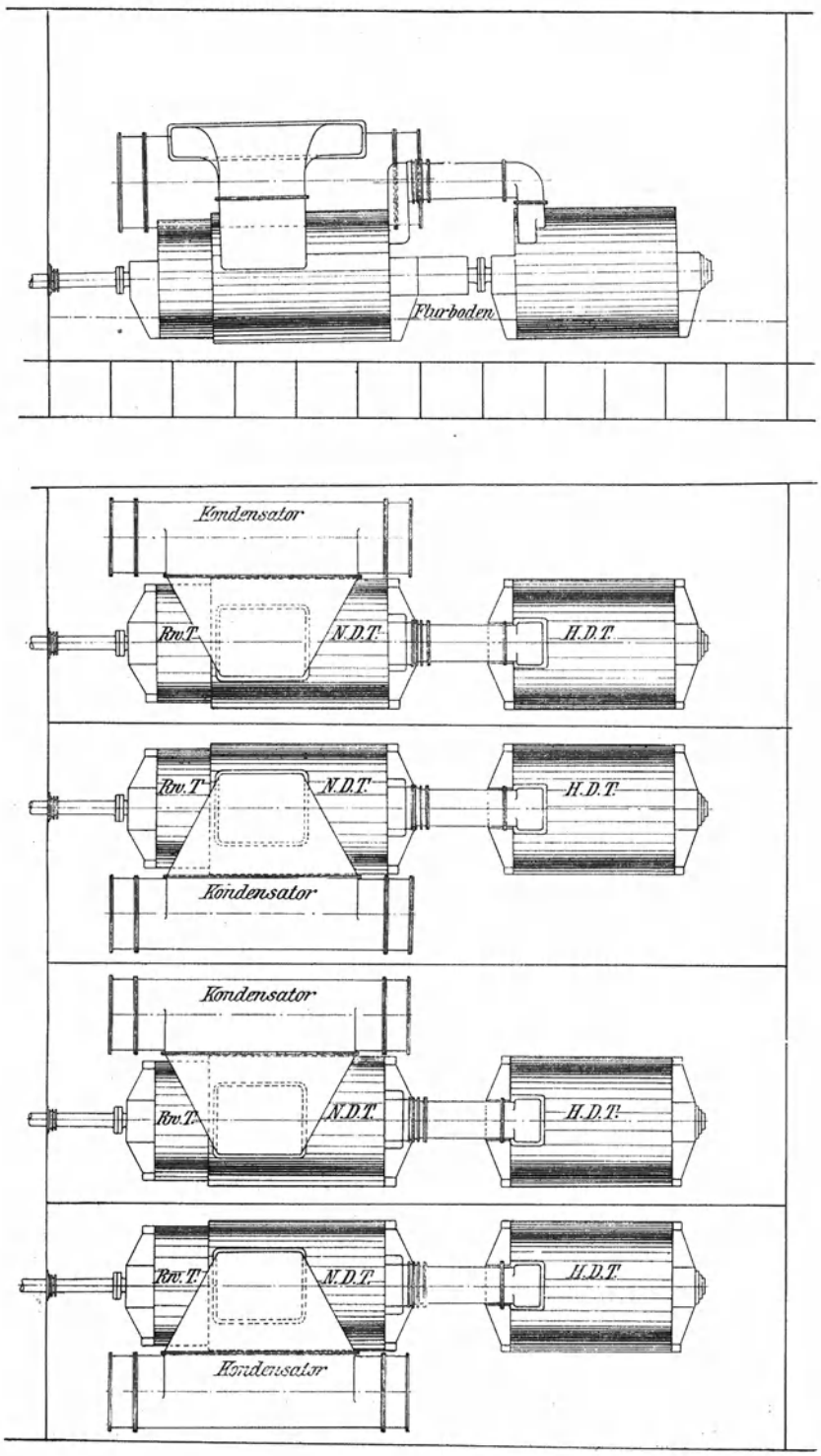


Fig. 24.

wird das Hinterschiff geschwächt und Vibrationen leichter ausgesetzt. Gleichzeitig wird der Schiffswiderstand ungünstig beeinflußt. Dieser Umstand ist durchaus nicht zu unterschätzen. Es liegen Versuche vor, nach welchem bei einem Torpedoboot lediglich durch Einbau eines Rohres zwischen Wellenbock und Wellenaustritt, also durch eine scheinbar ganz geringe Vereinfachung der Strömungsverhältnisse am Hinterschiff eine Mehrgeschwindigkeit von 0,38 Knoten erzielt wurde. Fig. 25 zeigt die ursprünglichen Verhältnisse und diejenigen nach Einbau des Rohres. Die Durchführung der vielen Wellen durch das Hinterschiff beeinträchtigt ferner auch nicht unwesentlich die Ausnutzbarkeit der dort gelegenen Schiffsräume. Einen Vergleich der Hinterschiffe zweier kleiner Kreuzer mit Parsons- und Curtis-Turbinen zeigt Fig. 26.

Wellenlagerung eines Torpedobootes.

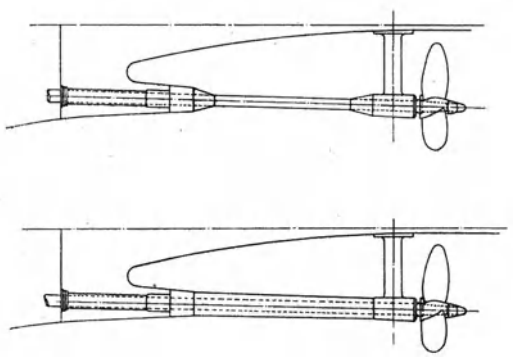
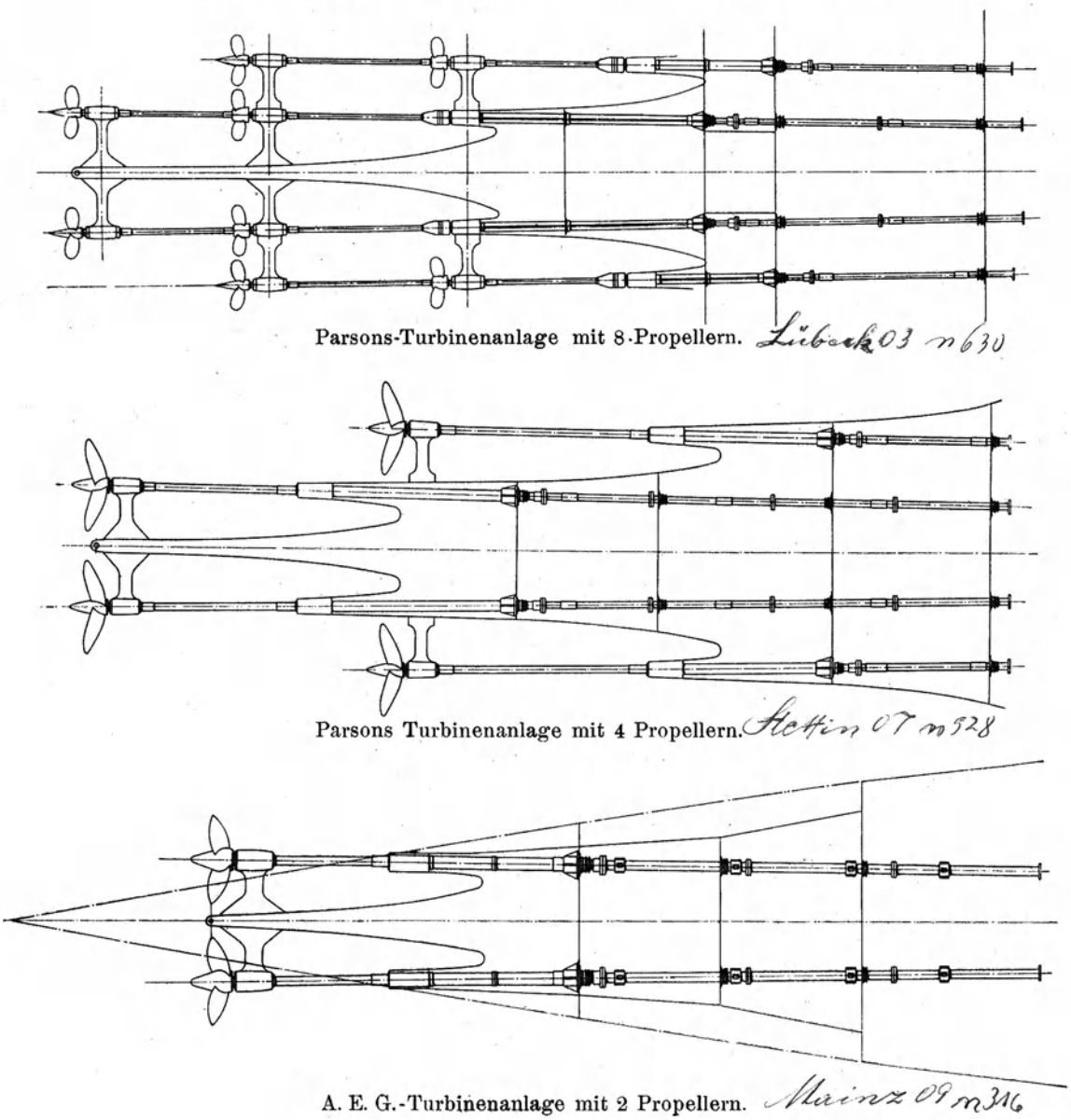


Fig. 25.

Vibrationen treten bei Turbinenschiffen hauptsächlich am Hinterteil des Schiffes auf, und zwar offenbar durch die Wirkung der Schrauben. Dieses ist ein Vorteil vor den Kolbenmaschinenschiffen, bei welchen bei nicht ausbalancierten Maschinen unter Umständen sich starke Vibrationen über den ganzen Schiffskörper verteilt haben und so das Zielen mit den Geschützen erschwert und durch die Beunruhigung der Kompasse das Steuern auf geradem Kurs beeinträchtigt haben. Welche Anordnung der Turbinen für die Verhinderung von Schiffsvibrationen die günstigste ist, läßt sich heutzutage mit voller Bestimmtheit nicht aussprechen. Wahrscheinlich aber ist die geringe Umdrehungszahl der Einzelwellenturbinen bei dieser Art von Vibrationen von Vorteil. Da die Einzelwellenturbinen große Schrauben besitzen, kann man außerdem bei größeren Schiffen dieses Systems die Schraubenflügel verstellen

und auf diese Art die Steigung und Umdrehungszahl verändern, so daß man Tourenzahlen, welche für die Erschütterungen des Hinterschiffes kritisch sind, vermeiden kann.

Wellenleitung und Propeller verschiedener Turbinenanlagen.



Parsons-Turbinenanlage mit 8 Propellern. Lübeck 03 m630

Parsons Turbinenanlage mit 4 Propellern. Stettin 07 m528

A. E. G.-Turbinenanlage mit 2 Propellern. Mainz 09 m316

Fig. 26.

Hinsichtlich der Einfachheit und der Sicherheit des Betriebes sind die Einzelwellensysteme der Parsons-Turbine ohne Zweifel vorzuziehen. Die Anzahl der Stopfbuchsen ist bei ersteren Turbinensystemen immer geringer.

Sie beträgt z. B. bei einem Kreuzer mit Turbinen der A. E. G. nur acht, während sie bei dem in Fig. 19 vorgestellten Parsons-Turbinenkreuzer 16 beträgt. Die Stopfbuchsleitungen werden daher bei der Parsons-Turbine komplizierter, die Anzahl der Stopfbuchsventile größer. Ebenso verhält es sich mit den Traglagern und Drucklagern. Bei einem kleinen Kreuzer mit A. E. G.-Turbinen sind 8 Traglager und 2 Drucklager vorhanden, bei einem kleinen Kreuzer mit Parsons-Turbinen 16 Traglager und 6 Drucklager.

Die größte Anzahl Havarien, welche bisher auf Turbinendampfern vorgekommen sind, sind Schaufelhavarien, welche durch gegenseitige Berührung der Schaufeln entstehen und welche dadurch sehr unangenehm sind, daß sie zum sofortigen Stoppen der Turbine zwingen, wenn man nicht die ganze Beschauflung der Turbinen zu zerstören riskieren will. Solche Havarien sind bei Parsons-Turbinen schon mehrfach vorgekommen. Diese Gefahr ist bei den Einzelwellenturbinen ausgeschlossen, weil sie im Hochdruckteil nur Räder mit grober Beschauflung und weiten Spielräumen haben und weil man die eventuell im Niederdruckteil vorgesehene Trommel ohne Gefahr einer Verschlechterung der Ökonomie mit reichlichem Spiel ausführen kann. Tabelle 8 zeigt den Unterschied der Spielräume bei zwei ganz ähnlichen Kreuzer- bezw. Torpedobootsturbinen verschiedener Systeme für die einzelnen Stufen.

Tabelle 8.

Radiale Schaufelspielräume in mm.

	Kreuzer System Parsons	Kreuzer System A. E. G.	Torpedoboot System Parsons	Torpedoboot System A. E. G.
Hochdruck-Marschturbine . . .	1,1 – 1,3	2,5—3,0	1,0—1,2	2,0—3,0
Niederdruck- „ . . .	1,2—1,5			
Hochdruck-Hauptturbine . . .	1,4 – 1,7	2,5—3,5	1,2—1,6	2,0 – 3,0
Niederdruck-Hauptturbine . . .	2,0 – 3,0	2,5—3,5	1,8—2,5	2,0—3,0
Hochdruck-Rückwärtsturbine .	1,6 –2,0	2,5—4	1,6—2,2	3,0—3,5
Niederdruck- „	2,0—2,8			

Die Beschauflung selbst ist bei den Einzelwellensystemen im allgemeinen kräftiger als bei der Parsons-Turbine. Außerdem besitzen die Parsonsturbinen eine weit größere Anzahl von Lauf- und Leitradkränzen und von Schaufeln als die Einzelwellenturbinen. Die Schaufelanzahl beträgt z. B. für zwei gleichwertige Kreuzerturbinen bei Parsons 650 000, bei System A. E. G. 370 000, für zwei gleichwertige Torpedobootsturbinen bei Parsons 250 000, bei System A. E. G. 148 000.

Die Stärke der Schaufeln ist für die Betriebssicherheit durchaus nicht gleichgültig. Beim Herunterlassen der Turbinen in die Gehäuse nach erfolgter Revision kann leicht das Berühren einer sehr schwachen Schaufel dieselbe verbiegen oder nur minimal deformieren und dies genügt schon zum Entstehen einer Schaufelhavarie. Selbstverständlich ist die Gefahr einer solchen Deformation bei der Montage und Demontage bei stärkeren Schaufeln viel geringer als bei schwachen. Die Schwierigkeiten der Montage und Demontage sind im übrigen bei keinem Turbinensystem wesentliche zu nennen. Man bringt besondere Hebevorrichtungen an, mit welchen es möglich ist, erst das Gehäuseoberteil und dann den rotierenden Teil der Turbine hochzunehmen. Wenn man erst jahrelange Erfahrungen im Bau der Turbine hat, werden Havarien an den Turbinen zu den größten Seltenheiten gehören, so daß die Revision nur periodisch vorgenommen zu werden braucht, wahrscheinlich nur während der Winterliegezeit des Schiffes. Es ist kein Zweifel, daß dann auch die Reparaturkosten der Turbinen den Kolbenmaschinen gegenüber verschwindend klein sein werden.

Einige Worte über die Kombination von Kolbenmaschinen- und Turbinenanlagen seien hier noch gestattet.

Es sind mehrfach Projekte ausgearbeitet worden, welche bezweckten, den weniger wirtschaftlichen Hochdruckteil der Turbine durch eine Kolbenmaschine zu ersetzen, deren Abdampf dann in Turbinen weiter verwendet wird. Bei dem heutigen Stande der Turbinentechnik kann man getrost sagen, daß für Kriegsschiffe diese Kombination ein überwundener Standpunkt ist. Abgesehen davon, daß durch die Anwendung zweier ganz verschiedener Antriebsmotoren in ein und demselben Schiff die Einfachheit des Betriebes auf das ungünstigste beeinflußt und die Wartung sehr erschwert wird, ist ein ausschlaggebender Mangel der folgende.

Es ist nicht möglich, Dampfturbine und Kolbenmaschine auf ein und dieselbe Welle wirken zu lassen, da die hohen Umdrehungszahlen, welche die Turbine verlangt, einen ganz unrationellen Kolbenmaschinenbetrieb mit sich

bringen würde und umgekehrt. Es ist daher nötig, den Dampf, welcher in der Kolbenmaschine gewirkt hat, in Turbinen zu leiten, welche auf anderen Wellen sitzen und man erhält auf diese Weise wieder die Abhängigkeit der einzelnen Wellen voneinander, welche unter allen Umständen für den Schiffsbetrieb unvorteilhaft ist. Dazu kommt noch, daß die Geräuschlosigkeit und Reinlichkeit des Betriebes, welche Eigenschaften die Turbinenschiffe so besonders auszeichnen, durch das Geräusch und das Spritzwasser der jedenfalls schnellaufenden Kolbenmaschine illusorisch gemacht würde. Es kommen ferner hinzu die voluminösen und unbequemen Umschaltapparate, welche nötig werden, um die Wellen beim Manövrieren und im Fall von Havarien unabhängig zu machen; kurz, man kann sagen, eine derartige Anlage hätte schließlich nicht die Vorteile, wohl aber die Nachteile der beiden kombinierten Systeme zusammen.

Wenn wir nun das Resultat unserer voraufgegangenen Betrachtungen zusammenfassen, ersehen wir, daß der moderne Kriegsschiffsturbinenbau immer mehr darauf hinzielen muß, die Einzelwellensysteme auszubilden, da sich dieselben für den Betrieb an Bord von Kriegsschiffen, wenn man alle Umstände in Rechnung zieht, am besten eignen. Es ist dies kein neuer Gesichtspunkt; allerorts bricht sich diese Überzeugung mehr und mehr Bahn.

Neben dem Stammland der Curtis-Turbine, Amerika, wo bereits ein Kreuzer mit Curtis-Turbinen mit bestem Erfolge erprobt und zwei Turbinenanlagen für Linienschiffe sowie zwei Torpedoboote im Bau sind, ist die deutsche Marine in tatkräftiger Weise in die Erprobung der Einzelwellen-Turbinensysteme eingetreten, und zwar durch Inbaugabe von Torpedobooten und Kreuzern, welche mit diesen Systemen ausgerüstet sind. Aber auch in England, dem konservativen Stammland der Parsonsturbine, gewinnt schon die Ansicht Raum, daß die Einzelwellensysteme die größte Beachtung verdienen. Bei der Firma John Brown in Glasgow ist eine 2500 pferdige Turbine im Bau, welche als Demonstrationsobjekt für die Vorteile dieses Turbinensystems der britischen Admiralität gegenüber dienen soll. Diese Turbine wird gebaut unter der Aufsicht des Oberingenieurs Pigott von der International Curtis-Marine-Turbine-Co. Alles dies deutet darauf hin, daß durch den Austausch der gegenseitigen Erfahrungen im Laufe der Zeit ein einheitliches Turbinensystem für Kriegsschiffe auf der Basis des Einzelwellensystems entstehen wird, welches noch stereotyper sein wird, als die Kolbenmaschine es bisher gewesen ist.

Diskussion.

Exzellenz v. Eickstedt, Admiral a. D.:

Euere Königliche Hoheit! Meine Herren! Vor zwei Jahren hatte ich an dieser Stelle die Ehre, Ihnen dienstlich die Grundsätze darzulegen, die damals für das Reichs-Marineamt maßgebend waren für die Einführung und Entwicklung der Turbine als Kriegsschiffsmaschine. Ich habe damals besonders ausgeführt, daß es nötig wäre, mit den Umdrehungszahlen wesentlich herabzugehen, in Rücksicht auf die Manövrierfähigkeit, besonders bei schweren Schiffen. Ferner habe ich gesagt, daß es für Linienschiffe, die eng zusammenfahren sollen, sehr wichtig wäre, daß alle Schiffe eines Verbandes die gleiche Maschinenanlage hätten, daß daher Linienschiffe zu Versuchsobjekten wenig geeignet seien, und dann habe ich hervorgehoben, daß das Reichs-Marineamt nicht in der Lage wäre, sich auf ein bestimmtes Turbinensystem, damals das Parsonssche, festzulegen, weil voraussichtlich noch wesentliche Verbesserungen, besonders durch andere Turbinensysteme, möglich wären.

Seitdem ist nun das Reichs-Marineamt in diesem Sinne vorwärts geschritten. Es hat durch den Bau von Torpedobooten und von kleinen Kreuzern mit vier verschiedenen Turbinensystemen Gelegenheit gegeben, diese Turbinensysteme auszubauen und zu erproben. Es hat für große Kreuzer die Parsonsturbine in Bestellung gegeben; dagegen hat es bisher für die Linienschiffe an den Kolbenmaschinen festgehalten.

Der Herr Vortragende hat uns heute dargelegt, daß nach seiner Ansicht jetzt der Zeitpunkt gekommen ist, um auch die Turbine für Linienschiffe als Schiffsmaschine einzuführen. Er hat nachgewiesen, daß die Technik imstande ist, Einzelwellenturbinen herzustellen, welche allen Anforderungen für Linienschiffe genügen.

Wenn ich hier meine persönliche Ansicht heute aussprechen darf, so geht sie dahin, daß ich dem Herrn Vortragenden in allen Punkten vollständig beistimme. Ich möchte hier besonders feststellen aus den Angaben des Herrn Vortragenden, daß bisher durch Herabsetzung der Umdrehungszahlen von Turbinen bei ähnlichen Schiffen stets der Gesamtnutzeffekt der Anlage gestiegen ist; der Nutzeffekt der Turbinenanlage mag wesentlich vermindert sein, der der Schraube ist aber in viel höherem Maße gewachsen, daher das Schlußresultat; so daß wir erwarten können, daß auch fernerhin durch Einbau von Einwellenturbinen mit geringen Umdrehungszahlen in große Schiffe ein recht guter Gesamtnutzeffekt erzielt werden wird. Ob dies in gleichem Maße mit den Parsonsturbinen der Fall ist, entzieht sich meiner Beurteilung, da mir positive Angaben darüber fehlen. Es scheint aber nach den Angaben des Herrn Vortragenden etwas zweifelhaft zu sein.

Es könnte nun noch eingewendet werden in bezug auf den Zeitpunkt der Einführung der Turbinen für Linienschiffe, daß wir gut tun würden, erst die Resultate der vier im Bau befindlichen Kreuzer abzuwarten. Ich möchte aber doch diesen Einwand nicht als stichhaltig ansehen, denn es liegen nach meiner Ansicht bereits genug Erfahrungen mit Torpedobooten und speziell auch mit dem kleinen Kreuzer „Salem" der amerikanischen Marine vor, die zeigen, daß die Turbine mit Einzelwellenantrieb sehr gut für solche kleinere Schiffe geeignet ist, mindestens ebensogut, wie die Parsonsturbine, und daß daher für große Schiffe die Einzelwellenturbine, die mit weniger Umdrehungszahlen arbeitet, als die Parsonsturbine, mit ziemlicher Sicherheit noch günstigere Zahlen als diese geben wird.

Dann ist aber auch aus folgendem Grunde jetzt der Zeitpunkt gekommen, zu entscheiden, ob wir die Linienschiffe mit Turbinen ausrüsten sollen oder nicht. Das erste Geschwader von großen Linienschiffen ist in Bau gegeben. Im Etat des nächsten Jahres werden Linienschiffe gefordert für ein zweites Geschwader, und da ist es nun außerordentlich wichtig, daß dieses zweite Geschwader ganz gleichmäßig ausgerüstet wird. Die Schiffe

sollen ja eng im Verbande miteinander manövrieren. Also es muß jetzt entschieden werden: sollen alle diese Schiffe Kolbenmaschinen erhalten oder Turbinen. Ich glaube, nach dem heutigen Vortrage und sonstigen Erfahrungen, die vorliegen, kann die Frage ohne weiteres zugunsten der Turbine entschieden werden.

Damit tritt nach meiner Ansicht die ganze Frage in ein neues Stadium. Die Technik hat sich bereit erklärt, Turbinen der verschiedenen Systeme zu liefern, sie ist dazu imstande, und jetzt kommen hauptsächlich die Gesichtspunkte des Seeoffiziers der Front in Betracht, welche angeben müssen, was für Turbinensysteme wir brauchen, welche Anlage von Schrauben im Schiff.

Der Herr Vortragende hat auch diesen Gesichtspunkt bereits behandelt und sich nach umfassenden Voruntersuchungen für Einzelwellenturbinen ausgesprochen. Ich stimme ihm hierin vollständig bei. Ich kann nur hinzufügen, daß ich das Parsonssystem mit den zwei voneinander abhängigen Wellen immer nur für einen Notbehelf angesehen habe, der benutzt werden mußte, solange etwas besseres nicht zur Verfügung stand, und daß ich entsprechend der vorerwähnten Notwendigkeit der Gleichartigkeit aller Schiffe eines Geschwaders ohne weiteres dafür eintrete, sämtliche Schiffe dieses Geschwaders nur mit Einzelwellenturbinen auszurüsten.

Wird diesem zugestimmt, so bleibt noch weiterhin die Frage zu erörtern, ob die Schiffe drei oder vier Schrauben erhalten sollen, denn auch die Einzelwellenturbinensysteme sind ja in der Lage, die Schiffe für vier Schrauben zu konstruieren. Ich trete da nun unbedingt für drei Turbinen ein, ebenso wie der Herr Vortragende, der ja schon verschiedene Gründe angeführt hat oder wenigstens in den gedruckten Exemplaren niedergelegt hat.

Ich kann hier nicht eingehen auf alle Vorteile und Nachteile des Drei- und Zwei- oder Vierschraubensystems; das würde einen eigenen Vortrag verlangen. Ich möchte nur hervorheben, daß unsere ganze Schlachtflotte bisher aus Linienschiffen mit drei Schrauben besteht, die eine sehr gute Manövrierfähigkeit besitzen und die das Befahren von engen Gewässern, wie dem Kaiser-Wilhelm-Kanal, das Einlaufen in Schleusen, das an die Boje-Gehen in einem sehr besetzten Hafen, wie es in Kiel meistens der Fall ist, außerordentlich einfacher und leichter gestatten, als die Zweischraubenschiffe, ja die sogar das Passieren des Kaiser-Wilhelm-Kanals in großem Verbande überhaupt erst sicher stellen. Außerdem sind vier Schrauben bei Manövern mit Trossen Beschädigungen viel mehr ausgesetzt als drei Schrauben, ferner möchte ich erwähnen, daß unser ganzes Seeoffizierkorps, soweit es überhaupt ausgebildet ist, sich an das Dreischraubensystem gewöhnt hat, und daß es deshalb ungünstig wäre, einen Teil der Schiffe mit drei Schrauben, einen Teil mit vier Schrauben zu haben, weil dann Umkommandierungen von einem Schiff auf ein anderes nicht möglich wären, ohne die Schlagfertigkeit des Schiffes wesentlich herabzusetzen.

Schließlich möchte ich zugunsten des Dreiwellensystems noch darauf hinweisen, daß die ganze Einteilung eines Linienschiffes in den hinteren Teilen auf eine Dreiteilung drängt. Die schweren mittschiffs stehenden Türme und Kanonen verlangen Längsschotten zur Unterstützung, und daraus ergibt sich, daß das Hinterschiff in seinem eigentlichen Innern in drei fast gleiche Teile zerfallen muß, um dieser Forderung zu genügen. Da läßt sich dann also das Dreischraubensystem außerordentlich gut einführen.

Es könnte unbillig erscheinen, daß dasjenige Turbinensystem, welches am meisten bisher verwandt worden ist, das von Parsons, dem wir in dieser Frage so außerordentlich viel verdanken, ganz ausgeschaltet wird bei dem Bau von Linienschiffen. Ich kann mich dieser Ansicht nicht anschließen. Das Parsonssche System hat vor allen Dingen Gelegenheit, an Bord von großen Kreuzern bei ganz wesentlich größeren Maschinenanlagen, als sie für Linienschiffe bestimmt sind, zu zeigen, was es leistet sich zu entwickeln und auch weitere Erfahrungen zu sammeln. Im übrigen ist es ja auch nicht ausgeschlossen, daß Parsons auch zum Einzel-

wellensystem übergeht — das ist ihm in keiner Weise benommen — und damit dann also auch bei Linienschiffen mit in Konkurrenz treten kann. Ich möchte hier im Gegenteil den Wunsch aussprechen, daß auch dem Einzelwellensystem Gelegenheit gegeben wird, nicht nur auf Linienschiffen, sondern auch auf den viel schnelleren großen Kreuzern in Konkurrenz zu treten mit dem Parsonssystem. Bisher haben die großen Kreuzer Vierwellen-Parsonsturbinen erhalten. Es ist vielleicht die Möglichkeit gegeben, durch Einbau von Einzelwellenturbinen auf einem großen Kreuzer der nächsten Jahre zu zeigen, welches Turbinensystem bei diesen großen schnellen Schiffen das günstigste ist.

Zum Schluß möchte ich, wie vor zwei Jahren ebenfalls, auf einen Punkt zurückkommen, der vielleicht nicht ganz mit dem heutigen Thema zusammenhängt, das ist auf die Einführung von Turbinen in die Handelsflotte. Ich spreche den Wunsch aus, daß es möglich ist, auch bald bei unseren schnellen Handelsschiffen die Turbine eingeführt zu sehen. Sie wird auch da, glaube ich, wesentliche Vorteile bieten, besonders wenn zugleich damit eine große Gewichtsersparnis durch Einführung unserer bewährten Wasserrohrkessel verbunden ist und wenn die Betriebssicherheit der Schiffe durch den Einbau von Zweirudern, wie ja bereits auf Dreadnoughts geschehen, weiterhin gesteigert wird. (Beifall.)

Herr Geheimer Regierungsrat und Professor F l a m m - Charlottenburg:

Euere Königliche Hoheit! Meine Herren! Der Herr Vortragende hat an verschiedenen Stellen darauf hingewiesen, wie außerordentlich wichtig es wäre, die Umdrehungszahlen der Schrauben herabzusetzen, um eine günstige Wirkung der ganzen Anlage zu erzielen. Nun, ich möchte auf Grund der Beobachtungen, die ich bisher, allerdings nur in einem Bassin mit Modellschrauben, gemacht habe, doch die Vermutung aussprechen, daß eine Steigerung und eine vielleicht nicht ganz unwesentliche Steigerung der Umdrehungszahlen der Schrauben ohne wesentliche Herabsetzung des Wirkungsgrades nicht ganz ausgeschlossen erscheint. Ich bin allerdings zunächst nur in der Lage, die direkten Angaben über Axialschub der Schrauben als Beobachtung hier Ihnen mitteilen zu können. Die Messungen über den Wirkungsgrad entziehen sich einstweilen noch der Behandlung, weil mir für diese Messungen die nötigen Apparate und die Mittel zur Beschaffung dieser Apparate bis jetzt fehlen. Ich habe aber soviel doch schon beobachtet und möchte das im Anschluß an dasjenige, was ich im vorigen Jahr Ihnen hier bieten konnte, sagen, daß zunächst die Auffassung, daß eine Schraube stets streue, nicht richtig zu sein scheint; im Gegenteil, eine Schraube hat vielmehr das Bestreben, zu saugen. Die Saugwirkung der Schraube ist gerade eine Wirkung, die wir viel mehr beobachten sollten, als das bis jetzt der Fall gewesen ist.

Dann habe ich weiter festgestellt — und war auch in der Lage, das vor einiger Zeit einer Versammlung von ersten Fachleuten aus der Marine und der Privatindustrie vorzuführen — daß mit zunehmender Umdrehungszahl der Axialschub wächst, und daß dieser Axialschub sein Maximum erreicht, wenn die Kavitation da ist. Ich bin jederzeit bereit, durch einen Versuch das zu beweisen.

Dann möchte ich aber auf etwas hinweisen, was wohl geeignet ist, die Wirkung einer Schraube, besonders wenn die Tourenzahl gesteigert ist, gewaltig herabzusetzen. Das ist die infolge der Saugwirkung in den Schraubenraum eintretende Luft. Ich habe zahlreiche Beobachtungen gemacht und Versuche angestellt, die hoffentlich in der nächsten Zeit durch einen Versuch in größerem Maßstabe Ergänzung finden werden, die dahin gehen, daß in dem Moment, in welchem die Schraube, die vorher den mit angehängten Gewichten belasteten Wagen vorwärts schiebt, daß diese Schraube in dem Moment, in dem Luft in den Schraubenraum eingesaugt wird, sofort die ganze Axialwirkung verliert und samt dem Wagen durch die angehängten Gewichte zurückgezogen wird.

Ich habe dann den Versuch weiter dahin ausgeführt, daß ich die Wasseroberfläche mit einem dünnen Brett bedeckte und über der Schraube somit eine Abdeckung geschaffen habe, welche es verhinderte, daß Luft in die Schraube hineintrat; die Wirkung war eine ganz erstaunliche. Die Schraube, die vorher fortwährend — um den Ausdruck zu gebrauchen, der früher hier einmal fiel — als Schaumschläger sich dokumentierte, hat nun, sobald die Abdeckung vorhanden war, einen ganz vorzüglichen Axialschub ergeben.

Wenn man nun die Möglichkeit hat, gerade diese schädliche Wirkung zu vermeiden, die auch beim Rückwärtsschlagen der Schraube, also beim Manövrieren, evident in die Erscheinung tritt — ich habe diese Versuche auch des öfteren angestellt und die Beobachtung da gemacht — dann glaube ich, daß eine Möglichkeit besteht, mit den Umdrehungen doch höher hinaufzugehen und dadurch den Kompromiß zwischen den Umdrehungszahlen, die die Turbine wünscht und den Umdrehungszahlen, die die Schraube eigentlich bisher nicht wünscht, etwas günstiger für die ganze Konstruktion zu legen. Ich will an wenigen Bildern, die ich hier habe, Ihnen das zeigen. (Tafel I und II.)

Erstes Bild: Hier haben Sie eine Schraube, die 2500 Umdrehungen in der Minute macht. Sie sehen das Niveau am Rande des Bassins; über der Schraube selbst ist eine außerordentlich starke Senkung. Sodann sehen Sie den absolut axialen Abstrom des Schraubewassers. Wenn ein Streuen, ein Schleudern der Schraube stattfände, würde sich das fraglos an der Oberfläche zeigen müssen; das ist aber nicht der Fall. Bei all den vielen photographischen Aufnahmen, die ich gemacht habe, ist stets die Oberfläche glatt, höchstens ist sie an der Schraube etwas hineingesaugt; niemals ist aber die Beobachtung gemacht worden, daß etwa durch die Schraube Wasser nach oben hinausgeschleudert würde.

Zweites Bild: Hier arbeitet eine Schraube bei einer Tourenzahl von 2000. Sie sehen die Niveausenkung und von hier aus einen Luftschlauch direkt in die Schraube hineingesaugt. In diesem Moment ist die Schraube wirkungslos, sie hat ihren Axialschub fast vollständig verloren.

Drittes Bild: Hier ist die gleiche Erscheinung für einen anderen Propeller. Es ist dies der Nikipropeller. Auch in diesem Falle findet eine derartige Luftansaugung statt. Sie sehen einen großen Luftschlauch, der in die Schraube eintritt; hinter der Schraube ist ein explosionsartiges Gemisch von Luft und Wasser, das keinen Stützpunkt für die Schraube geben kann; endlich die außerordentlich starke Saugwirkung der Schraube. Hier hat der Propeller 2100 Umdrehungen.

Viertes Bild: Hier haben Sie eine unter normalen Verhältnissen arbeitende Schraube, die fortwährend Luft schluckt, deren Wirkungsgrad also herabgesetzt ist. Hier das Niveau am Rande; hier die Niveausenkung über der Schraube und den vollständig zentralen Axialstrom. Die Umdrehungszahl beträgt hier 2700.

Fünftes Bild: Hier sehen Sie eine Kavitationserscheinung; die starke Senkung des Niveaus gerade in dem Moment, in dem die Luft in den Schraubenraum hineinströmt. Sie sehen: die Schraube schleudert nicht, sondern saugt das ganze Wasser in den Schraubenraum hinein. Die Schraube hat in diesem Falle 3600 Umdrehungen.

Sechstes Bild: Auch eine ganz interessante Aufnahme über die Kavitationserscheinungen. Beachten Sie den durch die Luft im Wasser entstandenen spiralförmigen und wurmartigen Fortsatz. In diesem Falle ist der Axialschub noch sehr günstig. Die Umdrehungszahl ist 3500.

Siebentes Bild: Sie haben hier eine selten schöne Aufnahme, die gerade in dem Moment gefaßt ist, in dem die Luft eintritt. Es ist eine sehr scharf ausgebildete Kavitationserscheinung. Hier ist das Niveau am Rande; hier die starke Senkung. Ungefähr ist jetzt

die Verbindung mit der äußeren Luft vorhanden. Würde die Schraube streuen, so müßte das Wasser herausströmen. Das Gegenteil ist der Fall: die Schraube saugt. In diesem Fall ist der Axialschub noch ein Maximum; das ist direkt durch die physikalische Wage festzustellen. Der nächste Moment zeigt, daß die Luft vollständig in den Schraubengang eintritt und die Axialschubwirkung vollständig verloren ist. Die Umdrehungszahl ist hier 3600.

Ich wollte nur diese wenigen Angaben machen, um darauf hinzuweisen, daß durch eine geeignete Abdeckung der Oberfläche gerade über der Schraube und ein Verhindern des Lufteintritts meiner Meinung nach der Wirkungsgrad der Schraube wesentlich gesteigert werden kann.

Herr Direktor B o v e r i - Baden (Schweiz):

Euere Königliche Hoheit! Meine Herren! Ich habe mit Befriedigung konstatiert, daß Herr Direktor Bauer an den Anfang seines Vortrages die Ansicht gesetzt hat, daß Dampfturbinen nunmehr endgültig als die richtigen Betriebsmaschinen für Kriegsschiffe angesehen werden können. Er hat sich damit dem angeschlossen, was ich bereits vor zwei Jahren die Ehre hatte, hier auszusprechen Da er diese Meinung ausschließlich auf Grund von Schiffen mit Parsonsturbinen gewonnen haben kann, — denn nur diese haben einen Betrieb in der Praxis hinter sich —, so kann ich daraus auch schließen, daß die verschiedenen absprechenden Bemerkungen, die er in seinem Vortrage gegen die Parsonsturbine gemacht hat, nicht allzu ernst gemeint sind. (Heiterkeit.) Ich will deshalb auch davon absehen, hier in eine Widerlegung der einzelnen Punkte einzutreten. Es würde für Sie zu lang werden. Ich muß mir immerhin vorbehalten, daß meine Gesellschaft darauf vielleicht in einer besonderen Druckschrift zurückkommen wird.

Heute möchte ich mich nur mit dem Hauptgrundsatz beschäftigen, den der Herr Vortragende aufgestellt hat und der dahin lautet, die Turbine, welche als die Turbine der Zukunft für die Schiffe und für Kriegsschiffe insbesondere angesehen werden muß, ist die einwellige Turbine, und der weiter dahin lautet, daß diese Lösung eigentlich heute gefunden wäre. Es mag ja, rein akademisch gesprochen, richtig sein, daß eine einwellige Anlage, also eine Anlage, bei der das ganze Dampfdruckgefälle auf einer Welle ausgenutzt wird, einer Anlage mit hintereinander geschalteten Wellen vorzuziehen wäre. Allein diese Ansicht kann doch nur insofern richtig sein, als sie durch den tatsächlichen Effekt bestätigt wird, und da liegen die Verhältnisse doch wesentlich anders.

Der Herr Vortragende ist in bezug auf die Gründe, die zur Unterteilung auf die Wellen führen, von unrichtigen Voraussetzungen ausgegangen. Er hat sich mit der Fig. 4 seines Vortrages den kleinen Scherz gemacht, eine Karikatur einer Parsons-Turbine (Heiterkeit) von ungeheurer Länge zu zeichnen, obwohl er ja sehr wohl weiß, daß man eine Turbine für die betreffenden Verhältnisse an Leistung usw. auf einer Welle nicht so ausführen würde, daß das Bild also falsch ist. Aus diesem Bilde hat er abgeleitet, daß die Unterteilung auf die Wellen notwendig sei, weil die Turbine zu lang ist, um auf einer Welle untergebracht zu werden, und weil so diese langen Turbinenteile nebeneinander gestellt werden können. Diese Ansicht ist unrichtig. Der Grund, warum man Turbinen unterteilt auf getrennte Wellen, liegt in dem besseren Nutzeffekt dieser Anordnung, in dem besseren Wirkungsgrad, und der Herr Vortragende hat uns in seinem Vortrage selbst die Elemente an die Hand gegeben, aus denen sich unmittelbar ergibt, daß eben dieser Wirkungsgrad bei der unterteilten Turbine der bessere ist. Er hat ausgeführt: der Nutzeffekt einer Dampfturbine ist um so besser, je größer die Leistung und je größer die Umdrehungszahl ist. Durch die Unterteilung auf verschiedene Wellen werden zum Teil diese beiden Vorteile, zum Teil nur der eine davon erreicht. Ganz einfache Beispiele mögen Ihnen das zeigen.

Ein Torpedoboot mit Einzelwellenturbinen besitzt zwei Turbinen, welche voneinder unabhängig sind und welche, wenn ich z. B. die Leistung der Gesamtanlage auf 12000 Pferde annehme, je 6000 Pferde leisten. Das Boot besitzt also zwei Maschinen von 6000 Pferden. Wenn ich diese Anlage nach der Anordnung von Parsons derartig verteile, daß ich eine Hochdruckturbine auf einer Mittelwelle habe, welche in Niederdruckturbinen auf den beiden Seitenwellen expandiert, so erhalte ich den Effekt einer einzigen 12000 pferdigen Maschine; denn die Verbesserung des Nutzeffekts liegt bei diesen Leistungen im Hochdruckteil der Turbine allein, die Unterteilung des Niederdrucks in zwei Abteilungen bringt keine Beeinträchtigung des Nutzeffekts mehr, hingegen die Vereinigung des Hochdruckteiles eine wesentliche Verbesserung. Es stehen sich also die Nutzeffekte einer Turbine von 6000 Pferden und einer Turbine von 12000 Pferden gegenüber, und nach den Ausführungen des Herrn Vortragenden ist die 12000 pferdige natürlich die bessere. Aber nicht nur das; er hat auch ausgeführt, daß die höhére Tourenzahl die bessere ist. Wenn ich das Boot mit zwei Wellen ausführe, so habe ich eine Umdrehungszahl mit Rücksicht auf die Propeller, die vielleicht ungefähr um 600 herum liegen mag. Wenn ich das Boot mit drei Wellen und drei Propellern ausführe, so habe ich eine Umdrehungszahl, die vielleicht bei 800 liegt. Ich habe also in einem Falle eine einzige Turbine im Boot von 12000 Pferden und 800 Touren und im anderen Falle zwei Turbinen von je 6000 Pferden und 600 Touren.

Bei den Kreuzern liegen die Verhältnisse insofern etwas anders, als es sich bei der Zweiwellenanordnung bei den Einzelwellenturbinen und den vier Wellen bei den jetzt ausgeführten Kreuzern mit Parsonsturbinen im einen wie im anderen Falle wenigstens bei der Höchstleistung um zwei Maschineneinheiten handelt, also auch bei Parsons die Turbinenanlage nicht in eine einzige vereinigt wird. Aber hier kommt um so günstiger der Unterschied in der Umdrehungszahl zum Ausdruck, weil das Schiff anstatt zwei Wellen je vier Wellen hat, infolgedessen anstatt zwei Propeller vier Propeller und dementsprechend die Anlage mit vier Propellern eine höhere Umdrehungszahl erhalten kann.

Es kommt aber weiter der Vorteil in Betracht, daß bei den gleichen Leistungen die vorgeschalteten Marschturbinen so hintereinander geschaltet werden, daß man für die kleinsten Leistungen dieser Kreuzer überhaupt nur eine Turbinenanlage hat. Also auch hier vereinigen sich die Vorteile der größeren Leistung und der größeren Umdrehungszahl.

Noch eklatanter werden die Verhältnisse, wenn man eine dreiwellige Linienschiffsanordnung mit drei Einzelturbinen und eine vierwellige Linienschiffsanlage mit Parsons-Turbine vergleicht. Hier haben wir einerseits die Vergrößerung der Propellerzahl von drei auf vier und anderseits die Unterteilung statt in drei Maschinen in nur zwei Maschinen, und auch hier wieder bei der langsamen Fahrt die Vereinigung des ganzen Dampfquantums, das ausgenutzt wird, in einer einzigen Maschine. Also die Nutzeffektverhältnisse müssen wesentlich günstiger sein.

Daß diese Nutzeffektverhältnisse besser sind, ergibt sich auch aus den Ausführungen des Herrn Vortragenden. Er hat ausdrücklich darauf hingewiesen, daß sich bei den Parsons-Turbinen herausgestellt hat, wieviel mehr effektive Wellenpferde diese Maschinen leisten. Es ist tatsächlich der Fall, daß infolge des hohen Nutzeffekts der Turbinen die Maschinenanlagen sehr hohe effektive Leistungen aufweisen, wie die verschiedenen Messungen ergeben haben.

Nun könnte man dagegen einwenden: das alles hat ja keinen Wert, wenn wir keine Propeller besitzen, welche diese hohen effektiven Pferdekräfte, die wir leisten, auch auszunutzen in der Lage sind. In dieser Hinsicht möchte ich aber nur darauf hinweisen, daß doch die Ausführungen bereits beweisen, wie hoch wir in den Propellernutzeffekten auch bei den schnellaufenden Propellern gekommen sind. Bei „Lübeck“ waren sie ja allerdings

noch schlecht, bei „Stettin“ sind die Verhältnisse schon wesentlich günstiger, denn hier nähert sich der Nutzeffekt ganz bedeutend demjenigen von anderen Schiffen. Noch besser liegen die Verhältnisse bei dem Torpedoboote G 137. Immerhin werden wir in dieser Richtung noch arbeiten müssen, und ich bin überzeugt, daß eingehende Versuche über die Propellerverhältnisse und die Konstruktion schnellaufender Propeller noch wesentliche Fortschritte zeitigen werden, deren Effekt immer zugunsten der unterteilten Turbinen ausfallen wird.

Daß ich mit dieser Ansicht nicht allein stehe, habe ich mit Befriedigung aus den Ausführungen des Herrn Geheimrat Flamm entnommen, der ja auch überzeugt ist, daß man mit schnellaufenden Propellern noch bessere Effekte erzielen wird, als es bis heute der Fall war.

Also, meine Herren, ich behaupte, daß die unterteilte Turbinenanlage die gerechtfertigte ist infolge ihres höheren Wirkungsgrades, und daß die Einzelwellenanlage demgegenüber nicht eine Verbesserung, sondern eine Verschlechterung darstellt. Es wäre in der Technik noch nicht vorgekommen, daß wir einen besseren Wirkungsgrad, den wir bereits besessen haben, aufgegeben hätten.

Das kann auch nicht dadurch veranlaßt werden, daß man von einer größeren Einfachheit der Anlage spricht. Die Technik hat noch stets gelernt, an der Hand von Erfahrungen Schwierigkeiten konstruktiver Art zu überwinden, und ich darf ja heute schon behaupten, daß diese Schwierigkeiten für die hintereinander geschaltete Anordnung im wesentlichen bereits überwunden sind. Die letzten Ausführungen mit Parsons-Turbinen, sowohl die beiden kleinen Kreuzer „Stettin“ und „Dresden“ als das Torpedoboot „G 137“ haben in dieser Beziehung vorzügliche Resultate geliefert und die höchste Anerkennung derjenigen Stellen der Marine gefunden, welche mit den Schiffen zu arbeiten haben. Es ist uns von seiten des Herrn Staatssekretärs selbst bestätigt worden, daß z. B. diese sehr angefochtene Schaltung mit den Marschturbinen keinerlei Schwierigkeiten verursacht, daß man selbst bei ganz kurz aufeinanderfolgenden Kommandos die Marschturbinen auch beim Manövrieren benutzt, daß man sich also trotz der scheinbaren Komplikation gar nicht scheut, auch bei den Manövern im Verband davon Gebrauch zu machen.

Sie war aber eigentlich dafür gar nicht gedacht; denn der Grundgedanke der Marschturbine ist natürlich, daß sie nur bei der längeren Marschfahrt und nicht beim Manövrieren im Verbande benutzt werden soll. Sie wird aber auch dann ausgenutzt, selbst wenn die verschiedenen Manöver sehr rasch aufeinanderfolgen. Endlich muß ich in dieser Beziehung wiederholen, daß die Betrachtungen über Marschturbinen für alle Konstruktionen ganz gleichmäßig gelten. Ob ich Räder vorschalte oder eine Marschturbine in Form einer Parsons-Turbine, ist ganz gleichgültig. Jeder muß von diesem Mittel Gebrauch machen, wenn er bei der geringeren Leistung entsprechend Ökonomie haben will. Aber es lassen sich allerdings die Einrichtungen dadurch etwas reduzieren, daß die Anforderungen nicht mehr so streng sind, wie sie zuerst waren, und daß man anderseits in der Praxis lernt, sie auf ein Minimum zu bringen, während man bei den ersten Ausführungen sich einer gewissen Vorsicht befleißigen mußte.

Ich wiederhole also, daß ich einen Vorteil oder einen tatsächlichen Gewinn in der Einzelwellenanordnung nicht sehen kann, weil der Wirkungsgrad der Maschine darunter leidet, und diese Verhältnisse gelten für alle Turbinen ganz gleich. Es wäre ein Irrtum, anzunehmen, daß in dieser Hinsicht irgendein Unterschied zwischen einer Parsons- oder einer wie sonst genannten Turbine bestehen sollte. Die Verhältnisse in bezug auf die Verteilung der Kraft auf die Wellen und die Touren und die Propellerverhältnisse gelten vollständig unabhängig von jedem Turbinensystem.

Ich möchte also sehr empfehlen, in dieser Frage nicht zu modern zu sein. (Heiterkeit.) Auch in der Technik spielt ja die Mode eine große Rolle. Aber wir haben hier wie anderwärts gesehen, daß das Moderne nicht immer das Bessere ist. (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor Lasche-Berlin:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Ich möchte auf zwei Punkte von Herrn Boveri zurückkommen, einmal, daß eine Einzelwellenturbine noch nicht im Betriebe sich bewährt habe, anderseits, daß es nicht möglich sei, Einzelwellenturbinen mit dem gleichen Wirkungsgrad zu bauen, wie die auf mehrere Wellen verteilten Parsons-Turbinen.

Mit dem mit A. E. G.-Turbinen ausgestatteten Torpedoboot haben wir die gleiche Geschwindigkeit erreicht, wie sie mit dem mit Parsons-Turbinen ausgestatteten Torpedoboot G. 137 erreicht wurde, trotzdem in diesem 50 qm mehr Kesselheizfläche eingebaut ist.

Bezüglich der anderen Frage, daß es nicht möglich ist, Einzelwellenturbinen ebenso günstig zu bauen im Wirkungsgrad, als Turbinen mit sehr großer Baulänge, welche deshalb auf mehrere Wellen verteilt werden, möchte ich entgegnen: es ist bei der Curtis-Turbine nahezu gleichgültig, ob sie ein noch größeres Dampfquantum zu verarbeiten hat als sie bei der Einzelwellenanlage bekommt, mit Zahlen gesprochen: eine 6000 pferdige Maschine ist bei einer Tourenzahl von etwa 600 Touren im Wirkungsgrad auch in den Hochdruckteilen bereits derart gut, die Verluste in dem Curtisteil dieser Turbine sind derart gering, daß eine höhere Dampfmenge, welche man in diese Turbine hineingibt, den Wirkungsgrad nicht mehr nennenswert steigert. Über wenige Prozente braucht man sich nicht zu unterhalten. Bei den Versuchen, die in den Werkstätten ausgeführt wurden, mit sehr gut ausgearbeiteten Mitteln, mit einer Wasserbremse, welche gestattet, die Turbine bei den verschiedenen Leistungen zu erproben, wurden die Zahlen gemessen, die die Richtigkeit unserer Berechnungen bestätigten. Es wurden bei den verschiedenen Tourenzahlen, bei verschiedener Leistung mit den größeren oder den kleineren Dampfquanten Messungen durchgeführt, welche ergaben, daß wir durchaus nicht darauf angewiesen sind, durch Vereinigung der Hochdruckturbinen resp. durch Steigerung der Dampfmenge den Wirkungsgrad zu erhöhen und dadurch gewisse Komplikationen in den Kauf zu nehmen.

Als wir vor einigen Jahren an die Frage herantraten, Propellerturbinen zu bauen, da war für uns der Ausgangspunkt, wir wollten das Einzelwellensystem schaffen, wir wollten den gleichen Grundsatz, den Curtis aufgestellt hat, auch hier durchführen: Die Einzelwellenturbine ist das Anzustrebende. Es war also nur nachzuweisen: ist es möglich, auf den gleichen Dampfverbrauch zu kommen mit dieser einfachen Anordnung, wie mit der komplizierteren Anordnung der Mehrwellenturbine, und dies ist uns gelungen. Es ist in dem erwähnten Torpedoboot, welches die Kaiserliche Marine übernommen hat, dieser Nachweis erbracht worden. Einen weiteren Nachweis werden wir bringen im Laufe der nächsten Wochen, wenn wir die Turbinen eines Kreuzers in unseren Werkstätten erproben. (Beifall.)

Herr Direktor Dr. Bauer-Stettin (Schlußwort):

Königliche Hoheit! Meine Herren! Nachdem Herr Direktor Lasche nachgewiesen hat, daß der Dampfverbrauch der Einzelwellenturbine, wenn sie richtig konstruiert ist, demjenigen einer Parsons-Turbine gleich ist, ist es für mich ein leichtes, die Einwendungen des Herrn Boveri zu entkräften. Es bleibt mir tatsächlich nur übrig, zu betonen, daß es bei der Wahl des Turbinensystems für ein Kriegsschiff darauf ankommt, das einfachste System zu wählen. Die Einfachheit ist und bleibt für ein Kriegsschiff die Hauptsache; denn der Hauptzweck eines Kriegsschiffes ist seine Verwendung im Kriege, wo es notwendig

ist, unter den schwierigsten Umständen immer schnell den richtigen Schlag zu führen. Die größte Einfachheit ist in diesem Falle stets das Beste, die kleinste Komplikation kann verhängnisvoll werden und die Zerstörung des Fahrzeuges, eines im Ernstfalle unschätzbaren Wertes, herbeiführen. Wenn wir also in der Lage sind, Turbinen zu bauen, welche mit größerer Einfachheit den gleichen Dampfverbrauch, die gleiche Ökonomie verbinden wie die Parsons-Turbine, dann weiß ich nicht, welche Gründe dafür sprechen sollten, Parsons-Turbinen dem Einzelwellensystem vorzuziehen (Beifall).

Der Ehrenvorsitzende, Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Der Vortrag, dem wir soeben mit Interesse gefolgt sind, hat uns in besonders anregender Weise in die verschiedenen Systeme der Turbinenanlagen eingeführt. Besonders bedeutungsvoll dürfte der Vortrag deshalb sein, weil er aus der Praxis heraus entstanden ist und der am meisten geteilten Ansicht folgt, daß das Einzelwellensystem den Vorteil hat.

XVI. Der Kreisel als Richtungsweiser auf der Erde mit besonderer Berücksichtigung seiner Verwendbarkeit auf Schiffen.*)

Vorgetragen von ***Dr. Anschütz-Kaempfe****-Kiel.*

Die Vermehrung der Eisenmassen bei den modernen Schlachtschiffen führte notgedrungen infolge der dadurch bedingten Schwächung des Erdfeldes zu einem immer schlechteren Funktionieren der Kompasse, so zwar, daß heutzutage auf zuverlässige Angaben der Boussole unter dem Panzerdeck kaum mehr gerechnet werden kann. Das Bedürfnis nach einem Ersatz des Kompasses oder nach einem Instrument, das unabhängig von magnetischen Eigenschaften eine bestimmte Richtung auf der Erde längere Zeit hindurch inne halten kann, war immer dringender geworden.

Theoretisch gab es nun tatsächlich seit den Untersuchungen von Foucault ein Mittel, den magnetischen Kompaß zu ersetzen und zwar durch den Kreisel. Schon Foucault war seinerzeit, vor jetzt rund 60 Jahren, lediglich auf Grund seiner genialen Vorstellungsgabe zu dem Resultat gekommen, daß ein Kreisel, unter bestimmten Bedingungen auf der Erde aufgestellt, eine Richtung auf ihr einnehmen müßte, die mit dem örtlichen Meridian identisch ist. Jahrzehntelang fanden diesbezügliche Untersuchungen statt. Die erhaltenen Resultate waren jedoch selten eindeutig, und zwar hauptsächlich

*) Literatur über den Kreisel:

F. Klein und A. Sommerfeld, Über die Theorie des Kreisels, 3 Bände. Leipzig 1897.
Helmholtz, Vorlesungen, Band I, 2. Abteilung: Die Dynamik diskreter Massenpunkte, siehe besonders Vierter Teil, Dritter Abschnitt.
A. Föppl, Vorlesungen über technische Mechanik. Leipzig 1901. Vierter Band: Dynamik.
Budde, Allgemeine Mechanik der Punkte und starren Systeme, 2 Bände. Berlin 1890.
Perry, Spinning Tops. London 1908.
Thomson and Tait, Treatise on natural philosophy, 2 Bände. Cambridge.
Die grundlegende Veröffentlichung von Foucault befindet sich in den Comptes Rendus des Jahres 1852.
Französische Autoren haben vielfach den Gegenstand behandelt, z. B. A. de Saint-Germain in seiner Monographie: Résumé de la théorie du mouvement d'un solide autor d'un point fixe. Paris 1887.
Ein englischer Autor, Perry, s. o., erwähnt, daß schon im Jahre 1836 das Foucaultsche Experiment von Lang in Edinburg vorgeschlagen sei.
Dr. O. Martienssen, Phys. Zeitschr. 7. Jahrg. Nr. 15, Seite 535—543.

Totalansicht.

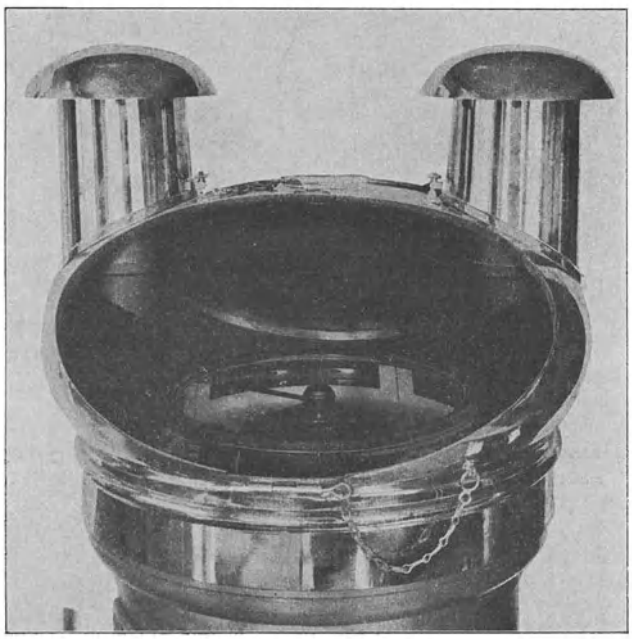


Fig. 1.

Ansicht des Apparates von oben.

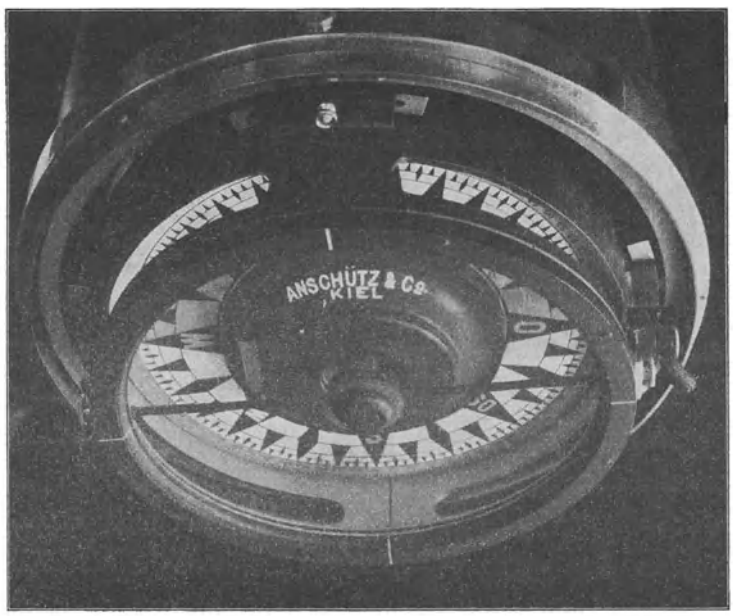


Fig. 2.

durch den Mangel eines unbeschränkt lange Zeit laufenden Kreisels, oder durch sonstige mechanische Schwierigkeiten, die die experimentelle physikalische Seite des Versuches schwer beeinträchtigten.

Man kann heute sagen, daß erst die Entstehung des Drehstrom-Motors mit Kurzschlußanker ein einwandfreies Experimentieren mit dem Kreisel ermöglicht hat.

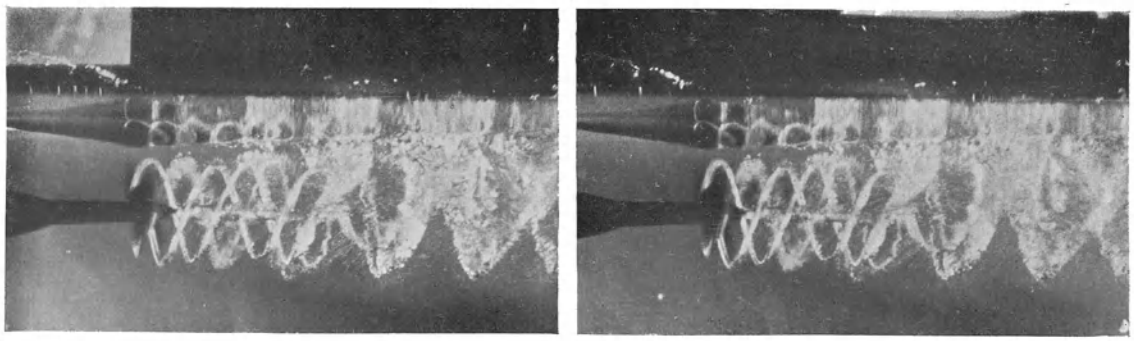
Nach langen Untersuchungen und Irrwegen ist es auch gelungen, einen Kreisel nach dem System eines Dreiphasenstrom-Motors herzustellen, der seine Tourenzahl unbeschränkt lange Zeit unverändert beibehält.

Wir wollen nun zunächst das Verhalten eines Kreisels betrachten, der so aufgehängt ist, daß die Schwerkraft der Erde keinen Einfluß auf ihn ausüben kann bezüglich seiner Achsenrichtung im Raume. Wenn jetzt der Kreisel in Rotation versetzt wird, und wir von den Reibungen, die in den Lagern der kardanischen Hängung entstehen müssen, vorläufig absehen, so ist es klar, daß er nach dem Prinzip der Massenträgheit seine Lage, die er im Beginn der Rotation zufällig besessen hat, unverändert beibehalten wird, d. h. er wird, da die Erde beständig unter der Kreiselachse eine Verschiebung infolge ihrer Rotation erleidet, je nach der Stellung der Kreiselachse im Verhältnis zur Erdachse, eine scheinbare Bewegung vollführen.

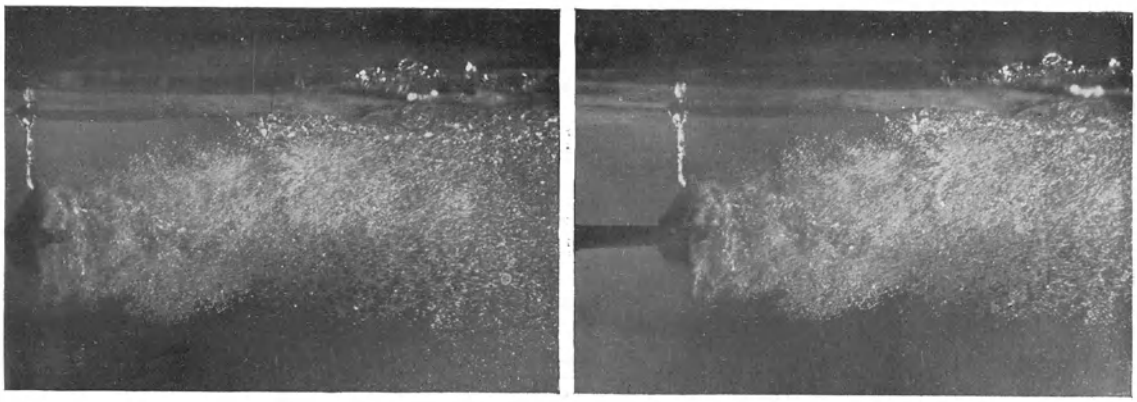
Diese Bewegung wird z. B. am Äquator, wenn die Achse des Kreisels von Ost nach West gerichtet ist, eine auf- oder absteigende sein, wenn die Kreiselachse dagegen am Pol und in der Horizontalebene gedacht ist, eine horizontale Bewegung vorstellen.

Anders verhält sich aber der Kreisel, wenn er so aufgehängt ist, daß seine Achse durch die Schwerkraft der Erde in eine bestimmte Lage gezwungen wird, oder mit anderen Worten, wenn er sich so verhält wie eine Wage, deren Schwerpunkt immer in die Richtung des Erdradius sich zu stellen gezwungen wird. Dann wird der Kreisel in dem Moment, wo die Erde sich gewissermaßen unter der im Raum feststehenden Kreiselachse wegrollt, auf der nach Osten gerichteten Seite eine Elevation erfahren, die den Schwerpunkt des ganzen Kreiselsystems aus der Richtung des Erdradius drängt. Wir wissen aber aus den ersten, einfachsten Kreiseluntersuchunge , daß ein Kreisel auf eine Kraft, die in einer bestimmten Richtung auf seine Achse einwirkt, mit einer rechtwinkligen Präzession antwortet. Er muß also in dem Falle, da eine vertikal gerichtete Kraft, d. h. die Schwerkraft, auf ihn wirkt, eine horizontale Bewegung machen. Der Sinn dieser Bewegung ist so gerichtet, daß der Kreisel bestrebt ist, seine Achse parallel und homolog

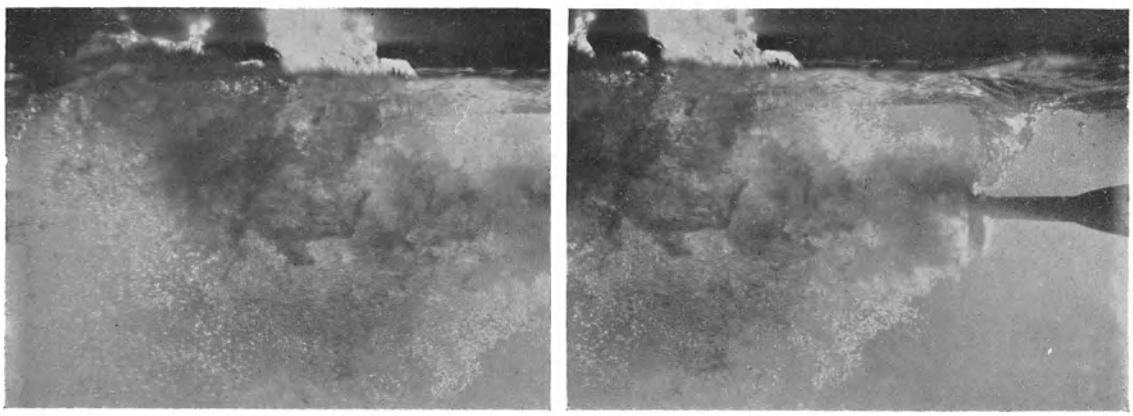
Erstes Bild.



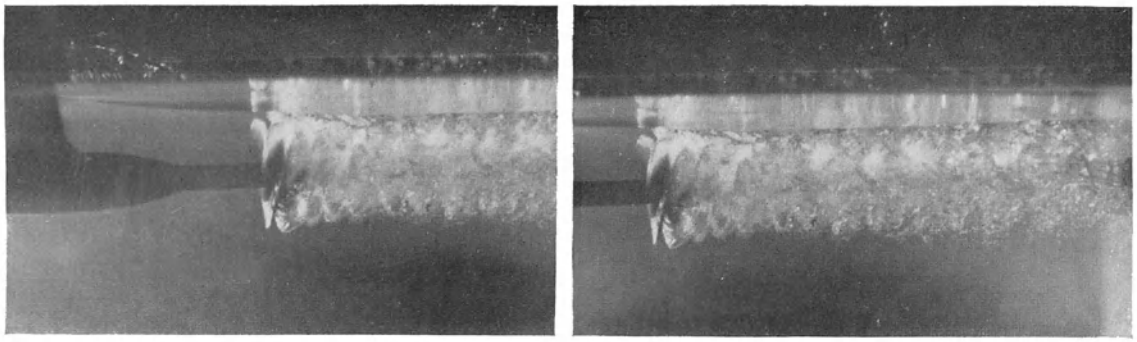
Zweites Bild.



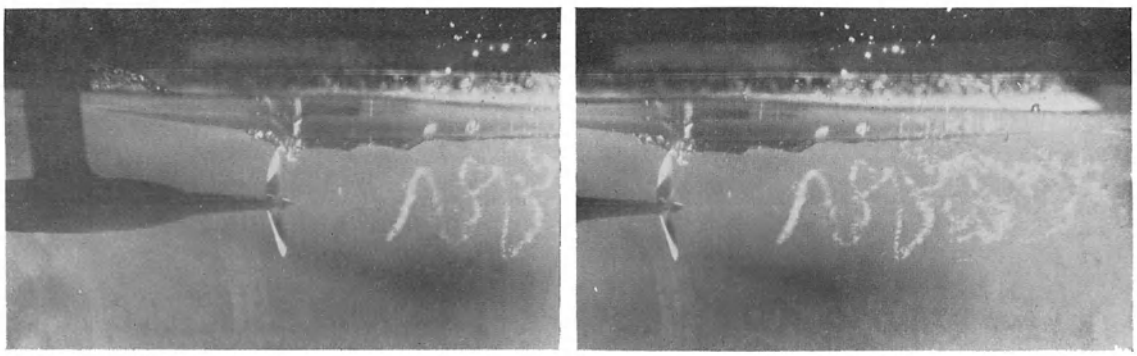
Drittes Bild.



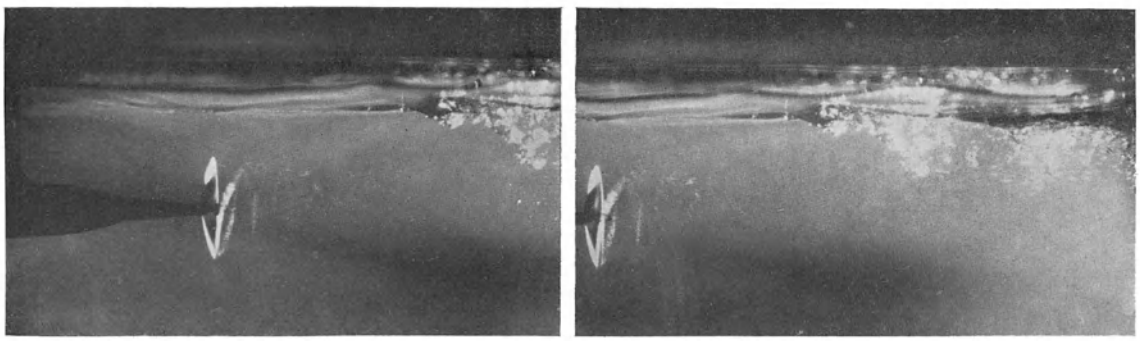
Viertes Bild.



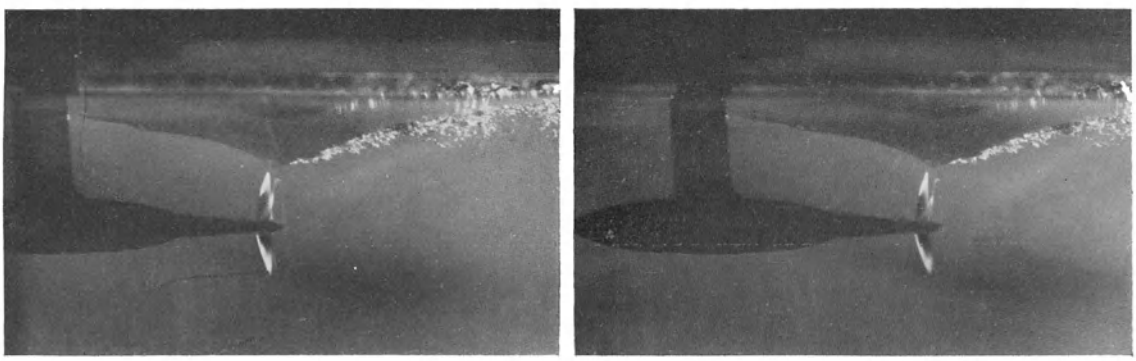
Fünftes Bild.



Sechstes Bild.



Siebentes Bild.



zur Erdachse zu stellen, homolog in dem Sinne, daß die Drehrichtung dieselbe wird wie die der Erde.

Diese horizontale Bewegung des Kreisels muß natürlich so lange erfolgen, als durch die Rotation der Erde ein Heben oder Senken der Kreiselachse hervorgerufen wird. Erst in dem Momente, wo die Kreiselachse parallel zur Erdachse gerichtet ist, findet eine Richtungsänderung in vertikaler Hinsicht nicht mehr statt.

Wenn man von der Betrachtung ausgeht, daß die Erde eine Kugel ist, so ist ohne weiteres klar, daß für die durch die Erdrotation entstehenden Kräfte der Sinus der geographischen Breite in Betracht kommen muß, d. h. die Einwirkung auf den Kreisel muß am größten am Äquator, und an den Polen gleich Null sein, in den dazwischenliegenden Breiten nimmt sie mit dem Sinusgesetz ab.

Die Untersuchungen von Gilbert, Föppl, Martienssen und anderen haben auch bereits, besonders in den letzten Jahren, den experimentellen Nachweis für die Richtigkeit dieses Kalkuls gebracht.

Versucht man die Bewegungserscheinungen mathematisch auszudrücken, so gelangt man zu einer Schwingungsgleichung, ähnlich derjenigen eines physikalischen Pendels. Die Kreiselachse bewegt sich auf einem Kegelmantel, dessen Basis eine langgestreckte Ellipse bildet. Die lange Achse dieser Ellipse liegt in der Horizontalen, die kurze Achse in der Vertikalen. Beide Achsen stehen in einem bestimmten Verhältnis zueinander, das allein abhängt von der Tieferlage des Schwerpunkts des Kreisels unter seinem Unterstützungspunkt. Hierbei wird die kleine Achse der Ellipse um so größer, je näher der Schwerpunkt an den Unterstützungspunkt heranrückt. Das Moment der Schwere ist infolge der Aufhängung des Kreisels stets proportional seiner Elevation, und damit ist auch die Schwingungsgeschwindigkeit in jedem Augenblick proportional der einen Ordinate der Ellipse. Man hat hierdurch ein Mittel an der Hand, die Schwingungsgeschwindigkeit festzustellen, und zwar kann sie durch ein Pendel oder eine Libelle gemessen werden.

Es liegt nun nahe, diesen Zusammenhang zwischen Schwingungsgeschwindigkeit und Elevation durch geeignete mechanische Anordnungen zu einer Dämpfung der Bewegungen der Kreiselachse auszunutzen, aber es ist noch ein weiter Weg von diesen einfachen theoretischen Überlegungen bis zur Möglichkeit, diese Erscheinung am Kreisel so auszubilden, daß er als Orientierungsmittel auf der Erde betrachtet werden kann.

Die Grundbedingung für ein einwandfreies Schwingen der Kreiselachse ist vor allem eine möglichst reibungsfreie Aufhängung. Man wählt naturgemäß am besten eine Aufhängung des Kreisels in irgend einer Flüssigkeit. Nehmen wir an, die Reibung innerhalb dieser Flüssigkeit sei mathematisch gleich Null, so würde ein Kreisel, wenn er nicht gerade zufälligerweise im

Dämpfungsvorrichtung des Kreisels.

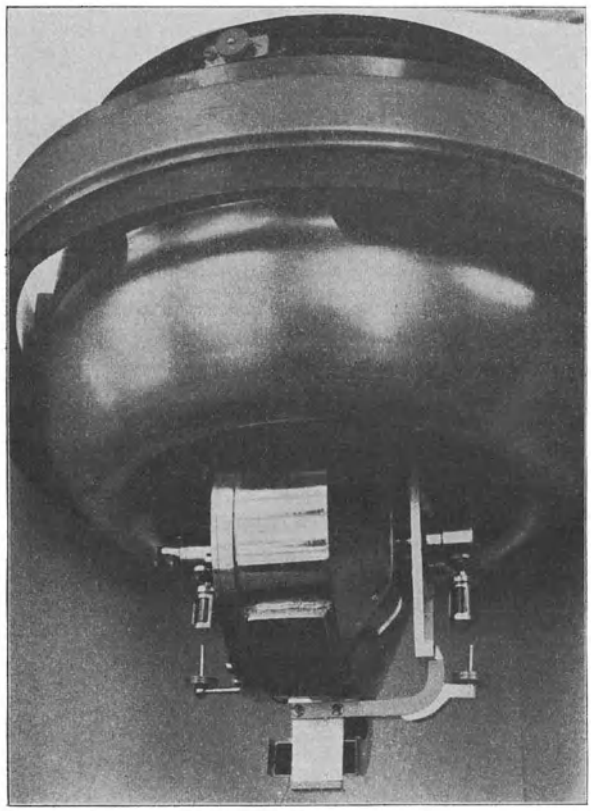


Fig. 3.

Meridian seinen Drehimpuls erfahren hat, um seine Nullage, d. h. um den örtlichen Meridian in gleichen Intervallen immerfort weiterschwingen. Wir wären also immerhin in der Lage, aus dem Mittel seiner Schwingungen, vorausgesetzt, daß der Aufstellungsort ein fester ist, den Meridian zu bestimmen.

In praktischer Ausführung ist eine reibungslose Aufhängung natürlich nicht zu erreichen, und der Effekt der Reibung wird schließlich den Kreisel je nach seinem Trägheitsmoment früher oder später mit seinen Schwingungen

zur Ruhe kommen lassen. Da die Masse des Kreisels bei den erforderlichen hohen Tourenzahlen eine gewaltige scheinbare Größe darstellt (mehrere hunderttausend Kilogramm), so ist es klar, daß er erst nach sehr langer Zeit wirklich zur Ruhe kommen kann, ganz abgesehen davon, daß es kaum zu vermeiden ist, daß neue Impulse auf die vertikale Achse des Kreiselsystems einwirken und eventuell die Schwingungen neuerdings vergrößern.

Man muß also zunächst an ein Mittel denken, die Kreiselschwingungen in der Horizontalebene abzudämpfen, ohne den Reibungskoeffizienten zu vergrößern. Als einfachstes Mittel hierzu bietet sich die Luft, und zwar be-

Kurve 2 mit Dämpfung.

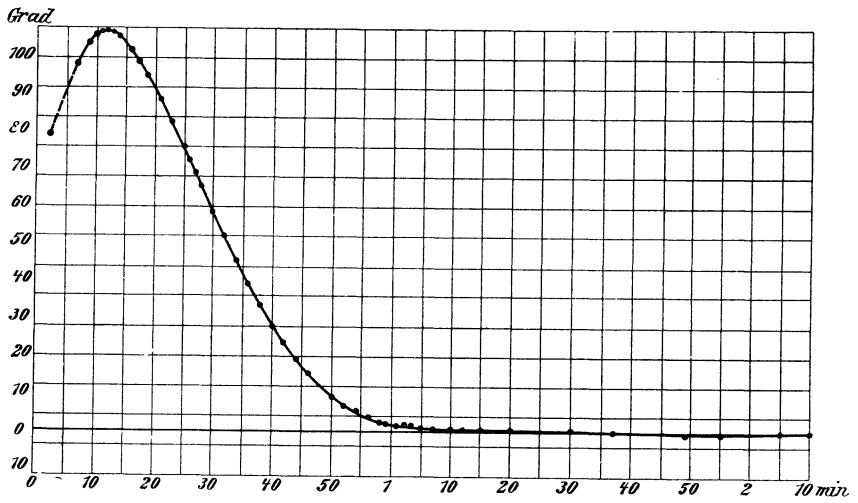


Fig. 4.

nutzen wir den durch die Rotation des Kreisels erzeugten Luftstrom, um in Verbindung mit der Elevation der Kreiselachse einen der Bewegungsrichtung des Kreisels entgegengesetzten Luftstrom auszusenden, der infolge der Reaktion eine stark dämpfende Wirkung ausüben muß. Je nach der Stärke des Luftstrahles und der Länge des Hebels, mit dem der Luftstrahl an der Vertikalachse angreift, hat man es ganz in der Hand, diese Dämpfung in beliebigen Grenzen zu halten.

Es ist zum Beispiel möglich, dem Kreisel eine so starke Dämpfung zu geben, daß er aperiodisch in den Meridian einschwingt. Wie die Versuche gezeigt haben, ist aber eine solche aperiodische Einpendelung eine so lang andauernde, daß sie praktisch schwerlich in Frage kommen kann. Es wurde

also eine Dämpfung gewählt, die gerade so groß war, daß der Kreisel etwa nach zwei vollen Schwingungen in seine Ruhelage kam.

Bei dem der Praxis übergebenen Instrument ist der Schwerpunkt des Systems so gelegt, daß eine volle Schwingung etwa 70 Minuten erfordert. Bei Betrachtung der Gründe, warum eine relativ lange Schwingungsdauer notwendig ist, kommen wir auf das eigentliche Verwendungsgebiet des Kreisels, nämlich auf seinen Zweck als Orientierungsinstrument, als Kompaßersatz zu dienen.

Auf einem Schiffe liegen die Verhältnisse unendlich viel komplizierter und schwieriger als auf dem festen Boden eines Laboratoriums, einfach deswegen, weil die in den drei Dimensionen erfolgenden Bewegungsänderungen des Schiffes vielfache Impulse auf den Apparat übertragen müssen. Man sucht in erster Linie die Bewegungen des Schiffskörpers um seine beiden Hauptachsen durch die kardanische Hängung aus dem Kreiselsystem zu eliminieren. Daß dieses nur in angenäherter Weise möglich ist, da ja immer etwas Reibung in den Lagern der Hängung vorhanden ist und somit immer Stöße aus den Schiffsbewegungen auf den Apparat übergehen müssen, ist ohne weiteres klar. Bei der langen Schwingungsdauer des Apparates integrieren sich aber diese vielen kleinen Schädlichkeiten, die aus den Stampf- und Schlingerbewegungen, sowie aus den Maschinenerschütterungen hervorgehen, immerhin so, daß man sie in der Praxis vernachlässigen kann, besonders dann vernachlässigen kann, wenn man bedenkt, daß man durch eine geeignete Wahl der Form des tragenden Schwimmers die Flüssigkeitsdrücke annähernd auf Null bringen kann.

Eine größere Störung für den Kreiselkompaß bedeuten aber die Geschwindigkeitsänderungen eines Schiffes auf der Erde. Jede Beschleunigung, die der Schwerpunkt des stabil aufgehängten Kreisels infolge der Beschleunigung des Schiffes erfährt, bringt analog den obigen Ausführungen eine Präzession des Kreisels zustande, die senkrecht zur Richtung des beschleunigenden Druckes gerichtet sein muß, also bei vertikalem Angreifen dieser Drücke eine Präzession in der Horizontalebene. Das ist der Hauptgrund, warum die Schwingungsdauer eine so lange sein muß, denn schon bei dieser langen Schwingungsdauer wird der Kreisel, wenn man annimmt, daß ein Schiff aus seiner Ruhelage bis zu einer Geschwindigkeit von 12 m in der Sekunde beschleunigt wird, einen Ausschlag von etwa $4^1/_2{}^\circ$ erfahren, der dann natürlich in einer bestimmten Zeit infolge des Impulses, den der abgelenkte Kreisel von der Erde empfängt, wieder ausgeglichen wird.

Das Gleiche findet statt, wenn der Kurs des Schiffes von der Nord-Südrichtung in die Süd-Nordrichtung oder umgekehrt, geändert wird, da ja dann auch auf die Kreiselachse ein beschleunigender Druck seitens des Schiffes ausgeübt wird. Man kann nun diesen Fehler, der in kleinen Grenzen immer vorhanden sein muß, dadurch reduzieren, daß die Schwingungsdauer des Kreisels mehr und mehr vergrößert wird. In der Praxis handelt es sich darum, ein Kompromiß zu schließen zwischen einem noch in zulässigen Grenzen bleibenden Ausschlag und einer Schwingungsdauer, die die Bereitschaft des Apparates nicht zu lange nach dem Inbetriebsetzen eintreten läßt. So ist auch die Schwingungsdauer von ca. 70 Minuten empirisch als die günstigste erkannt worden, ehe die Rechnung dieses Resultat bestätigte.

Nachstehende Zahlen zeigen die Abhängigkeit der Schwingungszeit und der maximalen ballistischen Ausschläge voneinander:

Bei einer Geschwindigkeitsänderung des Schiffes von 10 m/s beträgt der maximale ballistische Ausschlag:

bei einer	Schwingungsdauer	von	40	Minuten	.	.	.	9,5°
„	„	„	„	50	„	.	.	6,1°
„	„	„	„	60	„	.	.	4,2°
„	„	„	„	70	„	.	.	3,1°
„	„	„	„	80	„	.	.	2,4°
„	„	„	„	90	„	.	.	1,9°
„	„	„	„	100	„	.	.	1,5°

Zurückkommend auf die oben erwähnte Dämpfung, die der Luftstrahl zustande bringt, sieht man bei der Besprechung des durch die Beschleunigungsdrücke des Schiffes entstehenden ballistischen Ausschlages der Kreiselachse ohne weiteres ein, daß auf dem Schiffe eine Dämpfung eine absolute Notwendigkeit ist, denn der Apparat würde ja diese Schwingungen von einigen Graden fortdauernd beibehalten und demnach das Schiff auf einem Kurse führen, wenn man ihn als Steuerkompaß benützt, der in einer Sinuslinie zwar das Schiff schließlich in der gewollten Richtung führen würde, aber auf einem längeren Wege als die Gerade. (Immer unter der in der Praxis nicht zutreffenden Annahme, daß keine weiteren sich addierenden kleinen Drücke hinzutreten, die diese Schwingungen noch vergrößern würden.)

Infolge der Dämpfung aber wird bei einem so kleinen Ausschlag von wenigen Graden der Apparat fast aperiodisch in den Meridian zurückschwingen und somit einen recht brauchbaren Steuerkompaß bilden können.

Es ist klar, daß bei dem denkbar schlechtesten Aufstellungsort, der sich für ein so empfindliches Instrument vorstellen läßt, wie ihn z. B. der Turm eines Panzerschiffes darstellt, noch eine Unsumme von Kleinigkeiten in Betracht gezogen werden muß, auf die näher einzugehen hier nicht der Ort ist. Aber ich bin heute in der Lage, an Hand mehrwöchentlicher, unausgesetzter Beobachtungen an Bord bewegter und unbewegter Schiffe zu zeigen, daß es tatsächlich möglich ist, die Richtung eines Schiffes mit einer Genauigkeit bis zu einem Grad an einem Kreiselkompaß zu bestimmen.

Die längste Zeit, während welcher der Apparat unausgesetzt unter Beobachtung stand, war vom 26. März d. J. bis zum 26. April an Bord S. M. S. „Deutschland". Während dieser Zeit war der Kreisel Tag und Nacht in Betrieb und hatte nach vierwöchentlicher Laufzeit etwa eine Milliarde Umdrehungen

Kurve 1 ohne Dämpfung.

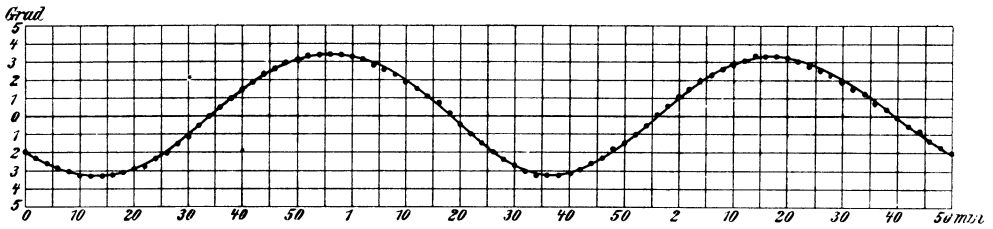


Fig. 5.

vollendet. Die Weisung des Apparates war zwei Stunden nach dem Anlassen mit dem Meridian identisch, nachdem im Moment des Anlaufens die Weisung 30° östlich vom Meridian gewesen war. Die Kontrollbeobachtungen wurden durch Vergleiche mit dem Kompaß, hauptsächlich aber durch astronomische und terrestrische Peilungen gewonnen.

Wie aus vorliegender Kurve ersichtlich, haben die Abweichungen aus dem Meridian während dieser ganzen Zeit einmal das Maximum von 3° erreicht und sind aufzufassen als Ausdruck der oben besprochenen Beschleunigungsdrücke, die von dem Schiff auf den Kreiselkompaß übertragen wurden. Man sieht hier deutlich an der Weisung des Apparates das jeweilige Anfahren, zum Beispiel an dieser Stelle das Hinausfahren der „Deutschland" aus dem Kieler Hafen, letzteres besonders deshalb so deutlich, weil sich die Kieler Föhrde fast genau in der Richtung Nord-Süd erstreckt. Es geht ferner deutlich aus der Kurve hervor, daß bei vielfachem Manövrieren des Schiffes

alle die vielen Schädlichkeiten, die aufgetreten sein mögen, die Weisung des Kreiselkompasses im wesentlichen nicht beeinträchtigt haben.

Von großer Bedeutung war auch die technisch nicht leicht zu lösende Aufgabe, einen Körper von 6 kg Gewicht mit 20000 Umdrehungen in der Minute während eines Zeitraumes von vier Wochen unausgesetzt rotieren zu lassen, ohne daß es notwendig geworden wäre, zwecks Ölung den Apparat zu berühren.

Ich glaube, somit den Beweis erbracht zu haben, daß sich der Kreisel tatsächlich zu einem brauchbaren Navigationsinstrument ausbilden läßt.

Diskussion.

Herr Professor Dr. Schilling-Bremen:

Königliche Hoheit! Meine sehr geehrten Herren! Meine Beziehungen zum Norddeutschen Lloyd haben mich verpflichtet, alle Navigationsinstrumente, die für die Schiffahrt in Frage kommen können, einer eingehenden Prüfung zu unterziehen, und so ist mir auch der Vorzug zuteil geworden, die Entstehung dieses Kreiselapparates seit einer Reihe von Jahren zu verfolgen. Mit großer Befriedigung habe ich die Entwicklung mit ansehen dürfen, die dieser Apparat im Laufe der letzten drei Jahre erfahren hat. Noch vor $2^1/_2$ Jahren bin ich Zeuge gewesen eines mißglückten Versuchs. Nachdem wir drei Stunden gefahren waren, wurde durch einen Kurzschluß der Apparat unbrauchbar, und der Versuch mußte abgebrochen werden. Im Frühjahr dieses Jahres habe ich den neuen Apparat gesehen, nachdem er vier Wochen lang unaufhörlich auf S. M. S. „Deutschland" gefahren war und über eine Milliarde Umdrehungen gemacht hatte. Der Apparat zeigte auch da noch mit derselben Genauigkeit, mit der er zu der ersten Einstellungsperiode sich eingestellt hatte. So ist nach meinem Dafürhalten die Frage vorläufig jedenfalls gelöst, die alte Foucaultsche Kreiselidee zur Erfindung eines Instrumentes, der ein Richtungsweiser ist, auszunutzen, und wenn natürlich auch dieser Apparat, wie jeder neu erfundene, eine Reihe von Kinderkrankheiten durchzumachen haben wird, und wenn er durch seine außerordentlich feine Art der Ausführung auch jedenfalls sehr teuer ist, so glaube ich doch, behaupten zu dürfen, daß für gewisse Zwecke dieser Apparat als der gegebene, als der Ersatz für den Kompaß anzusehen ist.

Die Frage, die mich persönlich bei Kenntnisnahme dieses Apparates beschäftigen mußte, war die, ob dieser Apparat für die Handelsflotte von Bedeutung sein oder werden kann. Es ist selbstverständlich, daß für die Kriegsmarine ein derartiger Apparat von ganz eminenter Bedeutung ist, denn auf unseren Kriegsschiffen, bei denen die so starke Beanspruchung, vor allem beim Schießen, außerordentlich empfindlich auf den Magnetismus des Schiffskörpers einwirkt und infolgedessen den Kompaß immer wieder in seiner Richtkraft stört, muß ein Apparat, der davon frei ist, und der zudem durch körperliche Erschütterungen gar nicht beeinflußt wird, sondern mit starrer Stetigkeit läuft, als eine außerordentliche Verbesserung freudig begrüßt werden; es kommt dazu, daß die ungeheuren Eisenmassen, die an Bord eines Schiffes sich befinden und zum Teil, wie die Geschütze und Türme, häufig

bewegt werden müssen, von vorn herein kaum einen Platz auf dem ganzen Kriegsschiffskörper finden lassen, an dem ein Kompaß verständig untergebracht werden kann, so daß er dauernd seine magnetische Richtung hält und ruhig läuft.

Wenn wir die Richtkraft einer Magnetnadel auf dem Lande mit 1 bezeichnen, so ist an Bord unserer Handelsschiffe die Richtkraft 0,9 oder doch mindestens 0,8 der am Lande ausgeübten. Aber beim Kriegsschiff geht besonders in den Türmen die Richtkraft herunter bis auf 0,3, 0,2 und noch weniger. Jede Störung dieser Richtkraft hat natürlich auf die Genauigkeit der Einstellung des Kompasses einen unmittelbaren Einfluß. Haben wir also einen Apparat, der sich von dieser störenden Eigenschaft freimacht, so ist er von großer Wichtigkeit für das Manövrieren unserer Kriegsschiffe, also auch für den Kriegsfall.

Wie stellen sich nun die Verhältnisse in der Handelsmarine? Meine sehr verehrten Herren! Seitdem der Eisenschiffbau auch die Handelsmarine beherrscht, ist es selbstverständlich, daß die an Bord eines Dampfers — ich will nur von Dampfern sprechen — vorhandenen Eisenmassen auf die aufgestellten Kompasse eine störende Einwirkung haben. Das ursprünglich klare — wenn ich mich physikalisch so ausdrücken darf — magnetische Feld erleidet durch alle die Eisenmassen, die an Bord sich befinden, eine Verzerrung, und diese Einwirkung der Eisenmassen setzt sich, wie bekannt, zusammen aus dem dauernden Magnetismus, wie er von dem harten Eisen ausgeübt wird, und aus dem flüchtigen Magnetismus, wie er von dem weichen Eisen ausgeübt wird. Die Einwirkung auf den Kompaß ist infolgedessen dauernd vorhanden, sie ist mit dem Orte veränderlich und von dem Kurse abhängig. Wir unterscheiden, wie den Sachkundigen bekannt, hierbei die konstante Deviation, die uns deswegen nicht sehr viel stört, weil wir ihre Größe, die bei gut aufgestellten Kompassen selten erheblichere Werte annimmt, kennen und sie deswegen in Rücksicht ziehen können, und die veränderliche Deviation, die freilich oft zu recht viel Störungen führt. Bei dieser veränderlichen Deviation ist die Längsschiffkomponente der Deviation von besonderer Bedeutung, und diese setzt sich zusammen einmal aus der Längsschiffkomponente des harten Eisens an Bord, die durch Magnete, die in die Nähe des Kompasses gelegt sind, ausgeglichen wird, und aus der vertikalen Komponente im weichen Eisen, die einen sehr üblen Nachteil hat, nämlich den, daß sie sich mit der magnetischen Breite dauernd ändert. Eine für einen bestimmten Ort vorgenommene Kompensation des Kompasses gilt daher zunächst nur für diesen, sie ist untauglich für andere Breiten, vor allem für den Übergang zu der südlichen Hälfte der Erdkugel. Aber auch diese können wir für alle Breiten kompensieren, und zwar durch eine vor und in der Nähe des Kompasses aufgestellte vertikale weiche Eisenstange, die sogenannte Flinderstange. Ich bitte um Entschuldigung, daß ich mit diesen Gedanken etwas von meinem Thema abschweife, aber es liegt mir am Herzen, das auch einmal auszusprechen: die Flinderstange wird an Bord der Dampfer des Norddeutschen Lloyd dauernd und regelmäßig mitbenutzt, während die Deutsche Seewarte gegen diese Flinderstange immer wieder von neuem Einwendungen erhebt und vor wenigen Jahren sie als ein untaugliches Element für die Kompensation hinstellte. Die Erfahrungen, die auf den Dampfern des Norddeutschen Lloyd gemacht sind, die von Nordbreite nach Südbreite gehen, sind so günstig, daß wir dieses Kompensationselement gar nicht entbehren können, und ich will hoffen, daß die Deutsche Seewarte sich auch von der wertvollen Einrichtung dieser Kompensationsmöglichkeit recht bald gründlich überzeugt.

Es wird sich nun fragen: Sind wir in der Lage, dem Kompaß an Bord eines Handelsschiffes eine solche Aufstellung zu geben, daß er als Richtungsweiser für alle Fälle ausreicht. Ich behaupte, daß das für Schiffe der Handelsflotte mit ja zu beantworten ist, und darf hierbei auch auf Vorkehrungen hinweisen, die bisher, soviel mir bekannt, lediglich auf Schiffen des Norddeutschen Lloyd durchgeführt worden sind.

Meine sehr verehrten Herren! Vor wenigen Jahren wurde die Kompensation an Bord des Dampfers „Kronprinz Wilhelm“ ausgeführt, der infolge eines Versehens nicht vorher auf die bestmögliche Kompaßaufstellung geprüft worden war. Dieser Dampfer hatte in seinem Brückenhaus ein Frontschott aus Eisen, die Seitenwände waren aus Stahl, die Decke war nicht nur ganz aus Stahl, sondern hatte außerdem noch einen Kreuzverband aus Stahl, und der Kompaß machte nun solche Schwierigkeiten in bezug auf seine Navigation, daß der damalige Führer des Schiffs davon ganz krank wurde. Es war damit nur unter großen Schwierigkeiten und bei schärfsten Beobachtungen zu arbeiten. Vielleicht macht folgendes die Sache deutlich: Durch die Art der Aufstellung war die schiffsmagnetische Kraft, die senkrecht zum Deck gerichtet war, dreimal so groß wie die horizontale Kraft an derselben Stelle war, und dies bewirkte, daß der Kompaß zur teilweisen Kompensation dieser Kraft mit einem ganzen Bündel von Magneten, die senkrecht unter der Kompaßrose angebracht waren, ausgestattet werden mußte, und daß trotzdem der Kompaß so stark lief, so unruhig war und sich, obwohl er auf der Fahrt nach New York die Breite nur wenig ändert, so schlecht einstellte, daß, wie gesagt, der Kompaß geradezu der Kummer der Offiziere und nahezu eine Gefahr für die Navigation war.

Natürlich wurde vom Norddeutschen Lloyd bald ein Umbau des Brückenhauses vorgenommen. Es wurden die Seiten des Brückenhauses, statt aus Stahl, aus Holz gebaut, und es wurde vor allem die Decke aus Holz gemacht und die diagonalen eisernen Verbände wurden entfernt. Sofort zeigte sich, daß der Kompaß, der auch dann noch nicht gerade besonders glücklich stand, jetzt für die Navigation vollständig tauglich war und der Kapitän ihn nach dem ersten Versuch auf der Reise als „zuverlässig“ bezeichnen konnte. Aber immerhin war auch da noch eine umfassende Kompensation erforderlich, und wenn der Dampfer nach südlichen Breiten hätte fahren müssen, so würden sich neue, und zwar nicht unerhebliche Schwierigkeiten herausgestellt haben.

Durch neuere Untersuchungen, die namentlich von meinem Kollegen, Herrn Dr. Meldau gemacht und zum Teil auch in den Annalen der Hydrographie veröffentlicht worden sind, sind wir jetzt einen ganz gewaltigen Schritt weiter gekommen. Herr Dr. Meldau schlug vor, das Deck des Brückenhauses nicht ganz, sondern in einer Breite von etwa 2 m von der Mittschiffslinie ab aus dem Ihnen bekannten unmagnetischen Nickelstahl herzustellen und selbstverständlich die Decke des Schiffes entweder aus Nickelstahl oder aus Holz zu machen. Die Wirkung war sofort eine sehr günstige. Allmählich wurde das Frontschott ebenfalls aus Nickelstahl zunächst ganz, später aber, was sich als eine noch bessere Einrichtung herausstellte, im Mittelteil wiederum in einer Breite von 2 m, je 1 m nach jeder Seite von der Mittschiffslinie, aus diesem unmagnetischen Material hergestellt und damit wurde für zwei Dampfer, und zwar „Göben“ und „Lützow“, ein Erfolg erzielt, der die Navigationskompasse im Brückenhaus dieser Dampfer geradezu zu vollkommenen Werkzeugen der Navigation machte. Das eine Schiff fährt nach Ostasien, das andere nach Australien; beide ändern also die Breite ganz erheblich bis zum Übergang in entgegengesetzte Breiten. Die geringen Werte der entstehenden Deviation wurden durch ganz wenige Magnete — wenn ich mich recht entsinne, ist auf dem einen Kompaß nur ein einziger Magnet zur vollen Kompensation angewendet worden — und durch die Anbringung der an Bord der Weserschiffe üblichen D-Kugeln — es werden bei uns nicht Ketten und Röhren, sondern nur Kugeln aus weichem Eisen als D-Kompensatoren benutzt — vollständig entfernt, und zwar konnte die Kompensation so weit gebracht werden, daß der Höchstwert der Deviation auf der ganzen Reise nur 2 bis 3 Grad beträgt, und daß sich in den Jahren die die Schiffe jetzt schon fahren, überhaupt keine Änderung weder während der einzelnen Reise nach den südmagnetischen Breiten, noch im Laufe der Zeit ergeben hat. Noch aber ist die Kompensation der Horizontalkraft im weichen Eisen durch die D-Kompensatoren er-

forderlich; es ist aber in Aussicht, durch neue Einrichtungen, die auf dem neuesten Dampfer „Berlin" des Norddeutschen Lloyd eingeführt werden, auch diese Kompensation überflüssig zu machen, und zwar dadurch, daß in vertikaler Richtung, sowohl in dem Frontschott des Brückenhauses, wie in dem Frontschott, welches einige Meter nach hinten versetzt darunter angebracht ist, in der Mitte ein Streifen von 3 m Breite ganz aus dem unmagnetischen Nickelstahl gemacht wird, so daß der Kompaß auf und in einem vollständigen streifenartig ausgeschnittenem Gebiet unmagnetischen Eisens steht, wogegen an den Seiten ruhig Stahl verwandt bleibt, und dies mit der Wirkung, daß er die horizontale Komponente des weichen Eisens ganz oder nahezu aufhebt.

Eine auffällige und doch verständliche Erscheinung möchte ich hierbei erwähnen. Es darf natürlich überhaupt keine noch so unbedeutende Verbindung aus magnetischem Material von der einen zu der anderen Seite des Stahls über die Nickelstahlpartie hinweg gehen. M. H., auf der „Berlin" war während der jetzigen Bauperiode — und da hatte niemand sich etwas Arges dabei gedacht — eine ganz dünne eiserne Stahlschiene als Brücke von der einen zur anderen Seite gelegt; die hat alles verdorben. Als von Herrn Dr. Meldau die Versuche gemacht wurden, stellte sich heraus, daß die Wirkung, die in Aussicht genommen war, nicht eintrat, die Untersuchung ergab, daß ein ganz schmales Eisenband vorgelegen war — genug, um den Magnetismus hinüber zu leiten, also um das magnetische Feld an der betreffenden Stelle vollständig zu beeinflussen.

Ich habe diese Ausführungen für erforderlich gehalten, um den geehrten Herren zu zeigen, daß die Handelsflotte den Kreiselapparat als einen dauernden Apparat nicht nötig haben wird, weil es Vorkehrungen und Einrichtungen gibt, um die störenden Einwirkungen des Eisens beim Schiffbau auf den Kompaß ganz zu vermeiden oder doch zu überwinden, und ich darf es wohl für den Norddeutschen Lloyd als eine ganz besondere Ehre und als einen besonderen Vorzug beanspruchen, daß er sich nicht gescheut hat, trotz erheblicher Kosten und trotz langwieriger Versuche auf diesem Gebiete maßgebend voranzugehen.

Wenn ich also hiernach die Verwendbarkeit oder die Notwendigkeit des Kreiselapparates für die Handelsschiffahrt in dauerndem Gebrauch ausschließe, so möchte ich doch glauben, daß es eine Zeit geben wird, wo auch auf der Handelsflotte der Kreiselapparat von großem Wert sein kann. Es ist den verehrten Herren bekannt, daß ein jedes Schiff, wenn es gebaut ist, zunächst einen nicht vollständig erledigten magnetischen Zustand bekommt. Nach langjährigen Erfahrungen nehme ich an, daß nach einem halben bis einem ganzen Jahr der magnetische Charakter des Schiffes ein gleichmäßiger wird. Während dieser Zeit muß aber auf jedem Schiffe darauf Rücksicht genommen werden, daß der magnetische Charakter sich ändert. Die Bauwerften können manches dazu tun, um diese Schwierigkeiten zu überwinden; beispielsweise das eine, daß sie einen Schiffskörper, nachdem er vom Stapel gelaufen ist, während der Ausrüstungszeit auf den genau entgegengesetzten Kurs legen, um gewissermaßen dasjenige, was auf dem einen Kurs in den Schiffskörper hineingehämmert ist, auf dem entgegengesetzten wieder zu entfernen. Aber es ist verständlich, daß nur wenige Werften eine derartige Anlage haben, um diese wünschenswerte Einrichtung durchführen zu können; immerhin kann auch da noch mancherlei getan werden, und ich glaube, daß man die Zeit von einem Jahr, wie ich sie jetzt als Maximum genannt habe, durch verständige Vorkehrungen der Werften etwas herabdrücken kann. Aber innerhalb dieser Zeit wird kein Schiffsführer sich absolut auf seinen Kompaß verlassen können, ich denke mir nun, daß größere Reedereien, die sich mit besonderer Vorsicht für die Navigation einrichten, einige derartige Apparate anschaffen, die sie neu gebauten Schiffen für die ersten Reisen an Bord geben, um dadurch eine ständige Kontrolle über die Änderungen des magnetischen Charakters des Schiffes, also zugleich eine Kontrolle der Deviation des Kompasses auszuüben. Ein derartiger Apparat würde einem Schiff nur für das erste halbe Jahr mit-

gegeben werden. Dann würde man sich so weit über die Kompensation der Kompasse unterrichtet haben, daß dieses Hilfsmittel nicht mehr notwendig ist. Bis zu diesem Zeitpunkt würde der Apparat von eminentem Wert und wohl trotz der bisher leider noch sehr erheblichen Kosten zu befürworten sein.

Ich möchte noch eine kurze Bemerkung hinzufügen. Der Gedanke ist mir mehrfach entgegengetreten, ob man einen derartigen Kreiselapparat nicht eventuell auch für die Luftschiffahrt gebrauchen kann, wo ja auch ein Richtungsweiser besonders bei dem lenkbaren Luftballon erforderlich ist. Ich habe bisher allen Grund gehabt, diese Frage zu verneinen, einmal deswegen, weil beim Luftballon der Kompaß, vor allem der Fluidkompaß, vollständig ausreicht, und selbst eine Erhebung über die Erdoberfläche bis zu 1000 m keine erheblichen Änderungen der magnetischen Kräfte nach sich ziehen würde und dann, weil man den Kompaß an Bord eines lenkbaren Luftschiffes genau so kompensieren kann, soweit Eisenmassen es erforderlich machen, wie dies auf den Seeschiffen geschieht. So glaube ich, daß der Apparat für Luftschiffahrt nicht in Frage kommen wird, auch schon wegen der dafür mitzunehmenden elektrischen Kraftmaschinen, die der großen Gewichte wegen auf Luftschiffen vorläufig noch nicht untergebracht werden können.

Es ist endlich — das möchte ich noch aussprechen — nicht unmöglich, daß der Kreiselapparat auch dazu dienen kann, um die Breite unmittelbar zu bestimmen. Theoretisch läßt sich ein Kreisel konstruieren, dessen Achse sich nicht horizontal, sondern dauernd parallel mit der Erdachse einstellt, der also, wenn ich eine Horizontalebene von absoluter Sicherheit mitnehme, durch den Winkel der Achse mit der Horizontalebene die Breite abzulesen gestattet, ich würde mir wohl denken können, daß ein solcher Apparat, der es ermöglicht, ohne astronomische Beobachtungen jederzeit die Breite zu bestimmen, für ein Luftschiff, das sich unter Umständen über Wolkenbänken hinauf oder in Nebelgebiete hineinbegeben muß, von Wert sein kann.

Aber dieser rein theoretische Gedanke ist bisher in die Praxis noch nicht umgesetzt, und ich glaube hier nicht näher darauf eingehen zu sollen. Ich möchte nur noch bemerken, daß wie ein Kompaß, so auch ein derartiger Kreiselapparat immer nur die Richtung, in der das Luftschiff anliegt, angeben kann, nicht die wirkliche Richtung, in der das Luftschiff sich durch den Weltenraum bewegt, und ferner fehlt alsdann ja natürlich auch noch vollständig die Distanz, die das Schiff durchlaufen hat; erst die genaue Richtung durch den Raum und die Distanz zusammen sind aber imstande, den Ort des Luftschiffes im Raume zu bestimmen.

So wird also vorläufig meines Erachtens die Luftschiffahrt von dieser Erfindung keinen Vorteil ziehen können, dagegen wird die Seeschiffahrt es tun, die Handelsmarine in geringerem Maße, aber die Kriegsmarine wird meiner Überzeugung nach ganz erhebliches Interesse an dieser Erfindung haben, die als ein großer Erfolg dankbar zu begrüßen ist. (Beifall.)

Herr Oberingenieur Dr. Martienssen-Berlin:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Es freut mich, aus den Mitteilungen des Herrn Anschütz zu ersehen, daß es ihm gelungen ist, einen Steuerkompaß nach dem Kreiselprinzip zu konstruieren, der bei einer sehr langen Schwingungsdauer durch Änderungen der Schiffsgeschwindigkeit innerhalb der praktischen Grenzen nicht gestört wird.

In dieser Hinsicht entspricht der Apparat genau der Theorie, die ich vor zwei Jahren über den Kreiselkompaß veröffentlichte und die ich damals nur an einem Versuchsmodell prüfen und studieren konnte.

Indessen bleiben, glaube ich, dieselben Bedenken, die ich gegen die praktische Verwendbarkeit eines derartigen Kompasses äußerte, auch jetzt noch bestehen, und zwar die,

daß es bei so langsamen Schwingungen der Kompaßrose nicht möglich ist, etwaige Schwingungen von den Schiffsbewegungen zu unterscheiden.

Nehmen wir an, daß durch irgend einen unglücklichen Zufall die Kompaßrose in Schwingungen gerät, so werden diese Schwingungen eine, ja zwei Stunden lang bestehen bleiben, und der Steuernde kommt zu total falschem Kurs, da er nicht die Möglichkeit hat, zu unterscheiden, ob eine solche Störung vor längerer Zeit stattgefunden hat oder nicht.

Das Auftreten größerer Störungen ist allerdings durch die von Herrn Anschütz angewandte geistreiche Dämpfungsmethode weniger wahrscheinlich geworden: denn zufällige rhythmische Wiederholungen von Störungsursachen bedingen bei der vorliegenden Konstruktion keine Verstärkung der Ablenkung aus der Nord-Südrichtung. Ich glaube aber, daß bei einem derartig empfindlichen Apparat genug Störungsmöglichkeiten übrig bleiben, so daß ich Herrn Anschütz dieselbe Frage vorlegen möchte, die mir vor zwei Jahren das Reichs-Marineamt vorlegte:

Können Sie bei Ihrem Apparat dafür die Garantie übernehmen, daß für eine bestimmte Zeit, sagen wir nur während 24 Stunden, mit voller Sicherheit eine größere Ablenkung als 3° aus der Nord-Südrichtung nicht eintritt?

Ich glaube, die hier bekannt gegebenen Versuche haben nur das bewiesen, was seinerzeit auch von mir behauptet wurde, daß unter günstigen Umständen eine solche Störung selbst für längere Zeit nicht eintritt, und scheint mir nach wie vor die Einführung des Kreiselkompasses in die Kriegsmarine nur bei derartiger Beschränkung der Forderungen möglich.

Für die Handelsmarine ist der Kreiselkompaß noch in anderer Weise verwendbar als in der hier vorgeführten Konstruktion. Wie Herr Prof. Schilling angab, kommt er für dieselbe nicht als Steuerkompaß, sondern als Kontrollkompaß des magnetischen Kompasses in Frage. Dann aber haben wir die lange Schwingungsdauer, die nur durch die Schiffsbewegungen bedingt ist, nicht nötig, weil derartige Kontrollmessungen bei nahezu ruhig liegendem Schiffe ausgeführt werden können. Es ist nun ohne wesentliche Schwierigkeiten ein Kreiselkompaß ausführbar mit einer Schwingungsdauer von $1/2$ bis $1\,1/2$ Minuten, der ein sehr bequemer und verläßlicher Kontrollapparat sein würde. Ich glaube daher im Gegensatz zu Herrn Prof. Schilling, daß der Kreiselkompaß in dieser Ausführung auch für die Handelsmarine von Bedeutung ist.

Bei dieser Gelegenheit möchte ich darauf aufmerksam machen, daß in den achtziger Jahren bereits von der englischen, französischen und holländischen Marine eingehende praktische Versuche mit dem Rotationskompaß stattgefunden haben. Bei diesen Versuchen soll der Kompaß, speziell in der französischen Marine, selbst bei längeren Fahrten seine Schuldigkeit getan haben, ohne daß er zur Einführung gelangte. Ein Apparat, den Herr van den Boos für die holländische Marine im Jahre 1887 konstruiert hat, steht in den Ausstellungsräumen der Firma Siemens & Halske denjenigen Herren zur Besichtigung zur Verfügung, die an dem morgigen Ausflug nach dem Wernerwerk teilnehmen.

Herr Professor Ach-Königsberg:

Ew. Königliche Hoheit! Meine Herren! Die Einstellung des Meridiankreisels in die Nord-Südrichtung erfolgt, wie wir soeben gehört haben, durch die Erdrotation. Der erste, der hierauf hingewiesen hat, ist schon vor mehr als 50 Jahren Foucault gewesen. Es reagiert aber der Kreisel selbstverständlich nicht bloß auf die Bewegung der Erde, sondern auch auf Bewegungen des Schiffes; das Anfahren, das Stoppen, die Kursänderung usw. beeinflußt die Einstellung der Nord-Südrichtung der Rotationsachse. Auf diese Verhältnisse zuerst hingewiesen zu haben, ist das Verdienst des Herrn Dr. Martienssen von der Firma Siemens & Halske.

Das Wesentliche an dem Apparat von Herrn Dr. Anschütz-Kaempfe scheint mir nun die von ihm skizzierte Dämpfungseinrichtung zur Herabsetzung dieser Abweichungen aus der Nord-Südrichtung zu sein. Gleichzeitig scheint mir aber auch in dem Anbringen dieser Dämpfungseinrichtung ein gewisser Mangel des Apparats vorzuliegen. Wie Sie sich erinnern, ist bei dieser Dämpfungseinrichtung ein Pendel vorgesehen, dessen relative Verschiebung gegenüber der Rotationsachse ein Drehmoment auslöst, welches die Rotationsachse wieder in die Nord-Südrichtung zurückzuführen sucht. Ich bin von derartigen Konstruktionen aus verschiedenen Gründen wieder abgegangen.

Es wird Sie nicht in Erstaunen setzen, wenn ich Ihnen mitteile, daß auch schon von anderer Seite seit langem mit Energie an der Lösung des Kreiselproblems gearbeitet wird. Ich selbst habe mich schon seit einer Reihe von Jahren mit der Lösung dieser Frage befaßt. Die Firma Hartmann & Braun hat die Ausführung in Frankfurt a. M. sowie die praktische Ausgestaltung dieser Apparate übernommen, und das nautische Departement des Reichs-Marineamts hat uns in höchst anerkennenswerter Weise hierbei unterstützt.

Unsere neuesten Konstruktionen des Meridiankreisels haben nun den Vorteil, daß sie das Anbringen einer Dämpfungsvorrichtung nahezu vollkommen vermeiden lassen, ferner, daß das Rotationsmoment des Kreisels viel geringer sein kann, daß wir also eine niedrigere Tourenzahl und ein geringeres Gewicht der Rotationsmasse nehmen können.

Leider ist es mir versagt, bereits heute näher auf die Konstruktion des Apparats einzugehen. Ich denke dagegen, auf der nächsten Hauptversammlung Ihnen eingehend hierüber Bericht zu erstatten.

Ich möchte nur noch bemerken, daß die Lösung des Kreiselproblems uns gestattet, auch an andere Fragen, welche für die Schiffspraxis von Bedeutung sind, heranzutreten, und daß dann der Kreisel auch für die Handelsmarine dauernde Verwendung finden wird. Auch hierüber gestatte ich mir, auf der nächsten Hauptversammlung Ihnen zu berichten. (Beifall.)

Herr Korvettenkapitän von Schönberg-Berlin:

Euere Königliche Hoheit! Meine Herren! Wir haben von einer der ersten Autoritäten in der Handelsmarine gehört, daß bisher eine Verwendung des Kreisels in der Handelsmarine von den großen Gesellschaften nicht beabsichtigt ist. Es ist aber vielleicht interessant, diejenigen Punkte hervorzuheben, welche den militärischen Wert dieses Kreisels bilden.

Die Anforderungen, welche der Magnetkompaß an den Schiffbau stellt, sind nicht gering. Der Magnetkompaß ist in erster Linie empfindlich gegen über, unter und neben ihm vorbeiführendes, durchlaufendes weiches Eisen. Wie wir schon gehört haben, wird in der Handelsmarine, wie seit Jahren in der Kriegsmarine, diesen schädlichen Einflüssen dadurch entgegengetreten, daß man die Eisenmassen durch unmagnetisierbares Material unterbricht. Diese Unterbrechungen kosten aber bei Kriegsschiffen bereits ein kleines Vermögen. Der Magnetkompaß ist ferner sehr empfindlich gegen Temperaturveränderungen der ihn umgebenden Eisenmassen, das heißt, es ist schwierig, den Kompaß in der Nähe von Kesseln oder Schiffsmaschinen aufzustellen. Dies kann man auf Handelsschiffen leicht vermeiden, auf Kriegsschiffen schwieriger. Der Kompaß ist ferner außerordentlich empfindlich gegen die Annäherung an Kabel, elektrische Maschinen, Dynamos, Scheinwerfer und bewegliche Eisenmassen. Das läßt sich auf Kriegsschiffen durchaus nicht vermeiden. Ich möchte als Beispiel anführen, daß auf einem Schiff der Magnetkompaß von einem 3 m entfernten Dynamo um 180° abgelenkt wurde, das heißt, wenn das Schiff Nord steuert, so zeigt der Kompaß Süd an. (Bewegung.) Es ist daher begreiflich, daß die Anforderungen, die der Magnetkompaß an den Schiffbauer stellt, außerordentlich große sind. Dazu kommt, daß auch der Artillerist große Konzessionen machen muß, um den Anforderungen des Kompasses gerecht

zu werden. Es handelt sich da rein militärisch um Lagerung der Munition, um Lagerung der Torpedoräume, Dynamoräume usw.

Die Anforderungen also, welche der Magnetkompaß stellte, glaubte man in den meisten Marinen nicht mehr gewähren zu können. Der Erfolg war, trotzdem man das magnetische Moment der Magnetkompasse von $3^1/_2$ auf 60, ja auf 100 Millionen erhöhte, ein Versagen des Magnetkompasses. Ich stütze mich bei diesen meinen Behauptungen auf die offiziellen Veröffentlichungen, welche aus den verschiedenen Marinen gemacht worden sind. Ich stütze mich hier auf die Veröffentlichungen aus der holländischen Marine, ich stütze mich — allerdings darin durch Annahmen — auf einige Äußerungen, die uns aus der englischen Marine gekommen sind, zum Beispiel möchte ich darauf hinweisen, daß an den neueren Photographien von englischen Schiffen auf dem Achterdeck hinter den Geschützen provisorische Navigationskompasse aufgestellt sind, die militärisch außerordentlich unbequem sein müssen und auch magnetisch kaum genügen können, die meiner Ansicht nach davon Zeugnis geben, daß die übrigen Kompasse auf dem Schiff nicht so funktionieren, wie man es wünscht. Ich stütze mich auch auf die Veröffentlichungen, welche aus der amerikanischen Marine gekommen sind. Über die Fahrt, welche das große amerikanische Geschwader um das Kap Horn gemacht hat, wurde ein Bericht veröffentlicht; in diesem heißt es von dem Schiffbaumeister Robinson, „die Kompasse in den Ruderräumen waren total unbrauchbar". Der amerikanische Korvettenkapitän Niblach veröffentlichte eine Arbeit, worin es heißt, „es ist praktisch unmöglich, in dem Kommandoturm einen Kompaß brauchbar aufzustellen". Der amerikanische Geschwaderchef Evans sagte, „es ist zweifellos, daß unsere Regel- und Peilkompasse mit sehr schwierigen magnetischen Verhältnissen rechnen müssen, und daß die Frage, diese Einflüsse zu kompensieren, eine außerordentlich ernste ist". Auf dem französischen Unterseeboot „Emeraude" wurden die Kompasse durch Anstellen der Ölmotore um 40° abgelenkt.

Ich glaube also, der Beweis, daß der Kreiselkompaß ein sehr willkommener Ersatz für den Magnetkompaß militärisch ist, ist damit erbracht. Es fragt sich nur, welches sind die Vorteile und welches sind die Nachteile des Kreiselkompasses? Unangenehm bleibt militärisch immer die Abhängigkeit dieses Instruments von der elektrischen Leitung. Unangenehm ist, daß wir bisher noch nichts oder so wenig über die Lebensdauer dieses komplizierten Instruments wissen; aber ich bin der festen Überzeugung, daß die Technik, welche so Außerordentliches geleistet hat, es fertigbringen wird, dieses Instrument frontreif zu machen. Ein frontreifes Instrument haben wir — das darf man wohl sagen — noch nicht. Wohl aber ist es der Firma Anschütz in Kiel durch große persönliche und pekuniäre Opfer gelungen, uns ein frontbrauchbares Instrument zu liefern, das in mehreren Exemplaren in der deutschen Marine Aufstellung gefunden hat und bisher befriedigend arbeitet.

Wie hier ausgeführt worden ist, arbeiten andere Firmen noch an der Lösung dieser Frage, und wir werden mit Freuden jede andere Lösung begrüßen, und die freie Konkurrenz wird, wie überall, auch da nicht beschränkt sein.

Was die Erprobung im besonderen betrifft, so hat, wie schon erwähnt, ein Kreiselkompaß vier Wochen ununterbrochen auf „Deutschland" gelaufen. Das ist eine Aufgabe, die man sonst wohl an diesen Apparat nicht stellen wird, denn man wird ihn zur Schonung dieser außerordentlich kostbaren Materie während der Zeit im Hafen abstellen. Es läßt daher alles darauf schließen, daß wir in kürzester Zeit oder wenigstens in wenigen Jahren einen brauchbaren Kreiselkompaß haben werden. (Beifall.)

Herr Dr. Anschütz-Kaempfe (Schlußwort):

Auf den Einwand des Herrn Dr. Martienssen, daß es unmöglich sei, zu erkennen, wann der Kreiselkompaß eine Schwingung um den Meridian macht, habe ich folgendes zu erwidern:

Kreisel und Rose sind durch ein Halsstück starr verbunden. Auf der Rose ist eine Libelle so angeordnet, daß sie parallel zur Achse des Kreisels steht. Andererseits wissen wir, daß Marschgeschwindigkeit des Kreisels und Elevation der Kreiselachse in einem ursächlichen Zusammenhang stehen, daß wir somit imstande sind, an dem Ausschlage der Libelle zu erkennen, ob der Kreisel ruhig im Meridian steht oder ob er sich in einer Schwingung befindet.

Wenn nun beispielsweise durch Explodieren einer Granate, durch einen starken einseitigen Luftdruck oder durch eine Berührung der Apparat eine Störung erlitten hat, so muß, ehe er seine Präzessionsbewegung macht, d. h. aus dem Meridian herausgeht, die Achse erst eine Elevation bekommen haben und diese Elevation ist sofort an der Libelle erkennbar. Der Mann am Steuer weiß also, da sich die Libelle in seinem Gesichtskreis befindet, daß der Apparat eine Schwingung macht. Er kann auch, wenn er mit dem Wesen des Apparates vertraut ist, durch Einstellen der Libelle in die Horizontale den entstandenen Bewegungsimpuls durch eine Drehung um die Vertikalachse wieder ausgleichen.

Zugleich weiß der Steuermann, daß, wenn die Libelle des Apparates in der Horizontale ruhig steht, mit Bestimmtheit, daß die Weisung der Kreiselachse mit dem Meridian identisch ist.

Ich muß also den Einwurf, man könne an dem Apparat eine Schwingung nicht erkennen, zurückweisen.

Ich habe noch eine Frage vom Vorstandstisch zu beantvorten über den Preis des Apparates. Ein solcher Apparat besteht natürlich aus einer ganzen Anlage, aus den Maschinen zum Anlassen, Widerständen, Tourenzähler, Meßinstrumenten usw., aus dem Apparat selbst und aus seiner Leitung. Zurzeit kostet eine solche Anlage 20000 M. (Bewegung.) Es ist möglich, daß bei einer fabrikmäßigen Herstellung der Preis sich ermäßigt. Jedenfalls steckt in dem Apparat eine jahrelange, unausgesetzte Arbeit mit ungeheuren Kosten, so daß der Preis des Apparates sich daraus erklärt.

Der Ehrenvorsitzende, Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Der Vortrag des Herrn Dr. Anschütz hat uns mit einer auf navigatorischem Gebiete umwälzend wirkenden Erfindung bekannt gemacht. Der Kreisel verspricht auf stark gepanzerten Schiffen ein Aushilfemittel zu werden, und wenn er nur dies erfüllt, so ist er von großem Vorteil für uns.

XVII. Die Widerstandsvorgänge im Wasser an Platten und Schiffskörpern. Die Entstehung der Wellen.

Vorgetragen von ***Fr. Ahlborn****-Hamburg.*

I. Untersuchungsmethoden.

Die photographischen Unterlagen für die bisherigen Untersuchungen der Widerstandsströmungen (in Band V u. VI des Jahrbuches) wurden in der Weise gewonnen, daß die photographische Kamera auf dem Wagen über den Versuchsmodellen aufgestellt war, so daß während der Fahrt keine Änderung der Lage zwischen Kamera und Modell eintrat. Die Platten und Modelle erschienen daher auf den Photogrammen in Ruhe und das Wasser in einer allgemeinen, strömenden Bewegung begriffen, obgleich in Wirklichkeit die Modelle durch ruhendes Wasser bewegt wurden.

Da die physikalischen Wirkungen zwischen Modell und Medium nach dem Gesetz der Gleichheit von Wirkung und Gegenwirkung dieselben sind, ob nun der feste Körper mit einer Geschwindigkeit v gegen die ruhende Flüssigkeit bewegt wird, oder ob das Wasser mit derselben Geschwindigkeit gegen den ruhenden Körper fließt, so dürfen unsere Photogramme als zuverlässige Darstellungen der Widerstandsströmungen betrachtet werden, wie diese erscheinen, wenn ein gleichförmig bewegter Wasserstrom auf die feststehenden Versuchskörper trifft und sie umfließt.

Unter Widerstandsströmungen sind dabei alle Richtungsänderungen und Beschleunigungen zu verstehen, die der Flüssigkeitsstrom erfährt, wenn in seinen Lauf feste Körper als Hindernisse eingeschaltet werden. Sie sind im allgemeinen abhängig von der Stromgeschwindigkeit und den physikalischen Eigenschaften des Mediums: seiner Dichte und dem Grade seiner Liquidität, sowie von der Größe, Form und Stellung des festen Körpers.

In der Diskussion meines letzten Vortrages (d. Jahrbuch 1905) wurde von einem meiner Opponenten hervorgehoben, daß die Schubkraft, welche ein Schiff zur Überwindung des Wasserwiderstandes aufwenden müsse, um im ruhenden Wasser mit der Geschwindigkeit v zu fahren, eine andere sei, als die Zugkraft, welche in der Ankerkette desselben Fahrzeuges wirke, wenn dieses in einem Strome von derselben Geschwindigkeit v festliege.

Falls diese auf den ersten Blick paradoxe Ansicht auf dynamometrischen Ergebnissen einwandfreier Schleppversuche beruhen sollte, was mir nicht bekannt ist, so würde dadurch doch kein Widerspruch gegen das von uns angewandte Prinzip der Gleichheit von Wirkung und Gegenwirkung erwiesen sein, da jedenfalls der Nachweis fehlt, daß der Strom, in welchem das ruhende Schiff vor Anker lag, homogener Art war, d. h. daß er in seinem ganzen Querschnitt dieselbe Geschwindigkeit v hatte, mit welcher bei dem Gegenversuch das Schiff in ruhendem Wasser geschleppt wurde. Die Messung der Stromgeschwindigkeit dürfte natürlich nicht in der gewöhnlichen Art des Loggens hinter dem Schiff erfolgen, sondern sie müßte durch eine größere Zahl empfindlicher, registrierender Instrumente vor dem Fahrzeug außerhalb des Bereichs der Widerstandsströmungen ausgeführt werden, und die Meßapparate müßten über den ganzen Stromquerschnitt verteilt werden, soweit das Wasser nachher an den Widerstandsströmungen teilnimmt und von ihnen merklich beeinflußt wird. Wie weit dieser Einfluß reicht, zeigt sich bekanntlich daran, daß seegehende Schiffe im flachen Wasser nicht die Fahrgeschwindigkeit erreichen können, wie im tiefen Wasser des Ozeans. Ein Schiff, das aus weitem und tiefen Wasser plötzlich in enges und flaches Gewässer eintritt, erfährt eine fast ruckweise Abnahme seiner Geschwindigkeit.

Eine genaue Messung der Stromgeschwindigkeit ist gewiß mit mancherlei Schwierigkeiten verknüpft, aber sie ist für den vorliegenden Zweck unerläßlich, und je sorgfältiger sie angestellt wird, um so besser und deutlicher wird sich zeigen, daß die Strömung nicht als homogen bezeichnet werden kann. Von der Bewegung des Wassers in Flüssen ist dies längst bekannt und auf den verzögernden Einfluß der Umgrenzungen, des Flußbettes, zurückgeführt. Ebenso weiß man, daß die Meeresströmungen an der Oberfläche andere Geschwindigkeiten und Richtungen haben können, als in der Tiefe.

Wo man aber zu Versuchszwecken in ringförmigen Wasserbehältern dadurch eine Strömung erzeugt, daß man das Wasser auf einer Seite durch Schiffsschrauben oder andere Triebmitte in kreisende Bewegung bringt, kommen außer der Reibung an den Gefäßwänden noch die sehr

beträchtlichen rotierenden und wirbelnden Bewegungen hinzu, welche durch die Antriebsvorrichtungen hervorgerufen werden. Wie weit diese sehr wesentlichen Störungen der Gleichförmigkeit des Stromes reichen, läßt sich an der blanken, wellenfreien Oberflächenbeschaffenheit des sogenannten Kielwassers ermessen, die durch derartige sekundäre Strömungen bedingt wird. Man kann danach voraussehen, daß der Ankerzug eines im Strome v liegenden Schiffes ein anderer sein wird, als der Zug an der Schlepptrosse, durch welche das Schiff mit der Geschwindigkeit v durch stehendes Wasser gezogen wird, aber die Ursache liegt nicht in der Unrichtigkeit jenes allgemein gültigen physikalischen Prinzips, sondern an der mangelnden Gleichförmigkeit der natürlichen oder künstlichen Strömungen. Daher sind auch alle unter Benutzung strömenden Wassers gewonnenen Versuchsergebnisse nicht ohne weiteres auf die Bewegungen in stehendem Wasser zu übertragen, wie umgekehrt auch die in ruhendem Wasser erzielten Ergebnisse nicht ohne Vorbehalt auf fließendes Wasser anwendbar sind. Und dieses gilt auch für unsere bisherigen Strömungsphotogramme, da diese die Widerstandserscheinung in einem mit überall gleichförmiger Geschwindigkeit fließenden Strome darstellen, während die gewöhnlichen, natürlichen oder künstlichen Ströme eine solche Gleichförmigkeit nicht aufweisen, sondern je nach den örtlichen Verhältnissen in verschiedenem Grade davon abweichen. Daß dies auch für die Strömungen der Luft zutreffend ist, folgt aus dem allgemein bekannten, ungleichförmigen, böigen Charakter der Winde.

Man könnte die in der oben bezeichneten Weise erhaltenen photographischen Darstellungen der Widerstandsströmungen als solche bezeichnen, wie sie dem Beobachter erscheinen, wenn er selbst, wie etwa an Bord eines Schiffes, mit dem festen Körper über die Wasseroberfläche oder durch dasselbe fortbewegt wird, da er dann den Eindruck hat, wie wenn das Schiff stillstände und das Wasser ihm entgegenströme. Es ist nun aber offenbar von nicht minder großem Interesse, zu erfahren, in welcher Form die Widerstandsströmungen auftreten, wenn sie vom festen Standpunkte des ruhenden Wassers gesehen werden, oder wie sie sich einem am Ufer stehenden Beobachter darstellen.

Ein solches Bild ließe sich aus einer Ansicht der ersten Art prinzipiell ohne besondere Schwierigkeiten rekonstruieren, da nur die Tatsache zu berücksichtigen wäre, daß ein Wasserteilchen, das auf dem Photogramm der ersten Art in Ruhe erscheint, auf dem zweiten Bilde einen Weg gleich der Bewegung s des Schiffes zurücklegen würde, während ein anderes Teilchen,

welches auf dem Photogramm einen Weg s nach hinten beschreibt, auf dem neuen Bilde in Ruhe sein müßte usw. So ließe sich die Bahn jedes Wasserteilchens im neuen Bilde nach dem Parallelogramm der Bewegungen einwandfrei ermitteln. Aber die Arbeit würde doch eine äußerst mühsame sein, und es liegt daher viel näher, derartige Ansichten der Widerstandsströmungen durch direkte photographische Aufnahmen mit einer an festem Orte aufgestellten Kamera zu gewinnen.

Zu diesem Zweck wurde ein festes Gerüst über, neben oder unter dem Wasserbehälter hergestellt und daran die Kamera so befestigt, daß sie in richtigem Fokalabstande außerhalb der Bahn des Versuchskörpers stand. Sodann wurde die elektrische Auslösung des Blitzlichtes so eingestellt, daß sie in dem Augenblicke in Funktion trat, wenn der Versuchskörper durch die Mitte des Gesichtsfeldes der Kamera fuhr. Die Bewegungen des Wassers wurden, wie gewöhnlich, durch Bärlappmehl an der Oberfläche, und durch präparierte eichene Sägespäne im Innern der Flüssigkeit sichtbar gemacht.

Schon die ersten Aufnahmen dieser neuen Art, die wir vorerst der Kürze halber mit „B“ bezeichnen wollen, zeigten gegenüber den früheren Aufnahmen „A“ der mitfahrenden Kamera so völlig abweichende und zunächst überraschende Strömungsbilder, daß es für den Fernerstehenden aussichtslos erscheinen mußte, die Übereinstimmung der durch A und B dargestellten Vorgänge nachzuweisen, zumal zwei zu verschiedenen Zeiten, wenn auch mit gleicher Geschwindigkeit, aufgenommene Ansichten A und B wegen der in der Natur der Sache liegenden Stromschwankungen und zufällig anderen Anordnung der sichtbaren Substanzen (Bärlapp usw.) keine genau identischen Vorgänge darstellen.

Um das Letztere zu erreichen, wurden in besonderen Versuchen die Aufnahmen A und B gleichzeitig mit einer feststehenden und einer mitfahrenden Kamera gemacht, wobei beide identische Objektive erhielten und auf die gleiche Entfernung von der Wasseroberfläche eingestellt wurden. Die fahrende Kamera bewegte sich unmittelbar an der stehenden entlang und beide Objektive befanden sich im Moment des Lichtblitzes in einem Abstande von 10—15 cm nebeneinander, bei einer Entfernung von etwa 80 cm von der Wasseroberfläche. Die fahrende Kamera A stand genau über dem Versuchskörper, die stehende B hart daneben, so daß die Einzelheiten der mit B erzielten Photogramme um einen kleinen, auf allen Bildern konstanten Betrag gegen die Ansichten A verschoben erscheinen. Eine genaue Deckung wäre eben nur dann möglich gewesen, wenn die Objektive beider Instrumente

hätten dieselbe Stelle einnehmen können, was natürlich nicht möglich ist. Übrigens ließen sich nun, da in der Längsrichtung keine optischen Verschiebungen eintraten, mit Hilfe des Zirkels unschwer die von demselben Bärlappflöckchen resp. Wasserteilchen auf beiden Photogrammen beschriebenen Bahnen oder Stromlinien identifizieren.

Hier ist es angebracht, von einer neuen Methode der Geschwindigkeitsmessung durch Funkenphotographie Mitteilung zu machen, die bei diesen Versuchen zuerst in Anwendung gebracht wurde. Die gewöhnliche Art der elektrischen Chronographie hat den Nachteil, daß die Aufzeichnungen der Registriernadeln auf einem Papierstreifband erfolgen und für jeden Versuch eine besondere Buchführung nötig machen. Die durch Abmessen mittels Millimetermaßstabes gefundene Geschwindigkeit, welche der Wagen im Moment der Aufnahme erreicht hatte, muß dann später neben der Ordnungsnummer auf das photographische Negativ und die herzustellenden Positive überschrieben werden, wobei immerhin Irrtümer vorkommen können.

Es schien daher wünschenswert, eine Methode zu finden, bei welcher die Registrierung womöglich auf der photographischen Platte selbst erfolge und somit im Original auf jedem Strömungsphotogramm erschiene.

Hierzu wurde zunächst am Rande des Gesichtsfeldes der stehenden Kamera, dicht über der Wasseroberfläche, aber ohne Berührung mit dem Wasser, ein scharf geteilter Millimetermaßstab*) verschiebbar angebracht. Mit dem Maßstab ist der Länge nach ein etwa 1 cm breiter schwarz lackierter oder mit schwarzem Sammetband überzogener Metallstreifen verbunden, der ebenfalls am Rande der Photographie erscheint und den Untergrund für die Funkenregistrierungen abgibt.

Über diesem schwarzen Streifen bewegt sich eine mit dem Wagen starr verbundene Funkenstrecke, in welcher, während sie sich mit dem Wagen fortbewegt, alle Zehntelsekunden ein Flaschenfunken überspringt. Die Bilder dieser Funken zeichnen sich als etwa 1 mm lange Striche neben dem Maßstabe auf der photographischen Platte ab. Ihre Abstände bezeichnen den vom Wagen in einer Zehntelsekunde zurückgelegten Weg und lassen sich an dem Maßstabe im Bilde ohne Mühe ablesen.

Zur Bestimmung des Zeitpunktes, an welchem die Aufnahme erfolgte, ist die den Funken auslösende elektrische Leitung hinter die Zündleitung der

*) Der Maßstab ist am besten aus schwarzem Hartgummi auf Metallunterlage anzufertigen, mit weißen Teilstrichen und Zahlen. Schwarze Teilstriche auf weißem Untergrunde im Bilde verschwinden leicht infolge von Überstrahlung.

Blitzlampen geschaltet, so daß in dem Moment des Durchbrennens der Zünddrähte auch die Funkenbildung unterbrochen wird und aufhört. Als Geschwindigkeit des Wagens und des mit ihm fest verbundenen Versuchsmodells können ohne merklichen Fehler die in den letzten Zehntelsekunden registrierten Funkenabstände angenommen werden.

Der Apparat zur Erzeugung der isochronen Funken besteht aus einem mit zwei Leydener Flaschen verbundenen kleinen Induktor, dessen primärer Strom von einem Akkumulator geliefert wird. Vermittels eines kleinen Nebenschlußmotors mit konstanter Tourenzahl wird dieser Strom im Quecksilberunterbrecher zehn mal in der Sekunde unterbrochen. Die Regulierung auf Zehntelsekunden geschah durch geeignete Übersetzung der Tourenzahl des Motors unter Benutzung des Sekundenkontaktes einer Normaluhr. Die Leitung für den Motor ist, wie bemerkt, in die Zündleitung hinter den Blitzlampen eingeschaltet, unter Einfügung passender Glühlampenwiderstände, um die vorzeitige Entzündung des Blitzpulvers zu verhindern.

Das System der Stromverteilung für den ganzen Apparat ist in Fig. 1 skizziert. Der Ansteckdose s_1 wird durch Zuleitungskabel ein Strom von 108 Volt zugeführt. Von hier gehen zwei Leitungen rechts herum, die eine, innere, mit Regulierwiderständen w W für den Antriebsmotor M des Wagens über die Schleifkontakte k_1 und k_2 anschließend an die linksseitige Rückleitung, die andere, äußere, ohne Widerstand für die Zündung der Blitzlampen B_1, B_2, B_3 über k_3, k_4, k_5. Die Zuleitungsschiene für den Schleifkontakt k_3 erhält den Strom von d her und kann bei u_1 und u_2 durch federnde Klinken unterbrochen werden, um das Arbeiten der von dieser Leitung zu speisenden Chronographen (k_3 a Ch k_2 und k_3 b m k_2) auf kürzere oder längere Fahrstrecken zu begrenzen. Alle Leitungen zwischen k_1 und k_3 rechts und k_2, k_4 und k_5 links sind auf dem Wagen befestigt, der sich auf Schienen über dem 8 m langen Wasserbehälter bewegt. In dem Moment, wo hierbei k_5 den dafür vorgesehenen Bügel der Rückleitungsschiene berührt, geht der volle Strom gleichzeitig durch alle drei Blitzlampen B, nämlich über k_3 B_1 und B_2 c k_5 und über d s_3 B_3 s_3 k_4 c k_5; in den Lampen werden dadurch feine leicht auswechselbare Stahldrähte durchgeschmolzen und damit das Blitzlichtpulver ebenso gleichzeitig entzündet. Die Lampen B_1 und B_2 stehen auf beweglichen Armen seitwärts am Wagen und dienen zur Beleuchtung der Wasseroberfläche. Die große Lampe B_3 kann seitwärts und unter den Wasserkasten gestellt werden und sendet ihr Licht durch Spiegelglasfenster in das Innere des Wassers.

Für die Blitzlampen wurden gewöhnliche Glühlampenverschraubungen

verwendet. Statt der Glasbirne mit dem Kohlefaden ist auf die Fassung ein Messingkasten gelötet und darin sind die Pole der Leitung mit federnden Metallklemmen für den Zünddraht verbunden. Letzterer ist nach Art einer Bleisicherung leicht auszuwechseln und liegt wohl isoliert auf einer Vulkan-

Stromschaltungen für den Wagenmotor M, die Blitzlampen B, den Nadelchronographen Ch und den Funkenchronographen Acc–Fs.
Näheres im Text.

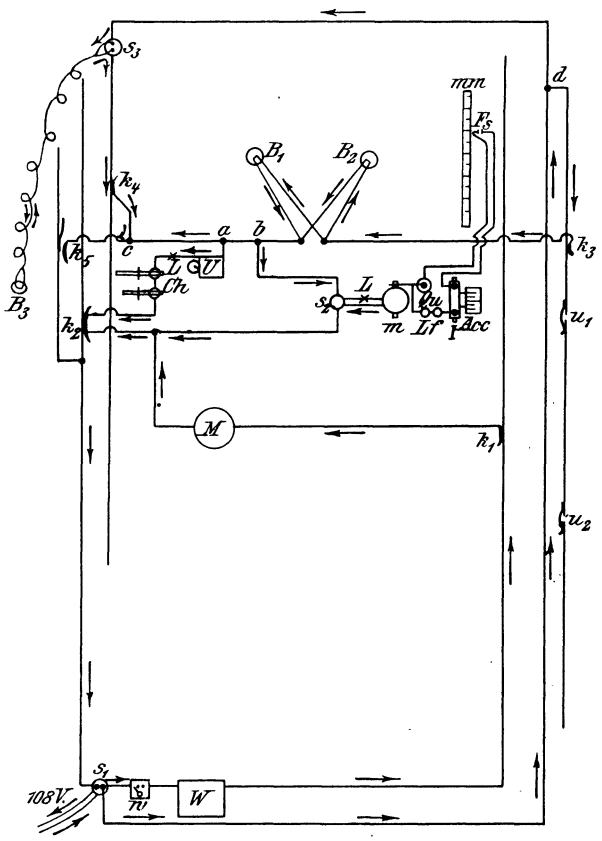


Fig. 1.

fiberplatte dicht unter dem Kastendeckel. Dieser hat in der Mitte eine kleine Öffnung, durch welche der Zünddraht eine kurze Strecke freigelegt ist, so daß er hier mit dem auf dem Deckel ausgebreiteten Blitzpulver in Berührung kommt und die Zündung bewirken kann. Durch das Einschließen in den gut abgedichteten Kasten wird die Vorrichtung vor Verbrennung und Verstaubung geschützt.

Von der Zündleitung $k_3 k_5$ ist bei a eine Leitung für den elektromagnetischen Chronographen Ch abgezweigt, die bei k_2 die Rückleitung erreicht. Der Strom wird hier durch den Lampenwiderstand L gedämpft.

Die Unruhe des Uhrwerks U schwingt im Viertelsekundentakt und trägt an ihrer Achse eine ebenso pendelnde Metallzunge, deren Platinaspitze durch einen unter Öl stehenden Quecksilbertropfen schlägt, so daß jede Viertelsekunde ein Stromstoß durch die Zunge und den Quecksilbertropfen dem Elektromagneten des Chronographen zugeführt wird. Ebensooft wird der Anker angezogen und dadurch die Registriernadel in das darunterliegende Papierband eingestoßen. Je schneller der Wagen fährt, desto weiter liegen die Stiche auseinander: ihr Abstand bezeichnet den in jeder Viertelsekunde vom Wagen zurückgelegten Weg.

Die Leitung für den Funkenchronographen zweigt bei b von der Zündleitung ab und geht über die Ansteckdose s_2 zum Rückleiter k_2. Von s_2 geht der Strom über den Lampenwiderstand L zum Motor m und zurück. Der Akkumulator Acc liefert den Primärstrom für den Induktor I. Der Sekundärstrom geht durch die Leydener Flaschen Lf und wird vermittels des Motors m im Quecksilberunterbrecher Qu alle Zehntelsekunden unterbrochen, so daß in demselben Rhythmus die Funkenbildung erfolgt. Die Zuleitungen zur Funkenstrecke Fs sind der hohen Spannung wegen in Glasröhren eingeschlossen; nur die geschwärzten Enden der Drähte sind frei und so nahe gegen den Maßstab mm gebogen, daß sie noch mit im Gesichtsfelde der Kamera liegen, während die übrige Leitung außerhalb bleibt. Da die Aufnahmen im abgedunkelten Raume bei geöffneter Kamera erfolgen, so geht eine photographische Wirkung zunächst nur von den Funken aus, die sich nachher als eine Reihe gleichförmiger kurzer Querlinien auf der Platte darstellen. Alle anderen Einzelheiten des Gesichtsfeldes werden erst durch das Blitzlicht auf die Platte gebracht. Die Drahtenden der Funkenstrecke erzeugen dabei infolge ihrer fortschreitenden Bewegung in der ruhenden Kamera ein verwischtes, aber deutlich sichtbares Bild in Form einiger feinen Linien hinter dem letzten Funkenbilde, woran man mit Sicherheit erkennen kann, daß mit dem Durchbrennen des Zünddrahtes und noch vor der wirksamen Lichtentwicklung der Motor m zur Ruhe gekommen und die Funkenbildung unterbrochen worden ist. Die photographische Wirkung des Blitzlichtes beginnt in der auf den letzten Funken folgenden Zehntelsekunde und dauert bei dieser Anordnung etwa ein Zehntel bis ein Sechzehntel Sekunde.

Sollen die Funkenregistrierungen in der mitfahrenden statt in der stehenden Kamera erfolgen, so muß natürlich die Funkenstrecke unbeweglich stehen, der Maßstab aber mit dem Wagen fest verbunden werden, so daß er sich im Gesichtsfelde nicht verschiebt.

Für das Studium der Vorgänge im Innern des Wassers wurden größtenteils stereoskopische Aufnahmen hergestellt, wogegen die Strömungen im Wasserspiegel der größeren Übersicht wegen von oben her meist mit einem Objektiv festgelegt wurden.

Bei völlig untergetauchten Körpern kann man durch Änderung der Stellung des Modells jede beliebige Seitenansicht der Strömungen erhalten und so in den Stereoskopen die räumliche Anordnung der Vorgänge mit voller Klarheit überblicken. Ansichten in der Fahrrichtung hätten sich wenigstens von vorn her wohl gewinnen lassen, waren aber nicht erforderlich, da die seitlichen Aufnahmen nichts zu wünschen übrig ließen.

Nur bei eingetauchten Versuchskörpern ergaben sich erhebliche Schwierigkeiten bei der Feststellung der Vorgänge in den Bugwellen, die von oben her nicht zu durchschauen waren. Um aber von der Seite her das Innere der Welle auf die Platte zu bekommen, mußte die Kamera tiefer als das Niveau gestellt werden. Dann aber reflektiere die Oberfläche der Bugwelle das Licht so stark, daß sie als weißer Hintergrund die Bahnen der beleuchteten Schwebkörper unsichtbar werden ließ. Auch bei günstigster Stellung der Kamera und der Lichtquellen blieben die Einzelheiten der turbulenten Bewegungen in der Kuppe der Welle verdeckt. Durch Anwendung von Glasplatten als Versuchskörper, Durchleuchtung des Stauhügels von hinten her und Photographie in der Fahrrichtung wurden auch diese Schwierigkeiten überwunden.

Mit Hilfe des so gewonnenen Materials war es möglich, den verwickelten Strömungskomplex an plattenförmigen Versuchskörpern klarzulegen und durch Modelle darzustellen, wobei die Stromlinien, in bestimmten Abständen genommen, durch Kupferdrähte veranschaulicht wurden, die nach Maßgabe der Photogramme in die richtige Form gebogen wurden. (Taf. I.)

Diese Methode ist natürlich auch für jede andere Art von Versuchskörpern, wie Schiffsmodelle, anwendbar, bleibt aber immer schematisch und kann wegen der schwer darstellbaren Einzelheiten die unmittelbare Beobachtung im Stereogramm nicht voll ersetzen. Ich habe daher, auch um Zeit zu sparen, bis jetzt davon abgesehen, die Schiffsströmungen in Stromlinienmodellen zur Darstellung zu bringen.

Die Arbeiten wurden in einem besonderen Laboratorium ausgeführt, dessen Einrichtung und Unterhaltung ich der Munifizenz der Direktion der Hamburg-Amerika Linie und besonders dem überaus freundlichen und bereitwilligen Entgegenkommen des Herrn Generaldirektor Ballin zu verdanken habe. Bei allen experimentellen Arbeiten wie bei der Kombination

Modelle der Widerstandsströmungen.

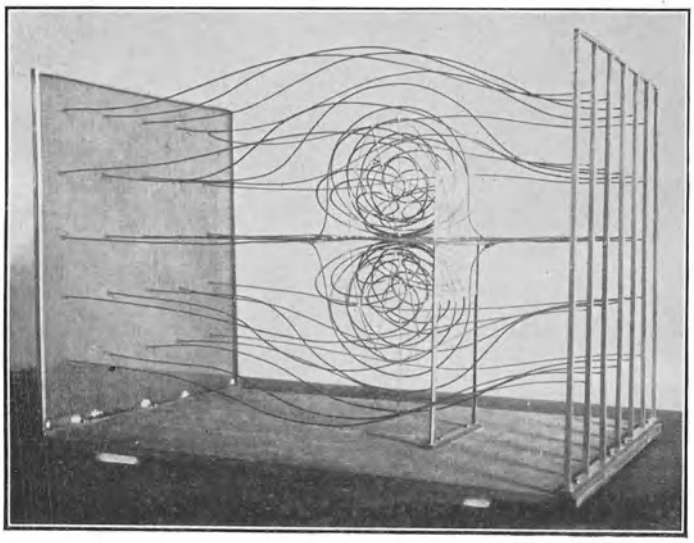


Fig. 1. Quadratische Platte in der Normalstellung.

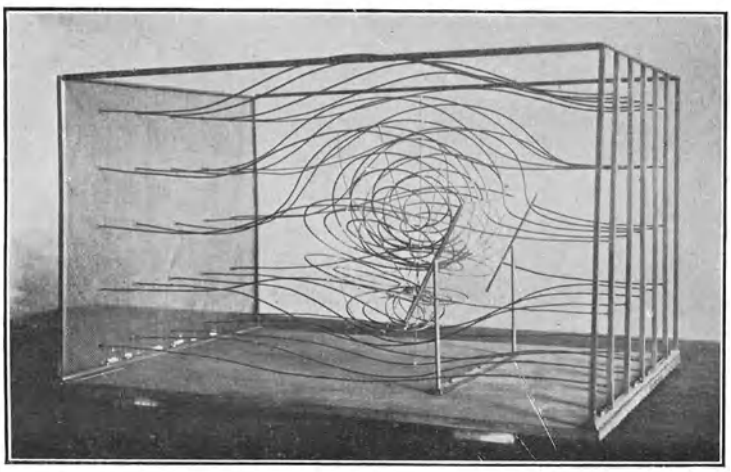


Fig. 2. Rechteckige Platte bei 60° Neigung.

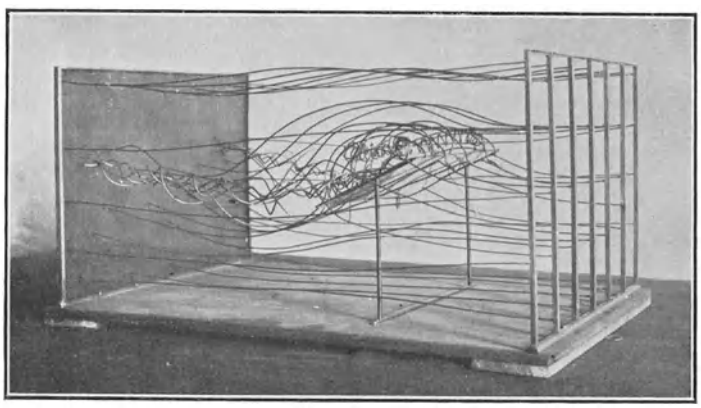


Fig. 3. Rechteckige Platte bei 30° Neigung.

und Ausführung der Apparate hatte ich mich der treuen und unermüdlichen Mitwirkung des Herrn Dr. Max Wagner zu erfreuen; auch ihm sei an dieser Stelle der wohlverdiente, herzliche Dank abgestattet.

II. Widerstandserscheinungen an Platten.

Durch die Photographie der Strömungen an tief untergetauchten, normal zum Strome stehenden Platten wurde schon früher von mir festgestellt, daß die Vorgänge bei kreisförmiger oder quadratischer Plattenform einen, wie zu erwarten, völlig symmetrischen Verlauf nehmen. Der auftreffende Strom teilt sich über der Plattenmitte und bildet, indem er über die Ränder weiterfließt, einen ellipsoidischen Glockenstrom, in dessen Innerem ein Wirbelring von der bekannten Form rotiert.

Während die Strömungen an der Vorderseite der Platte immer dieselbe stationäre Erscheinung darbieten, zeigen sich hinter der Platte gewisse unregelmäßige, pulsatorische Schwankungen, die dem Wirbelring einen labilen Charakter verleihen und in denen wir die Ursachen der stets auftretenden Schwankungen der dynamometrischen Widerstandsgröße zu erblicken haben. Sie äußern sich in nicht unbeträchtlichen seitlichen Abweichungen des Nachlaufs (Fig. 1 Taf. II), sowie darin, daß der Wirbelring in der Richtung der Achse des ganzen Systems bald verlängert, bald verkürzt wird, so daß die Stromlinien bald in Form von Ellipsen, bald mehr als Kreise erscheinen. Die Vergrößerung des Wirbels kommt dadurch zustande, daß von hinten her durch den Nachlauf größere Wassermengen in die Wirbelung hineingesogen werden; die Verkürzung dadurch, daß von außen her ringsum eine schnell tiefer werdende Einschnürung auftritt, welche kleinere oder größere Teile des Wirbelringes abschnürt und in zykloidischen Bahnen nach hinten aus dem Soggebiete der Platte entweichen läßt. Zuweilen entstehen auch gleichzeitig mehrere flache Einschnürungen, und der Wirbelring erhält dadurch die Tendenz, in mehrere sekundäre Teilwirbel zu zerfallen. Die äußeren Stromlinien des Ringes nehmen dann nicht den glatten, schematischen Verlauf, sondern gestalten sich zum Teil nach Art von Epizykloiden.

Aus diesem Verhalten wird ersichtlich, warum die Wirbelung bei kleinen Platten so viel glatter und regelmäßiger verläuft, als bei größeren. Bei den kleinen genügt offenbar die Klebrigkeit oder Viskosität des Wassers, um die ganze äußere Hälfte des Wirbelringes ohne Kontinuitätsstörung durch den

daran entlang fließenden Glockenstrom mitziehen zu lassen, während bei größeren Platten dies nur innerhalb einer entsprechend dicken Grenzschicht möglich ist, deren Tiefe von dem Grade der Viskosität und der Geschwindigkeit des Hauptstromes abhängt. So entsteht dann hinter den Rändern großer Platten die lange Kette fortlaufender Wirbel, die zwar nicht wie bei dem hypothetischen, vollkommenen Medium der hydrodynamischen Theorie unendlich an Zahl und unendlich klein sind, aber doch nur einen geringen, beschleunigenden Einfluß auf die breite Masse des Nachlaufs ausüben, so daß dieser als sogenanntes „totes Wasser“ hinter der Plattenmitte bei geringer Fahrgeschwindigkeit kaum noch Andeutungen von der Strömung des großen Wirbelringes erkennen läßt. Immerhin bleibt auch bei großen Platten die Gesamtbewegung des Wassers an der Rückseite die eines großen Wirbelringes, der mit zunehmender Stromgeschwindigkeit immer deutlicher hervortritt.

Die früher mitgeteilten Photogramme der Strömungen an eingetauchten und untergetauchten Platten in der Normalstellung zur Fahrtrichtung sind neuerdings durch weitere stereoskopische Aufnahmen dieser Vorgänge bei mitfahrender Kamera ergänzt worden. Nach den Stereoskopen habe ich für eine quadratische Platte von 100 mm ein Modell der Stromlinien aus Kupferdraht hergestellt, wie es in Fig. 1 Taf. I abgebildet ist.

Die mit stehender Kamera gewonnenen Photogramme geben eine Ansicht der gleichen Vorgänge von einem festen Punkte außerhalb, wobei die Konturen der vorüberziehenden Platte, entsprechend der Fahrgeschwindigkeit, im Bilde verwischt erscheinen, da jeder Punkt derselben während des Blitzlichtmomentes einen bestimmten Weg zurückgelegt hat. Von dieser Art ist Fig. 2 Taf. II. Sie veranschaulicht die Bewegungen, welche eine vorüberfahrende, eintauchende Glasplatte im ruhenden Wasser am Niveau hervorruft. Die Platte selbst ist nicht sichtbar, nur der Weg, den ihre oberen Ecken während des Lichtblitzes zurückgelegt haben, ist an zwei parallel laufenden Lichtreflexen leicht im Bilde aufzufinden. Wie das Wasser aus der Bahn der Platte verdrängt wird, sieht man an den strahligen Linien, die den ganzen Raum vor und seitwärts der Bahn erfüllen. An der nach außen abnehmenden Länge der Linien sieht man, wie die Wasserteilchen bei dem Herannahen der Platte immer stärker beschleunigt werden. Hinter der Platte wenden sich die seitlichen Strahlen nach hinten und umfließen jederseits einen kräftigen Wirbel, den ersten einer langen Kette nachfolgender Wirbel, die den breiten,

Gleichzeitige Aufnahmen der Widerstandserscheinungen im Wasserspiegel an einer querstehenden Platte. Breite 10 cm, $v = 34$ cm/sek.

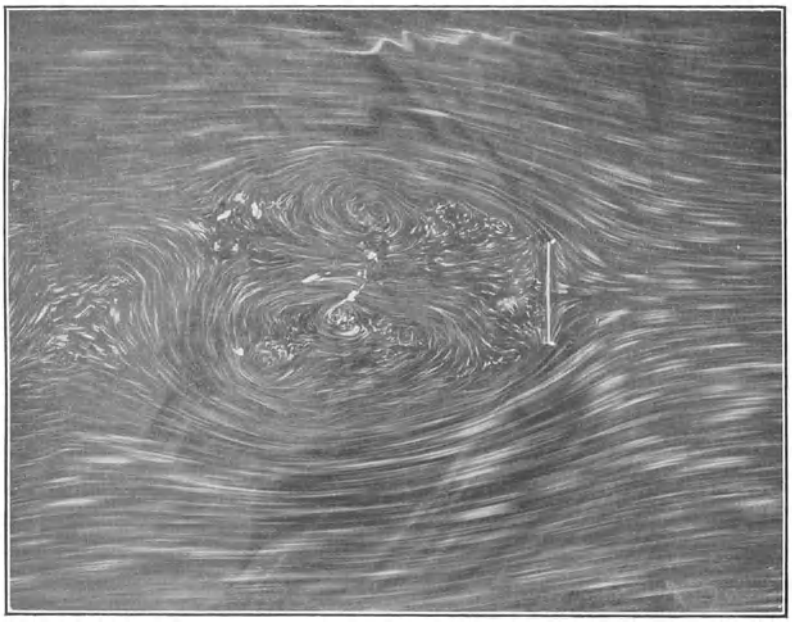


Fig. 1. Kamera mitfahrend: Stromlinien.

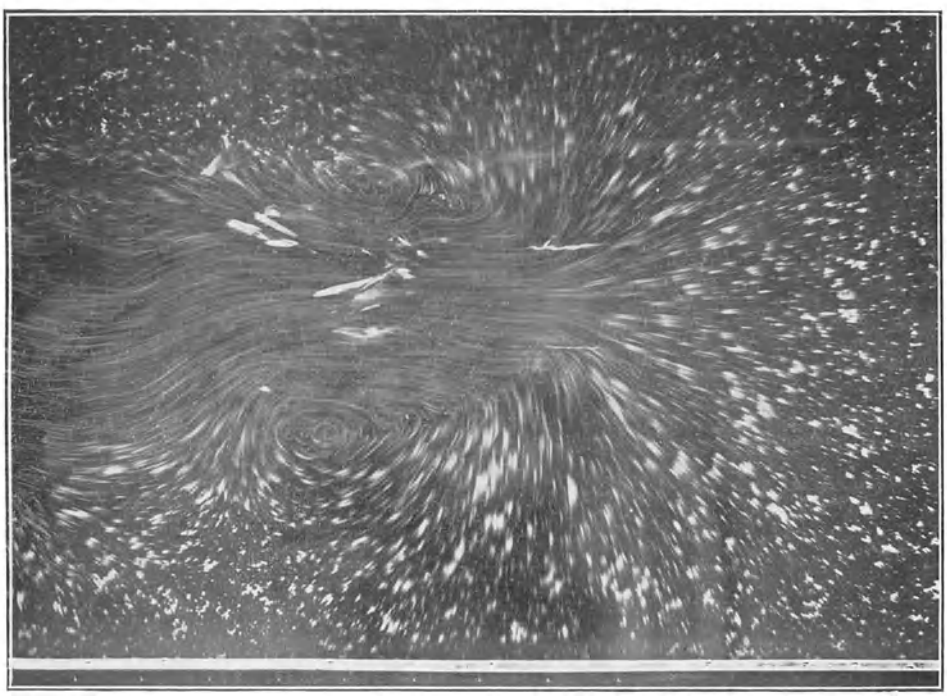


Fig. 2. Kamera am Ort feststehend: Kraftlinien.

der Platte nachfließenden Nachstrom*) gegen das umgebende Wasser abgrenzen. Die Geschwindigkeit des Nachstromes nimmt in der Richtung gegen die Platte zu, wird in einem bestimmten Abstande von ihr gleich der Fahrgeschwindigkeit und dann infolge der Wirkung des Wirbelringes größer als dieselbe. Dieser letzte Teil des Nachstromes ist identisch mit dem auf die Rückseite der Tafel stoßenden „Nachlauf“ im Stromlinienbild.

Am unteren Rande des Lichtbildes befindet sich die Funkenschrift der Fahrgeschwindigkeit (34 cm). Die feine Millimeterteilung des Maßstabes, unter dem sich die $^1/_{10}$ Sekundenfunken abgebildet haben, ist in der Reproduktion nicht darstellbar, da hier ein weißer Maßstab mit schwarzer Teilung benutzt wurde.

Gleichzeitig und durch denselben Lichtblitz wie Fig. 2 wurde vermittels einer über dem Plattenmodell am Wagen befestigten, mitfahrenden Kamera das Stromlinienbild Fig. 1 Taf. II aufgenommen. Diese zweite Kamera war mit einem identischen Stereo-Objektiv ausgerüstet und im gleichen Bildabstande wie die feststehende Kamera so angebracht, daß sie unmittelbar neben dieser vorüberfuhr.

Die elektrische Lichtzündung wurde hierbei so eingestellt, daß sie automatisch in dem Moment erfolgte, wo beide Kameras genau nebeneinander waren. Die beiden Photogramme stellen somit im gleichen Maßstabe einen und denselben Widerstandsvorgang dar, der aber das eine Mal als Strömung um eine ruhende Platte, das andere Mal als Bewegung im stehenden Wasser erscheint. Die Unterschiede beider Ansichten sind so außerordentlich große und die Identität des dargestellten Gegenstandes auf den ersten Blick so unwahrscheinlich, daß eine nähere Erklärung notwendig ist. Eine Ähnlichkeit besteht nur darin, daß auf beiden Bildern ein großes Wirbelpaar vorhanden ist, aber die Wirbel decken sich nicht, denn das eine Paar liegt ganz seitwärts, das andere dicht hinter der Platte. Alle anderen Strömungen zeigen kaum eine Spur von Übereinstimmung, oft scheinen sie geradezu entgegengesetzt zu sein. Dennoch würde man das zweite Bild aus dem ersten rekonstruieren können, wenn man die Stromlinien nach dem Parallelogramm der Bewegungen mit einer Komponente zusammenfaßte, die gleich und entgegengesetzt dem von der Platte während des Blitzmomentes zurückgelegten Wege ist. Würde man

*) Das hier zuerst gebrauchte Wort „Nachstrom“ entspricht dem englischen „wake“. (Vergl. Anmerk. Seite 80 im VI. Band d. Jahrb.) Ich möchte diesem Worte gegenüber dem sonst bei uns gebräuchlichen „Vorstrom“ den Vorzug geben, da dies soviel wie „vorwärts fließender Strom“ bedeutet, was auch, wie Fig. 2 Taf. II zeigt, für das Wasser vor der Platte resp. dem Schiff zutreffen würde.

ebenso mit dem unteren Bilde verfahren, aber die der Fahrt entsprechende Komponente in gleicher Richtung wie diese mit den Kraftlinien kombinieren, so würde sich das obere Bild ergeben. Aus diesem gegenseitigen Verhältnis ergibt sich z. B., daß die ruhenden Pünktchen, die auf der oberen Abbildung die Lage des Druckmaximums (Insel) am Anfang des Nachlaufs hinter dem Wirbel bezeichnen, auf dem unteren Photogramm in ebenso lange Stromlinien ausgezogen sein müssen, wie die sichtbaren Ecken der Platte, da sie die gleiche Geschwindigkeit wie diese haben. Dasselbe gilt von den Wirbelmitten in beiden Bildern und es erklärt sich dadurch die überraschende Verschiebung der beiden Wirbelpaare.

Der Widerstandsbereich erstreckt sich vorwärts und seitwärts von der Versuchsplatte, wie auf den im größeren Format gehaltenen Originalaufnahmen zu erkennen ist, bis auf eine Entfernung gleich der fünffachen Tafelbreite und variiert natürlich mit der Fahrgeschwindigkeit.

Über die Vorgänge an untergetauchten Platten habe ich bereits im VI. Jahrg. d. Jahrbuches S. 70 Fig. 3 eine stereoskopische Aufnahme veröffentlicht, die den von der Platte mitgeführten Wirbelring und den anhängenden Teil des Nachstromes wiedergibt. Ich füge hier die Abbildungen Taf. III hinzu, die mit stehender Kamera erzeugt sind und somit der Fig. 2 Taf. II von der nur eingetauchten Platte entsprechen. Die Stelle der Platte ist im Bilde an den geraden Linien zu erkennen, die von einer auf der Platte angebrachten Zentimeterteilung herrührt. Die eine Abbildung gibt mehr die Vorgänge an der Vorderseite, die andere die hinter der Platte. Der Wirkungsbereich und die Art, wie das ruhende Medium in der Umgebung der Platte in Bewegung gesetzt wird, ist auf beiden Photogrammen im Stereoskop sehr klar zu übersehen. Die Erscheinungen haben eine große Ähnlichkeit mit den bekannten magnetischen Kraftlinien und können auch hier als Kraftlinien angesprochen werden, da sie tatsächlich die Richtungen angeben, auf denen die von der bewegten Platte auf das Medium übertragenen Kräfte zur Wirkung kommen.

Bei eintauchenden Platten stimmen die Widerstandsströmungen im Prinzip mit denen an untergetauchten Platten überein, doch bildet sich infolge des Überdruckes an der Vorderseite und des Minderdruckes an der Rückseite der Platte ein stationäres dynamisches Niveau, das gemäß den vorhandenen Druckdifferenzen eine erhebliche Verschiedenheit vom statischen Niveau haben kann. Die Abweichungen sind, wie ich früher näher gezeigt habe, naturgemäß an ihrem Ursprunge am größten, nämlich an der Platte selbst, wo sie

System der Kraftlinien an einer untergetauchten, normal zur Fläche fortbewegten Platte. Im Stereoskop zu betrachten.

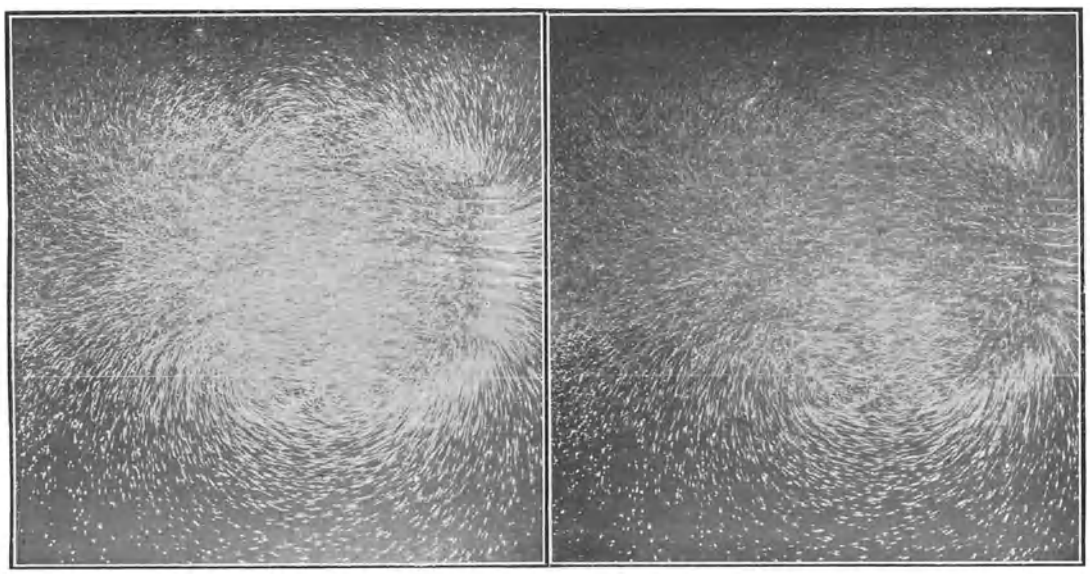


Fig. 1. Kraftlinien an der Vorderseite der Platte.

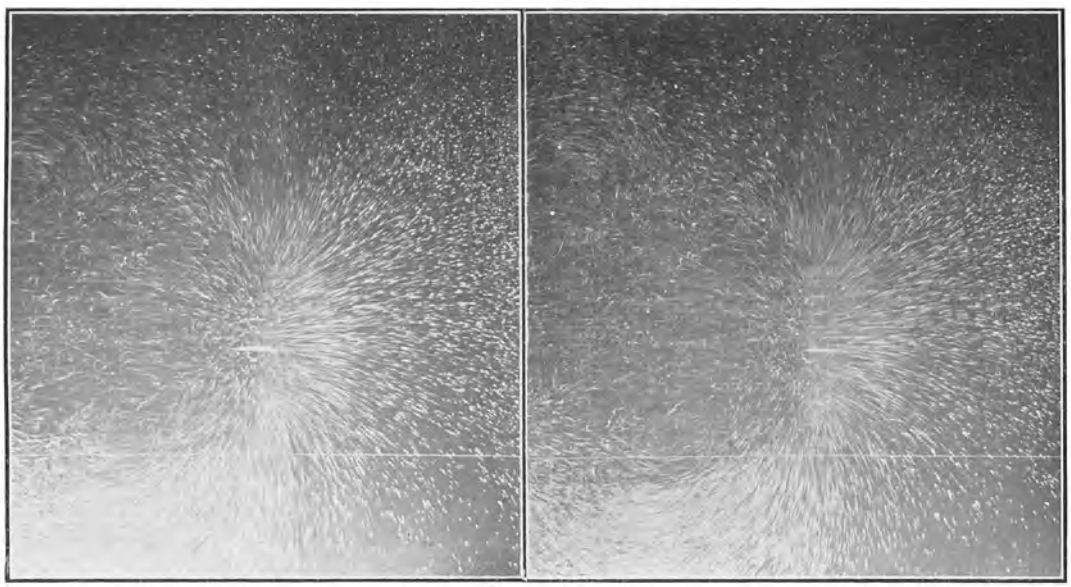


Fig. 2. Kraftlinien an der Rückseite der Platte. Die Platte selbst ist unsichtbar, ihre Bahn ist an den weißen Parallellinien im Bilde zu erkennen.

sich in Form einer vorderen, positiven und einer hinteren, negativen Staulinie automatisch abbilden lassen und so eine treffliche Darstellung der in der Nähe des ursprünglichen Nullniveaus vorhandenen stationären dynamischen Druck- und Widerstandsverteilung bilden. Auf Taf. IV Fig. 1 u. 2 habe ich zwei mit nahezu gleicher Geschwindigkeit gefahrene Versuche zusammengestellt, um ein stereoskopisches Bild der Stauungen an zwei Platten von ungleicher Breite zu geben.

Bei Platten oder anderen prismatischen Körpern, die nur wenig eingetaucht sind oder mit großer Geschwindigkeit durch das Wasser bewegt resp. von einem schnellen Strome getroffen werden, kann die negative Stau- oder Soglinie so weit herabsinken, daß der ganze Raum hinter der Platte mit Luft erfüllt wird und der nach unten und seitwärts ausbiegende Glockenstrom vom Plattenrande her frei zutage liegt. Ähnliche Höhlungen, wie sie Fig. 3 Taf. IV darstellt, sind leicht zu beobachten an Bootsriemen oder stehenden Drähten, Tauen und dergl., die von fahrenden Schiffen durch das Wasser gezogen werden. Auch an den Flügeln nicht genügend untergetauchter Schiffsschrauben sind sie als einfachste Form einer Kavitation bekannt und werden wegen ihrer ungünstigen Wirkung auf den Schraubenschub möglichst vermieden.

Meine früheren Mitteilungen über die Vorgänge an eingetauchten Platten gründeten sich hauptsächlich auf Beobachtungen der Oberflächenströmungen

Längsschnitt durch die Widerstandsströmung an einer eingetauchten Platte.

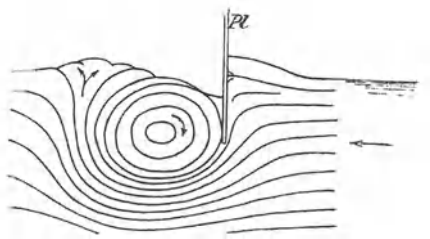


Fig. 2.

bei geringeren Fahrgeschwindigkeiten. Das dynamische Niveau bildet dann eine verhältnismäßig ruhige und glatte, überall geschlossene Fläche (Fig. 2). Steigert man nun die Geschwindigkeit, so nehmen die Strömungen einen immer unruhigeren Charakter an, bis endlich das Niveau durch die emporschießenden Wassermassen vor und hinter der Platte aufgerissen wird und über den steilen Niveauhängen brandende, sich überschlagende Kämme ent-

stehen, welche die eingehüllten Luftteile mit sich führen und den Stau und Nachlauf weiß und schäumend erscheinen lassen.

Es ist einleuchtend, daß mit dem Aufbruch des Niveaus und dem Eintreten der Luft in die Strömung des Wassers eine nicht unwesentliche Änderung der Verhältnisse gegeben ist, da die eingeschlossenen Luftblasen durch ihren Auftrieb jedenfalls eine Störung des normalen Stromverlaufs verursachen. Ob aber diese Störung einen bemerkbaren Einfluß auf die Größe des Widerstandes ausübt, ist zweifelhaft. Die mir bekannten Widerstandsmessungen geben darüber keinen Aufschluß, da der Einfluß vermutlich innerhalb der Fehlergrenze der Beobachtungen liegt. Nur sehr feine und schwierige Messungen könnten eine auf den Durchbruch des Niveaus zurückzuführende Unstetigkeit der Widerstandskurve festlegen, denn da der Auftrieb nach oben gerichtet ist, ergibt er jedenfalls direkt keine horizontale Komponente, durch welche die Größe des Widerstandes einer senkrecht stehenden Platte beeinflußt werden könnte.

Die äußere Erscheinung der schäumenden Strömung an eingetauchten Platten ist neuerdings durch eine Anzahl schöner Photogramme dargestellt worden, die Herr Ing. Fr. Gebers im „Schiffbau", Jahrg. IX Nr. 12 u. 13 veröffentlicht hat. Für die photographische Analyse blieben danach besonders die Vorgänge im Innern des Stauhügels und des Nachlaufs von Interesse. Durch eine größere Zahl von seitlichen Unterwasseraufnahmen mit der optischen Achse dicht unter dem Wasserspiegel, sowie durch Ansichten des Staues von hinten oben durch die freiliegende Staufläche der Glasplatten gelang es, den Gang der Bewegungen in allen Teilen sichtbar zu machen. Taf. V veranschaulicht die Strömungen vor der Platte in seitlichen Ansichten bei mitfahrender Kamera und seitlicher Beleuchtung. In Fig. 2 ist die Platte überströmt und der über den nicht sichtbaren Oberrand stürzende Strom ist hinter der Platte zu erkennen. Taf. VI zeigt in Fig. 1 den Halbwirbel hinter der Platte und in Fig. 2 die Vorgänge im ruhenden Wasser.

Die Stromteilung in den auf die Vorderseite der Platte treffenden Wassermassen erfolgt in seitlicher Richtung, bei rechtwinkliger Plattenstellung, wie zu erwarten in der vertikalen Symmetrielinie. Fig. 4, PT. Auf dieser Linie liegt der Teilpunkt T, von dem aus die Wasserteilchen nach oben und unten auseinanderweichen, in der Höhe des statischen Wasserspiegels, also am oberen Rande der anfänglichen Tauchtiefe.

An seitlichen Ansichten der Strömungen (Taf. V) kann man von dem Teilungspunkte aus unschwer die mittlere Stromlinie nach vorn verfolgen.

Stauungserscheinungen an Glasplatten. Stereoskopbilder.

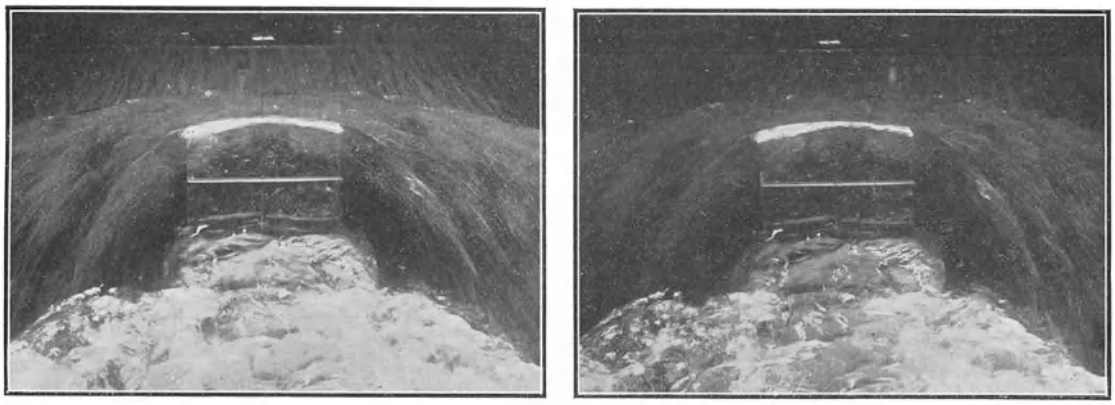


Fig. 1. Platte 10×20 cm; ursprüngliche Tauchtiefe 10 cm, bis zur weißen Linie. $v = 89{,}6$ cm/sek.

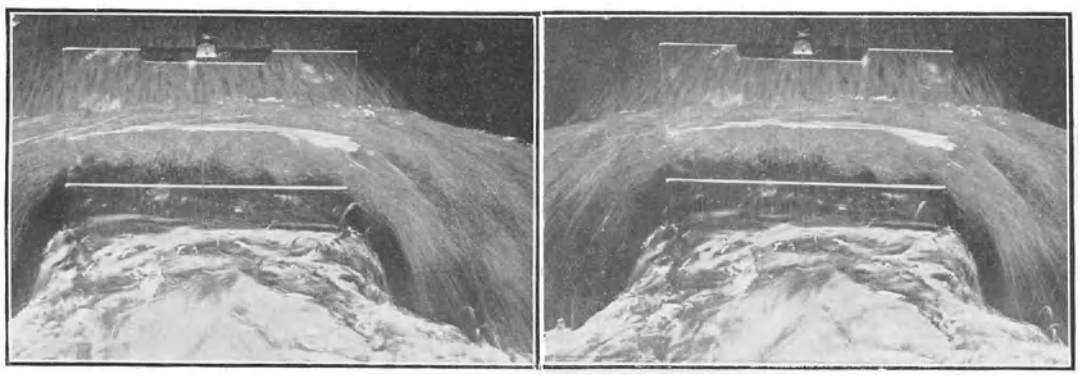


Fig. 2. Platte 20×15 cm; Tauchtiefe 5 cm; $v = 90{,}0$ cm/sek.

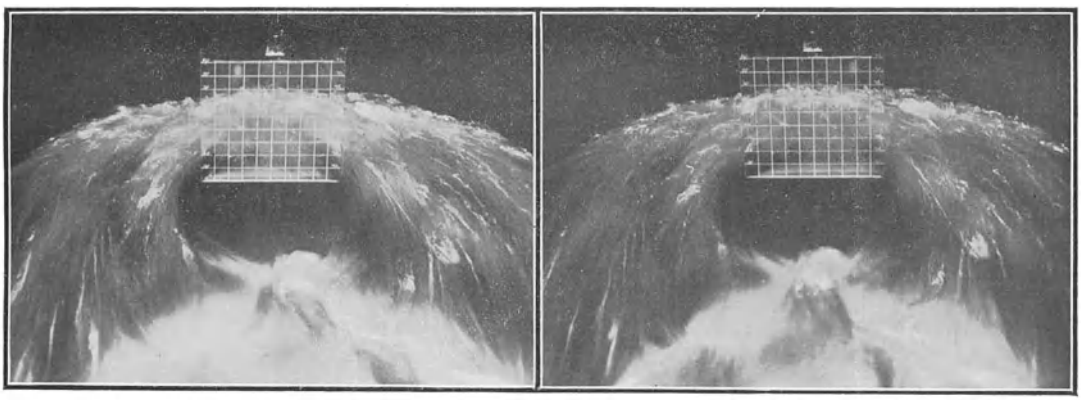


Fig. 3. Platte 10×10 cm; Tauchtiefe 2 cm; $v = 107$ cm/sek.

welche die untere Grenze der an der Bildung des Staukörpers beteiligten oberflächlichen Wasserschicht bezeichnet.

Diese mittlere Stromlinie m (Fig. 3) verläuft aus ihrer ursprünglich horizontalen Richtung in einem flach ansteigenden parabelähnlichen Bogen gegen die Platte. Die über ihr liegende Wasserschicht wird an der Plattenfläche derart

Stauungsvorgänge vor einer eingetauchten Platte, a bei kleiner, b bei mittlerer, c bei großer Fahrgeschwindigkeit.

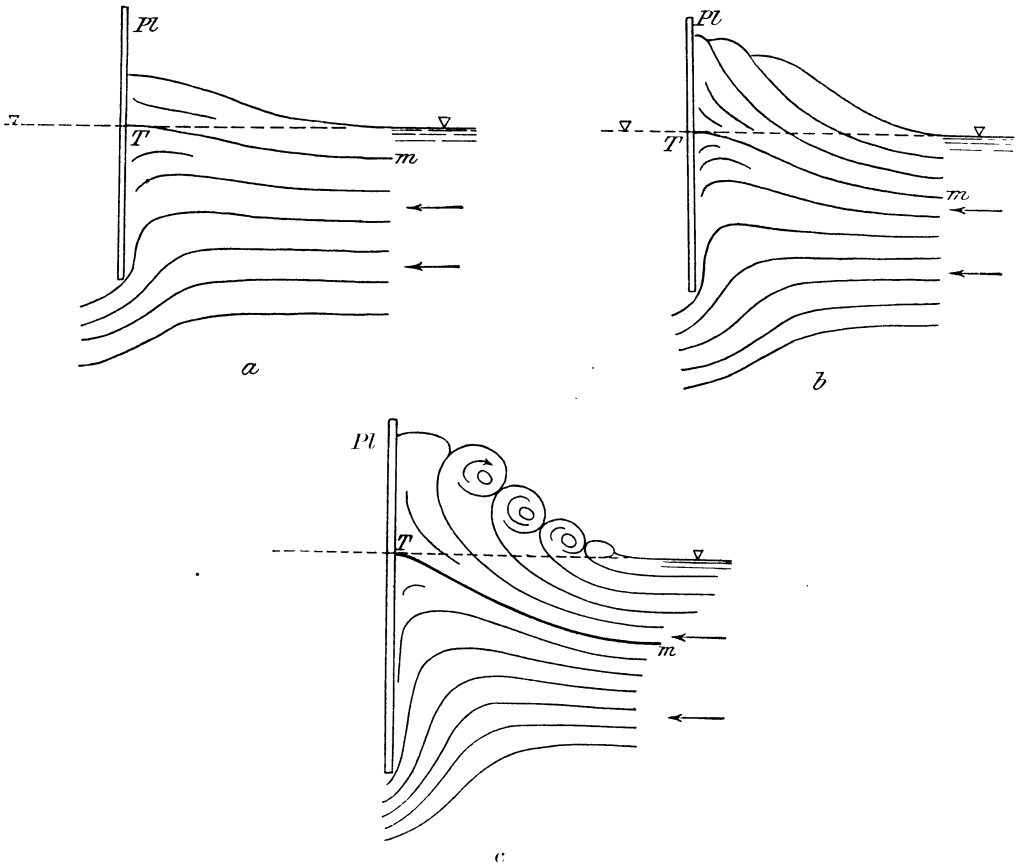


Fig. 3.

gestaut und gepreßt, daß sie in dem Raume über der statischen Niveaulinie vom Teilungspunkte aus pinselförmig auseinanderweicht. Dabei bewegen sich in großer Fahrt die der Strommitte benachbarten Wasserteile vom Teilungspunkte aus dicht über die Plattenoberfläche bis zur äußeren Grenze des Stauhügels, die nächstfolgenden stoßen gegen diese Schicht und erreichen somit nicht ganz die Platte und den Gipfel des Staues u. s. f., bis endlich die oberste Schicht schon am Fuße des Hügels aufgehalten und abgelenkt wird.

(Fig. 3 c.) So quellen bei gesteigerter Fahrgeschwindigkeit die tieferen Wasserschichten nacheinander an der Oberfläche des Stauhügels hervor, der Hügel bedeckt sich vom Gipfel aus fortschreitend mit unregelmäßigen Wulsten und Höckern, in denen pulsierend die Wasserstränge hervorbrechen; immer steiler und gratartiger gestalten sich die Gebilde, wenn die Fahrt weiter beschleunigt wird, von den Gipfeln der Höcker werden einzelne Tropfen und Fetzen emporgeschleudert, sie fallen auf den Abhang und werden wieder emporgerissen. Dann springen bald die Kämme scharf heraus und ergießen ihr Wasser wie brechende Wellen über den Hang des Stauhügels. Die eingerollte Luft reflektiert das Licht und bedeckt die Oberfläche des Hügels mit weißem Schaum. Verlangsamt man die Fahrgeschwindigkeit, so gehen auch die stürmischen Erscheinungen wieder zurück, der Hügel wird flacher und platter und die oberen Wasserschichten nähern sich der Platte und schließen den Wasserspiegel.

Photogramme, welche den Stauhügel von unten her, aus der Tiefe gesehen, abbilden (Taf. V), lassen erkennen, daß sich die sprudelnde Bewegung nur an der Oberfläche des Hügels vollzieht. Die Fläche zeigt hier flache walzenförmige Eindrücke, die gegen den Gipfel des Hügels an Breite zunehmen und um welche die nächsten Stromlinien wirbelnd emporkreisen. Die Eindrücke sind die Lager der lufthaltenden Roller, die den Hang des Hügels decken. (Fig. 3 c.)

Die Aufnahmen, welche von hinten her durch die freiliegende Staufläche einen Einblick in das Innere des Stauhügels gewähren (Taf. IV), zeigen sehr schön das strahlenförmige Auseinandergehen der Stromlinien.

In Fig. 4 sind die Richtungen eingetragen, in denen die auf eine eingetauchte Platte treffenden Stromlinien abgelenkt werden. Die Strahlen im Stauhügel sind an ihren oberen Enden in der Nähe der Oberfläche nach den Seiten abgebogen. Dies ist der Ausdruck der eigenartigen, wälzenden Bewegung in der Kuppe des Hügels, die sich seitwärts fortsetzt und als Drehung im Innern der von den Plattenrändern abfließenden Wassermassen stereoskopisch zu verfolgen ist. (Taf. IV.)

In dem Raume unterhalb des Teilungspunktes erscheinen die Projektionen der Stromlinien durchweg als geradlinige Strahlen, die von der Mittellinie der Platte gegen die Ränder gerichtet sind. In der Symmetrieebene des Systems ziehen die Projektionen der Stromlinien rechtwinklig über die Mitte des Unterrandes. Unter 45^0 gegen diesen Rand sind die beiden Ebenen geneigt, in denen die über die Plattenecken gehenden Linien verlaufen. Über den Seiten-

Seitenansichten der Strömungen an der Vorderseite eingetauchter Platten.
Stereoskopbilder.

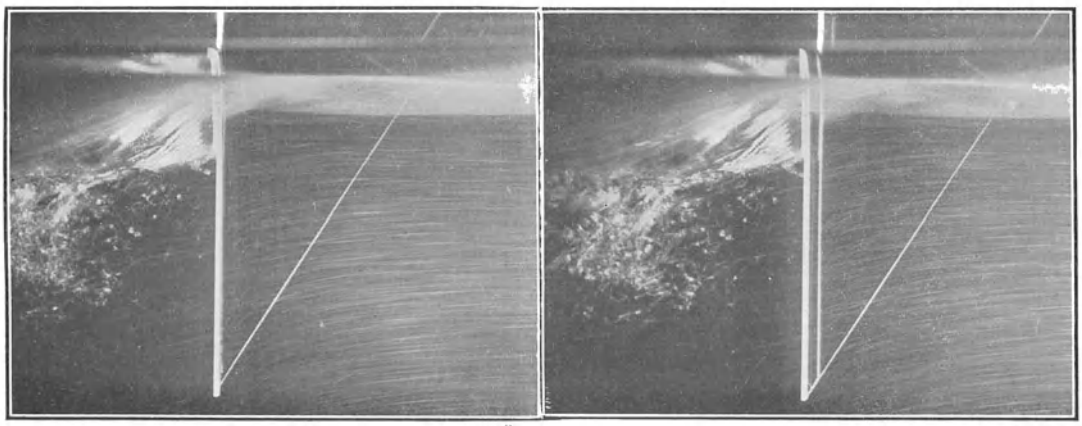


Fig. 1. Platte 30×10 cm; Tauchtiefe 20 cm; $v = 92$ cm/sek.

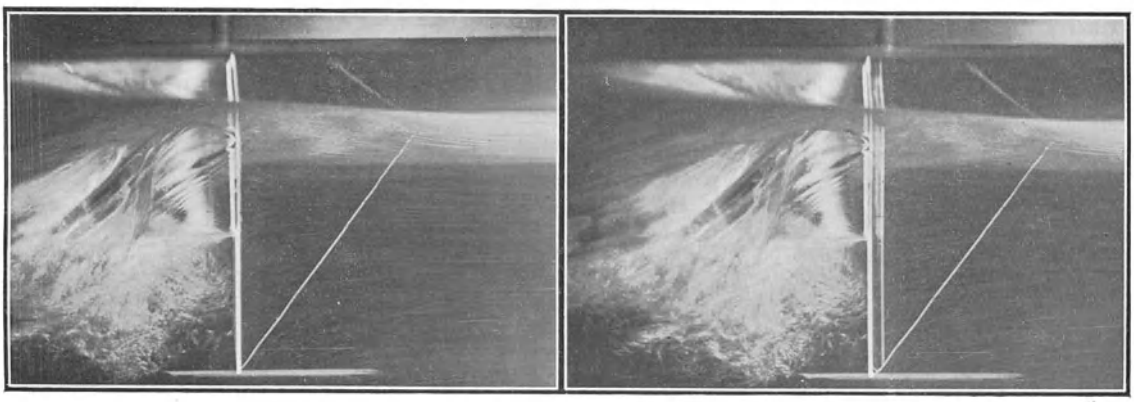


Fig. 2. Platte 18×10 cm; Tauchtiefe 15 cm; überströmt.

Seitenansicht der Strömungen an der Rückseite eingetauchter Platten.
Stereoskopbilder.

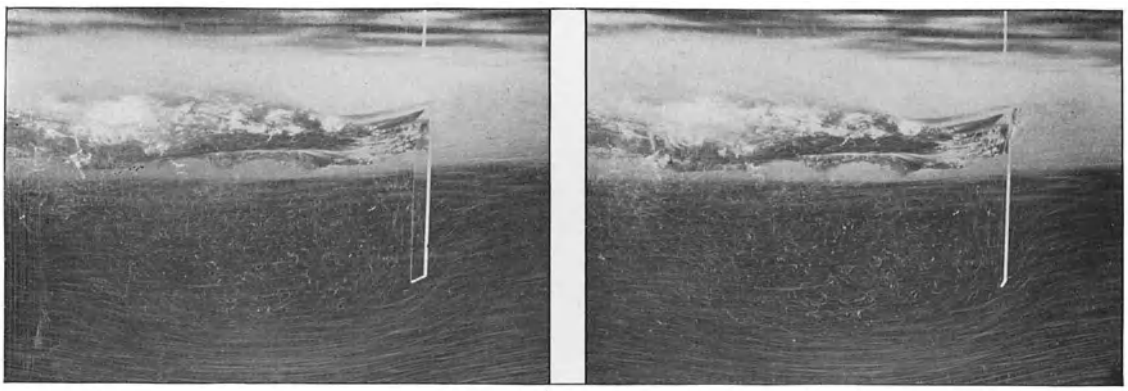


Fig. 1. Stromlinien; $v = 55$ cm/sek.

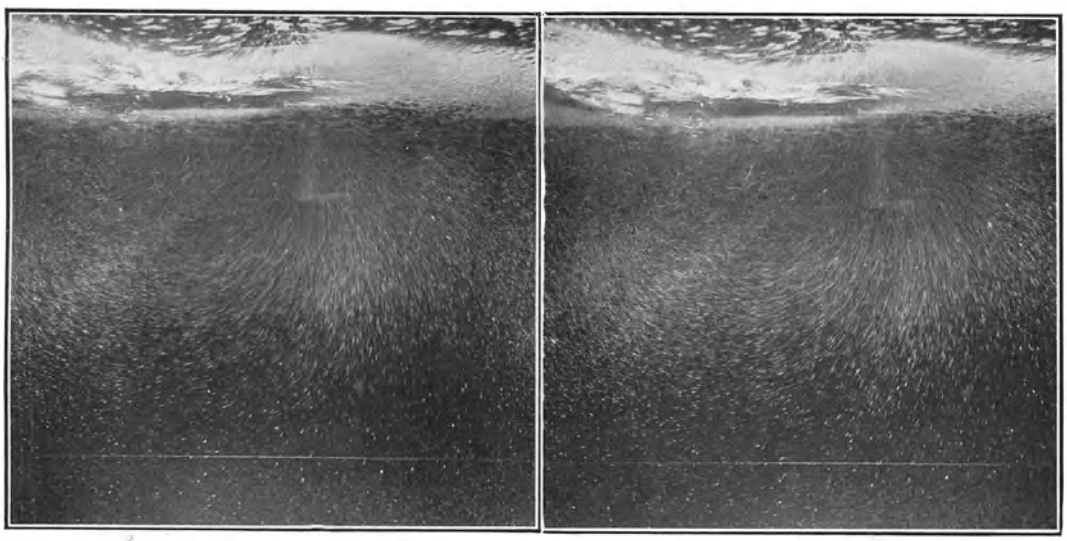


Fig. 2. Kraftlinien.

rändern aber wachsen die Winkel von hier aus gleichförmig bis zu der durch den Teilungspunkt gehenden horizontalen Ebene.

Im ganzen betrachtet vollzieht sich der Abfluß über der ursprünglich eingetauchten Fläche genau so, wie über der Hälfte einer untergetauchten Platte von doppelter Länge (Fig. 5).

Abflußrichtungen an der Vorderseite eingetauchter Platten.

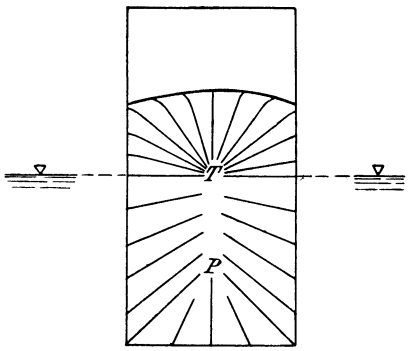


Fig. 4.

Abflußrichtungen an der Vorderseite untergetauchter Platten.

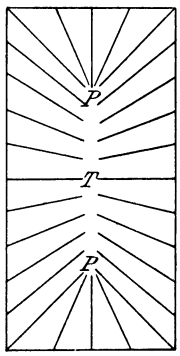


Fig. 5.

Wie die dynamischen Druckkräfte über den beiden Hälften einer solchen Platte sich das Gleichgewicht halten, so bildet bei der eingetauchten Platte der im Staukörper herrschende Druck das genaue Gegengewicht gegen die Druckkräfte über dem eingetauchten Teil der Platte.

Im Widerspiel gegen die Schwerkraft ergibt sich als Ausdruck dieses Gleichgewichtes das stationäre dynamische Niveau des Staukörpers, das sich in Berührung mit der Versuchsplatte in Form der positiven Staukurve abbildet. Die Ordinaten dieser Kurve über der statischen Niveaulinie sind als die Maße des an derselben herrschenden dynamischen Druckes zu betrachten.

Die positive Staufläche, d. h. das Flächenstück zwischen der statischen und dynamischen Niveaulinie ist somit, wie ich früher bereits ausgeführt habe, das Integral der über der statischen Nullinie an der Vorderseite der Platte herrschenden Druckkräfte.

Aus dem Verlauf der Strömungen ergeben sich aber noch weitere Einblicke in die Verteilung der Druckkräfte auf dem eingetauchten Flächenstück. Man sieht, daß die Strömung vom Teilungspunkte T (Fig. 4) nach den Seitenrändern unter ähnlichen Verhältnissen erfolgt, wie die von P nach der

Mitte des Unterrandes, denn die Linien ziehen senkrecht über die in gleichen Abständen befindlichen Ränder. Es ist daher wahrscheinlich, daß auch die Druckkräfte über diesen Strecken nach Größe und Anordnung nicht sehr verschieden sein werden und daß über der Mittellinie T P überall nahezu derselbe Druck herrscht, wie in T, vielleicht mit einer schwachen, fallenden Tendenz gegen P hin.

Die Richtigkeit dieser Mutmaßung wurde durch folgenden Versuch bestätigt. Eine Platte von 20 cm Länge und 10 cm Breite wurde das eine Mal mit der schmalen Seite 10 cm tief eingetaucht, das andere Mal mit der breiten Seite 5 cm tief, so daß dasselbe Areal unter Wasser war und die gleichen Abflußverhältnisse vorlagen, wenn auch in anderer Symmetrielage (Fig. 6 a u. b).

Stau- und Druckdiagramme an Platten.

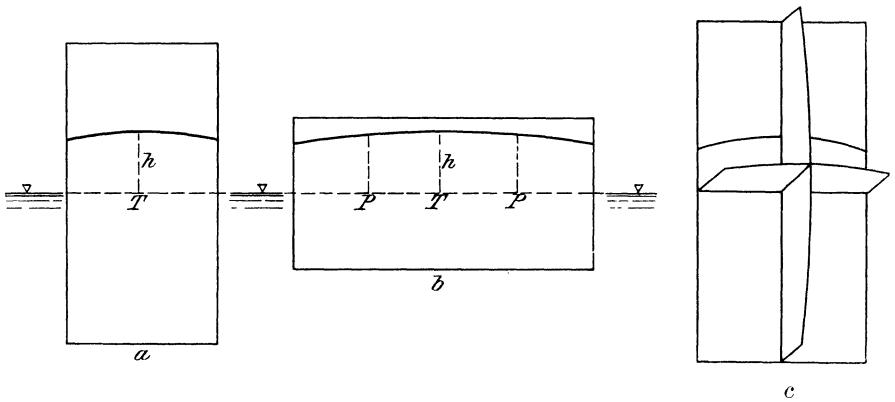


Fig. 6.

Bei gleicher Fahrgeschwindigkeit zeigten die Photogramme der Stauflächen (Taf. IV, Fig. 1 und 2) in beiden Fällen tatsächlich die gleichen Stauhöhen im Punkte T und ein kaum merkliches Fallen des Druckes von T nach P.

Beide Stauflächen lassen sich daher als Quer- und Längsprofil des Widerstandsdruckes ansehen, und zwar wegen der vorliegenden Symmetrie nicht nur für den eingetauchten Teil, sondern auch für die ganze, völlig untergetauchte Fläche. Errichtet man hiernach über einer Symmetrielinie der Versuchsplatte die zugehörige Staufläche als Längsprofil und benutzt die Staulinie der anderen Symmetrielinie als Streichschablone Fig. 6 c, so erhält man mit einem plastischen, auf die Platte getragenen Material einen Körper von der Form eines gegen die Ränder hin schwach abfallenden Plateaus, das seine geringste Höhe über den Ecken hat und den gesamten positiven Widerstandsdruck über der Vorderseite der Platte darstellt. Die Ordinaten der Oberfläche

dieses Körpers bezeichnen die Intensität des Druckes als Wassersäulenhöhe für jeden zugehörigen Punkt der Plattenfläche, und das Gewicht eines gleichgroßen Wasserkörpers ist somit gleich dem positiven Gesamtwiderstand.

Für die eingetauchte Platte folgt hieraus, daß der Widerstand an der Vorderseite gleich dem halben Widerstande an einer untergetauchten Platte von gleicher Breite und doppelter Länge ist, vermehrt um den gegen die Staufläche gerichteten Druck. Dieser Druck ist, wie wir sahen, an der Basis der Staufläche gleich den Ordinaten der oberen Kurve, er nimmt aber nach oben hin geradlinig, im statischen Verhältnis, ab, da das Wasser über dem Teilungspunkte senkrecht an der Platte emporgehoben wird.

Die vorangegangenen Angaben über die Lage des Stromteilungspunktes an der Vorderseite eingetauchter Platten beziehen sich auf geringe und mittlere Fahrgeschwindigkeiten, wie sie mit meinem Apparat zu erzielen waren. Für große Platten werden die Verhältnisse bei korrespondierenden Geschwindigkeiten ebenfalls Gültigkeit haben.

Führt die Fahrgeschwindigkeit zur Bildung eines sprudelnden, also an der Oberfläche stark pulsierenden Stauhügels, so ist auch die Lage des Stromteilungspunktes merklichen Schwankungen unterworfen.

An Platten von 10 cm Breite und 20 cm Tauchtiefe habe ich derartige Schwankungen, wenn die Fahrgeschwindigkeit über 1 m/Sek. war, von 10 bis nahezu 15 mm, also an 5 bis 7 % der Tauchtiefe, beobachtet. Die Verschiebung geschah in der Richtung nach unten. Es wurde also in den Stößen eine etwas dickere Wasserschicht nach oben abgelenkt, wie es normaler Weise der Fall ist. Der Druck muß daher momentan am Teilpunkt geringer geworden sein. Die höckerige, wulstige Oberflächenbeschaffenheit des sprudelnden Stauhügels ist als dynamisches Niveau das genaue Abbild der hier arbeitenden pulsierenden Druckkräfte. Diese heben das Wasser im allgemeinen auf die der Formel $h = \frac{v^2}{2g}$ entsprechende maximale Stauhöhe an der Plattenmitte. Sobald aber einmal in einem Augenblick die Oberflächenwallung bis in die Nähe der zentralen, auf den Teilungspunkt gerichteten Stromlinien hinabschlägt und ein Teil der kinetischen Energie dieses Wassers schon vor dem Auftreffen auf die Platte zu seitlichen Bewegungen verwendet wird, kann auch durch Umwandlung des Restes dieser Energie in potentielle Energie der Druck an der Plattenfläche nicht die Höhe erreichen, die dem Drucke auf der unteren Hälfte des Stromsystems das Gleichgewicht hielte. Es muß daher in solchem Falle eine unter dem normalen Teilpunkte liegende

Wasserschicht statt seitlich nach oben abfließen und somit der Teilpunkt momentan um die Dicke dieser Schicht nach unten rücken.

Eine Verschiebung des Teilpunktes über die Linie des statischen Niveaus hinaus habe ich nie beobachtet und nehme an, daß sie auch nie eintritt, denn die Stauhöhe kann aus dem angegebenen Grunde durch vorzeitigen Energieverlust wohl geringer werden als $h = \frac{v^2}{2g}$, nicht aber größer, solange v konstant bleibt.

Auf eine weitere Ursache für das Herabsinken des Teilpunktes unter die normale Lage im Nullniveau sei noch hingewiesen. Wenn nämlich bei großer Fahrt und stark sprudelndem und schäumenden Stauhügel größere Luftmengen in die Stauung eingerollt werden, so müssen dieselben infolge ihres Auftriebes eine Druckverminderung bewirken, deren Korrelat eine entsprechende Erniedrigung des Teilpunktes ist.

Ist bei einem Versuch die Platte so tief eingetaucht, daß das hervorschauende Ende eine geringere Höhe hat als die der Fahrgeschwindigkeit entsprechende Stauung, so findet Überströmung statt, indem ein Teil des Stauwassers über den oberen Plattenrand hinwegfließt. Da die Stauung unter diesen Umständen nicht die volle Höhe über dem statischen Niveau erreichen kann, so ist vorauszusehen, daß dies wiederum ein teilweises Emporströmen der auf den eingetauchten Plattenteil treffenden oberen Wasserschichten zur Folge hat, daß also der Teilungspunkt entsprechend nach unten wandert. Die Photogramme von überströmten Platten bestätigen diesen Zusammenhang in trefflicher Weise (Taf. V, Fig. 2). Der Teilungspunkt ist so weit nach unten verschoben, daß die Höhe des Stauungsdruckes wieder der Fahrgeschwindigkeit entspricht.

Wenn somit unter allen Umständen an der Vorderseite der Platten die Druckhöhe $h = \frac{v^2}{2g}$ unterhalten wird, so ist doch offenbar der gesamte Widerstandsdruck der Vorderseite nicht konstant, denn in dem Maße wie der Teilpunkt und damit die Basis des Stauhügels tiefer gesenkt wird, verkleinert sich das Areal der ursprünglich eingetauchten Plattenfläche und es scheidet somit aus dem oben entwickelten Druckkörper ein dem Druckmaximum benachbartes mittleres Stück aus. Jedes Herabsinken des Teilpunktes bedeutet also einen Verlust am Gesamtdruck, eine vorübergehende momentane, oder bei überströmten Platten eine dauernde Verringerung des positiven Normalwiderstandes der eingetauchten Platten. Daß an Platten der letzten Art bei

großer Fahrt die turbulenten Bewegungen im Stauhügel ebenfalls zu weiteren Tiefschwankungen des Teilpunktes führen können, bedarf keiner Betonung.

Nach diesen Darlegungen ist vorauszusehen, daß die mit den Verschiebungen des Stromteilungspunktes verbundenen Schwankungen des Widerstandes auch bei dynamometrischen Messungen desselben in die Erscheinung treten werden. Die beobachteten Widerstandskurven werden Schwankungen nach unten aufweisen, und die graphisch oder rechnerisch gefundenen Mittelwerte werden um einige Prozente hinter dem wahren, dem Quadrat der Geschwindigkeit proportionalen Maximalwerten zurückbleiben. Freilich ist hierbei vorausgesetzt, daß die registrierten Schwankungen nicht ihre Ursache in den Eigenschaften der messenden und aufzeichnenden Apparate oder in Unregelmäßigkeiten der Fahrt haben. Da der positive Widerstand der vorderen Plattenseite nicht getrennt von dem negativen Sogwiderstande der Rückseite mittels Dynamometer gemessen werden kann, so bleibt zu berücksichtigen, daß auch in den Vorgängen hinter der Platte bestimmte Ursachen für Schwankungen des Gesamtwiderstandes vorliegen.

An der Rückseite der eingetauchten Platten (Taf. II) sind die Strömungen ähnlich wie an der unteren Hälfte einer untergetauchten Platte, deren Höhe gleich der doppelten Tauchtiefe der ersteren ist. Der Wirbelring ist von der Wasseroberfläche quer durchschnitten, so daß die beiden Enden der Wirbelungsachse frei zutage liegen, umgeben von den früher von mir näher beschriebenen konzentrischen Stromlinien des Wirbels. Der Nachlauf strömt in der Richtung gegen die Rückseite der Platte und strebt den Raum hinter derselben aufzufüllen. Die Füllung reicht jedoch niemals bis zur Höhe der statischen Niveaulinie, sondern bleibt stets um einen erheblichen Betrag, der etwas kleiner ist als die Stauhöhe an der Vorderseite, unter der Nullinie, so daß das dynamische Niveau hier eine sehr auffällige Depression zeigt. Die Linie, mit der sich das dynamische Niveau an der Rückseite der Platte abbildet, habe ich als Soglinie oder negative Staulinie bezeichnet. An den schmalen Seitenrändern der Platte sind die Enden der vorderen und hinteren Staulinie durch den Absturz des Niveaus geradlinig miteinander verbunden.

Das Wasser, welches aus dem Hochdruckgebiet der vorderen Plattenseite mit dem Maximaldruck $h = \frac{v^2}{2g}$ über die Ränder der Platte und die vorgewölbte Außenfläche des Wirbels nach hinten abfließt, stößt hinter dem Wirbel zusammen und bildet hier das als „Insel“ bezeichnete Druckmaximum, das Analogon der Heckwelle. Fände auf dem Wege des Randstromes bis zur

„Insel“ kein Energieverlust (durch Reibung an der Wirbeloberfläche) statt, so müßte das hinter dem Wirbelring emporsteigende Wasser dieselbe Höhe erreichen, wie der Stauhügel vor der Platte, da beide von demselben Hochdruckgebiet ausgehen. In Wirklichkeit liegt aber die Kuppe der Insel tiefer als die des Stauhügels, und da der Nachlauf von dort gegen die Platte nach vorn fließt, also einem Druckgefälle folgt, so erklärt sich daraus die tiefe Lage der hinteren Staulinie. Die Form dieser Linie ist im Mittel keine vollkommene horizontale Gerade, denn da, wo der Nachlauf auf die Platte stößt und sich teilt, entsteht ein neues Druckmaximum, das eine zwar geringe, aber deutlich sichtbare Anstauung hervorruft und der Soglinie, entsprechend den vorhandenen Strömungen, ein schwaches Gefälle nach den Seiten erteilt. Bei schmalen Platten zeigt sich an den seitlichen Plattenrändern eine stärkere Ausbiegung der Soglinie nach unten, welche offenbar durch die ansaugende Wirkung des Randstromes verursacht wird. Die Photogramme ergeben hier Stromlinien, die von innen her im breiten Bogen an der Platte entlang mit schnell zunehmender Geschwindigkeit nach außen ziehen. Der Bogen wird aber seitlich nicht mit der begonnenen Krümmung fortgeführt, sondern am Rande der Platte durch den Seitenstrom nach innen gedrängt und nach hinten abgeknickt. Eine geringe Druckerhöhung in den äußersten Wirbelschichten ist die Folge dieser Pressung; sie bewirkt einen kontinuierlichen Übergang des Wirbelniveaus in das des Randstromes und läßt die Soglinie von ihren tiefsten Punkten an den Plattenrändern wieder ansteigen und ohne Sprung in die seitliche Verbindungslinie mit der vorderen Staukurve übergehen.

Das absolute Druckminimum des ganzen Strömungssystems liegt in der Achse der Wirbelung stets in einem Abstande hinter der Platte. Der Widerstand hängt aber direkt nur von den an der Platte selbst herrschenden Druckverhältnissen ab, wie sie in der Form und Lage der Soglinie ihren Ausdruck finden.

Alle Punkte der Soglinie haben, gegenüber dem statischen Ruhezustande, während der Fahrt einen dynamischen Minderdruck gleich der Höhe der zugehörigen, auf das statische Niveau bezogenen Ordinaten. Dasselbe gilt für die Soglinie, die man erhält, wenn die Platte mit dem längeren Rande bis zur Hälfte ihrer Breite oder weiter eingetaucht wird, so daß die Depressionslinie auf der längeren Symmetrielinie der Platte liegt. In ähnlicher Weise, wie es oben für den Überdruck an der Vorderseite gezeigt wurde, läßt sich hiernach auch der dynamische Minderdruck an der Rückseite körperlich darstellen,

indem man die eine Sogkurve als Leitlinie, die andere als Streichschablone verwendet.

An einer nur eingetauchten Platte bedeckt das Relief des Minderdrucks nur den während der Fahrt benetzten unteren Teil der Plattenrückseite bis zur Staulinie, wie der Druckkörper der Vorderseite bis zur oberen Staulinie reicht*). Der den Minderdruck darstellende Körper ist jedoch nach oben bis zur statischen Nullinie T zu ergänzen, so daß hier ein dachartiger Abschluß erfolgt, denn der Minderdruck beginnt an diesem Punkte und fällt gleichförmig bis zur vollen Senkungstiefe ab. Durch entsprechende Erweiterung des Reliefs über eine zu dem ursprünglich eingetauchten Areal symmetrische Plattenhälfte erhält man den Druckkörper für den Minderdruck hinter einer untergetauchten Platte von der Größe der ganzen Fläche. Beide Druckflächen mit der dazwischenliegenden Platte umschließen einen Raum, dessen Gewicht, wenn er mit Wasser gefüllt gedacht wird, gleich dem Gesamtwiderstande der Platte ist.

Da sich der Widerstandsdruck in der Höhe des unteren dynamischen Niveaus in statischer Form darstellt, so haben schon früher französische Autoren, wie Duchemin u. a. diesen Druck durch ein Druckdreieck abgebildet und durch Multiplikation mit der Fläche des eingetauchten Areals zur Ermittlung des Gesamtwiderstandes zu verwenden gesucht.

In seiner weiter oben bereits erwähnten Arbeit hat Herr Gebers durch eine Reihe von Versuchen die Stauhöhen eingetauchter Platten photographisch festgelegt, daraus nach dem eben angedeuteten Verfahren den Widerstand berechnet und das Resultat mit dem Ergebnis der direkten dynamometrischen Widerstandsmessung verglichen. Es hat sich dabei herausgestellt, daß der so berechnete Widerstand erheblich größer war, als der gemessene. Da außerdem die aus $h = \frac{v^2}{2g}$ errechnete vordere Stauhöhe größer war als die beobachtete, so folgert Herr Gebers, daß damit die Theorie falle, mit Hilfe der Geschwindigkeitshöhe den Widerstand der Vorderfläche einer Platte oder eines Körpers direkt zu berechnen, oder mit Hilfe der Niveaudrucke den Widerstand von Schiffen oder ähnlichen Körpern zu berechnen.

---

*) Die Luft, die den austauchenden Teil der Platte umfließt, wird dort zwar ähnliche Widerstandserscheinungen hervorrufen, die aber wegen der minimalen Druckgrößen, die wahrscheinlich nur 1 : 750 von denen des Wassers betragen, nicht darstellbar sind und hier vernachlässigt werden können.

Es ist ohne weiteres zuzugeben, daß die unmittelbare dynamometrische Bestimmung des Widerstandes der einfachste und gangbarste Weg zu diesem Ziele ist, um so mehr als durch die neueren Versuche in Übigau die Zuverlässigkeit des Ähnlichkeitsgesetzes wiederum dargetan ist. Dennoch möchte ich doch bezweifeln, daß durch das summarische Verfahren des Herrn Gebers die bezeichnete Theorie gefallen und ein für allemal aus der Welt geschafft sei. Dazu reichen wenigstens die veröffentlichten Versuche jener Arbeit nicht aus; sie beweisen allenfalls, wenn man die gemessenen Größen als einwandsfrei gelten läßt, daß die Niveaudrucke eben nur für das vom Wasserspiegel getroffene Areal der Platten, nicht aber für die tiefer liegenden Flächenteile Gültigkeit haben. Da die Stromlinien, wie wir gesehen haben, vom Teilungspunkte aus über dem eingetauchten Areal sämtlich mehr oder weniger nach unten geneigt sind, so ist auch ein Druckgefälle gegen den unteren Rand vorhanden, der Widerstand somit nach unten abnehmend. Daher muß der aus den mittleren Niveaudrucken berechnete Gesamtwiderstand zu große Werte ergeben. Man darf hiernach annehmen, daß die Differenz gegen den gemessenen Widerstand dem Druckverluste nach unten und seitlich zuzuschreiben ist, den wir nachgewiesen haben. Diese vorauszusehenden Differenzen stehen im allgemeinen nicht im Widerspruch mit der Theorie, sondern bestätigen sie. Dasselbe gilt von den positiven Stauhöhen an der Vorderseite, die nach der zitierten Ansicht hinter den berechneten Geschwindigkeitshöhen zurückbleiben sollen. Es ist dabei übersehen worden, daß die Größe $h = \frac{v^2}{2g}$ nicht die mittlere, sondern die maximale Stauhöhe im Stromteilungspunkte ist. Auf den elf im „Schiffbau“ veröffentlichten Photogrammen, auf denen die Staukuppe sichtbar ist, zeigen sechs mit Geschwindigkeiten bis ca. 2 m gefahrene Platten eine gute, zum Teil sehr genaue Übereinstimmung mit der theoretischen Stauhöhe. In einem Falle (l. c. Fig. I a Nr. 7) ist bei $v = 2{,}36$ m/Sek. die Stauung um ca. 2 cm höher als die berechnete. Die auffällige Differenz läßt eine Wiederholung des Versuchs wünschenswert erscheinen, da auch der berechnete Widerstand ganz aus der Reihe fällt. Es wäre nachzusehen, ob die senkrechte Stellung der Platte gewahrt blieb. In den übrigen vier mit großer Geschwindigkeit gefahrenen Versuchen erklärt sich die, vom statischen Niveau gemessen, geringere Stauhöhe entweder als Schwankung im photographischen Moment oder durch die eingetretene Senkung des Teilpunktes, der eben um die vorhandene Differenz tiefer lag, als das statische Niveau.

Strömungen an einer rechteckigen Platte 25 × 10 cm. Normalstellung.
Stereoskopbilder.

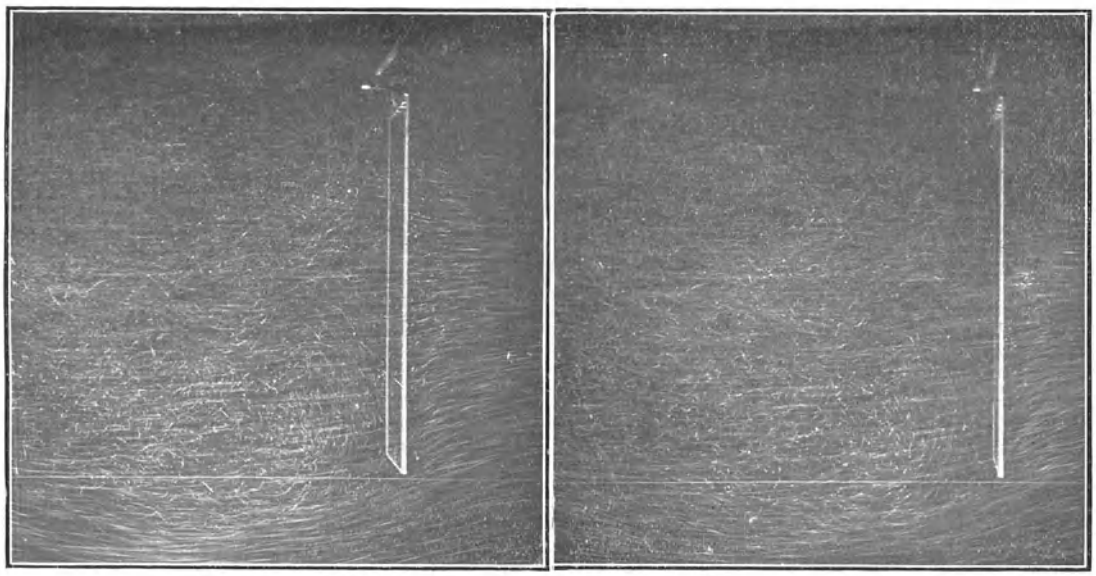


Fig. 1. Wirbelung, von der Längsseite der Platte gesehen.
$v = 62$ cm/sek.

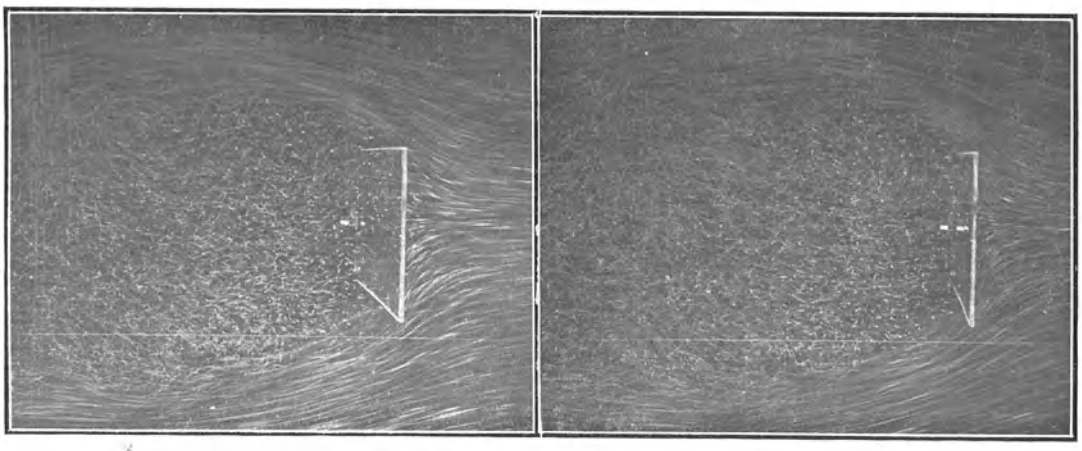


Fig. 2. Wirbelung, von der Schmalseite der Platte gesehen.
$v = 62$ cm/sek.

Es soll übrigens nicht verkannt werden, daß wegen der zweifellos auftretenden Schwankungen des dynamischen Niveaus und der Schwierigkeit der genaueren Höhenbestimmung an dem bei größerer Fahrt stark pulsierenden Stauhügel und Nachlauf die zahlenmäßige Auswertung der Niveaudrucke wohl nur als Mittel aus einer größeren Zahl von Versuchen möglich sein wird. Man könnte sich dabei an Stelle der Photographie der von mir früher angegebenen Methode der Selbstabbildung der Niveaulinien*) bedienen und ermitteln, welche Gesetzmäßigkeit zwischen dem gemessenen und dem nach Niveaudrucken errechneten Widerstande besteht und welche Variationen der Stauhöhen (über dem statischen Niveau gemessen) bei verschiedenen Tauchtiefen, namentlich in der Nähe des unteren Plattenrandes auftreten.

Über die Strömungen an untergetauchten rechteckigen Platten in der Normalstellung bleibt noch nachzutragen, daß sie an der Vorderseite auf der oberen und unteren Hälfte, wie zu erwarten, symmetrisch so verlaufen, wie über dem ursprünglich bis zur halben Höhe eingetauchten Areal einer gleich großen, eintauchenden Platte. Auch an der Rückseite ist das Strömungsbild ein symmetrisches. Die Wirbelachse hat, von hinten betrachtet (Fig. 7, I), die Form einer der Plattenlänge entsprechend gestreckten Ellipse, und demgemäß hat auch der Wirbelring in der durch den längeren Durchmesser der Ellipse gelegten Symmetrieebene eine größere Dicke als senkrecht dazu (Taf. VII, Fig. 1 Längsansicht, Fig. 2 Queransicht) neben den Längsrändern der Platte. Der ganze Wirbelring hat daher die Gestalt eines mehr oder weniger gestreckten Ellipsoids, das der Rückseite der Platte aufgedrückt ist und sich über die Ränder hervorwölbt, allseits umflossen von den Randströmen, die hinter der Wirbelmitte in dem Druckmaximum der „Insel“ zusammen stoßen, das dem Nachlauf den Ursprung gibt.

In den Stereoskopbildern tritt die eigenartige Erscheinung zutage, daß die elliptische Wirbelungsachse nicht in einer der Platte parallelen Ebene liegt, sondern in einer mehr oder weniger — je nach der Plattenlänge — gekrümmten Fläche (Fig. 7), so daß der Längsdurchmesser der Ellipse gegen die Platte konkav gekrümmt erscheint. Die langen und flachen Bogen (a und c) der Ellipse sind also nach hinten weiter von der Platte entfernt, als die den schmalen Plattenrändern benachbarten Bogen (b, d) mit der stärkeren Krümmung. Diese merkwürdige Erscheinung dürfte so zu erklären sein, daß die Wassermassen, die über die Längsränder der Platte abströmen, der hier herr-

*) Mechanism. d. hydr. Widerst. Abh. d. Natw. Vereins Hamburg Bd. XVII. 1902.

schenden Druckverteilung entsprechend eine stärker absaugende Wirkung ausüben, als die der beiden Randströme. Es bleibt auch zu beachten, daß die nach hinten verdrängten Wirbelbogen mehr exponiert, mit ihren Mitten in der Höhe der langen Plattenränder liegen, während die Wirbelungsachse

I. Lage der elliptischen Wirbelachse a b c d hinter einer rechteckigen Platte. II. Querschnitt des Wirbels und Seitenansicht der Achse a b c. III. Längsschnitt des Wirbels und Längsansicht der Achse d a b.

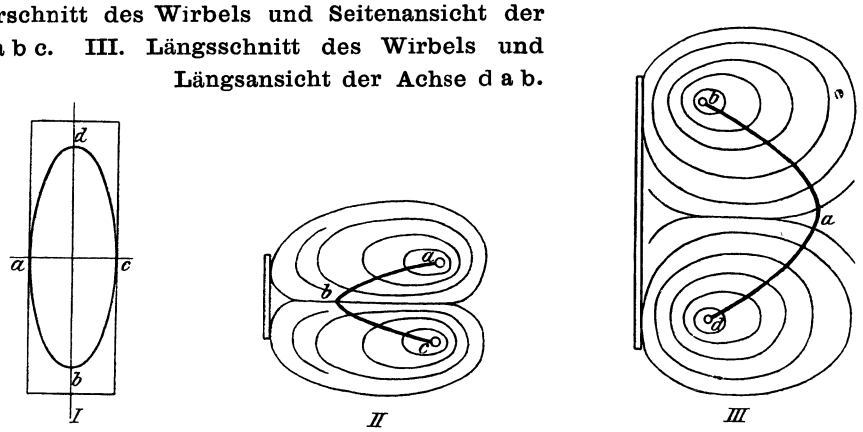


Fig. 7.

an den schmalen Enden der Platte hinter derselben geborgen sind. Die exzentrische Lage der Wirbelachsen im Quer- und Längsprofil läßt im ganzen auf einen Ausgleich der Druckdifferenzen hinter der Platte schließen.

Strömungen an schrägen Platten.

Zur Illustration der Strömungen im Niveau an eingetauchten Platten, die gegen die Fahrrichtung geneigt sind, mögen die Lichtbilder Taf. VIII, Fig. 1 und 2 dienen, welche die Erscheinungen so darstellen, wie sie sich vom Standpunkte des ruhigen Wassers bei bewegter Platte und vom Standpunkte der in einem Wasserstrome ruhenden Platte darstellen.

Beide Aufnahmen sind wie bei der Querplatte gleichzeitig mit demselben Lichtblitz erzeugt und veranschaulichen daher genau den gleichen Vorgang, wie er sich in der Umgebung der eingetauchten Platte im Moment des Lichtblitzes im Niveau abspielte.

Für das Studium der Widerstandsvorgänge an schrägen Platten wurden rechteckige Glastafeln verwendet, deren längere Mittellinie senkrecht zur Fahrrichtung stand, während die kürzere wechselnde Winkel damit bildete.

Bekanntlich teilt sich an der Vorderseite einer solchen Platte der Strom nicht mehr über der Plattenmitte, sondern der Teilungspunkt wandert gegen den voraufgehenden Plattenrand, wenn der Neigungswinkel mehr und

mehr verkleinert wird. Aus einer größeren Zahl von Photogrammen der Oberflächenströmung an eingetauchten Platten habe ich (l. c. s. S. 28)die Gesetzmäßigkeit dieser Verschiebung graphisch abgeleitet, und durch eine der Kardioide ähnliche Kurve dargestellt. Die nunmehr durchgeführte Photographie der Ströme im Innern des Wassers bestätigt mit voller Klarheit, daß die gleiche Gesetzmäßigkeit auch über den untergetauchten Plattenarealen herrscht. Die vorrückende Trennungslinie der Seitenströme (P_1 T P_1 — Fig. 8 b) wird länger, wie sie sich dem Vorderrande nähert, mit dem sie bei ganz kleinen Neigungen endlich zusammenfällt. Sie umfaßt auch hier das

Abflußrichtungen und Lage der Trennungslinie PP und des Druckmaximums T a an normal stehenden, b an schrägen Platten.

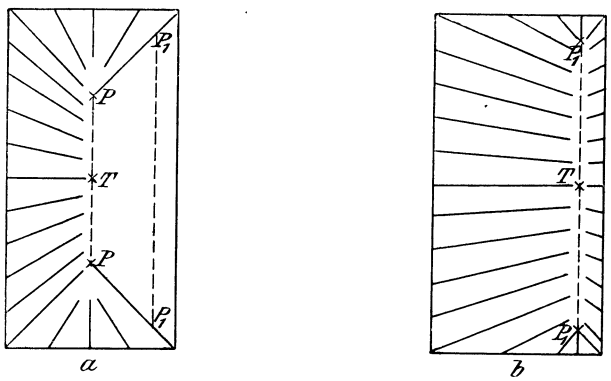


Fig. 8.

Druckmaximum, von dem die Stromlinien gegen die Plattenränder ausstrahlen, wie in Fig. 8 gezeichnet. Der dynamische Druck in der Trennungslinie bleibt dabei wie bei der Platte in der Normalstellung, nahezu derselbe, mit geringem Abfall nach den Seiten. Bei eingetauchten Platten erhalte ich dieselben maximalen Stauhöhen, wie bei querstehenden Platten, d. h. sie entsprechen der Formel $h = \frac{v^2}{2g}$. Infolge der Verschiebung der Teilungslinie gestaltet sich die vordere Staulinie unsymmetrisch, indem sie sich am vorangehenden Rande höher über das statische Niveau erhebt, als am Hinterrande der Platte. Dem entspricht der Druckabfall nach hinten zu und die stärkere Belastung der vorangehenden Plattenhälfte. Wie das Maximum, so wandert auch der Angriffspunkt der Resultante des Druckes, der Schwerpunkt der Staufläche, nach vorn. Aus der Richtung der Abflußlinien, die von der Mitte des Hinterrandes ab eine zunehmende Neigung gegen die schmalen Seitenränder haben, folgt eine Druckabnahme in demselben Sinne.

Die Strömungen an der Rückseite schräger Platten gestalten sich am einfachsten bei größeren Neigungswinkeln. Der Wirbelring behält dann im allgemeinen seine Stellung senkrecht zur Fahrrichtung, aber der hinter dem Vorderrande liegende Bogen wird dicker als der Bogen am Hinterrande (Fig. 2 Taf. I). Das Druckmaximum der „Insel" an der hinteren Eintrittsstelle des Wirbels wird dadurch entsprechend gegen den Hinterrand verschoben. In dieser Lage halten sich die gegeneinander einschwenkenden Randströme im ganzen das Gleichgewicht, doch treten nicht selten Schwankungen dadurch ein, daß die Mengen des von oben und von unten (die Platte in Drachenstellung gedacht) in den Wirbel einströmenden Wassers sich vorübergehend ändern. Dies kann dahin führen, daß der Unterrandwirbel so erheblich an Umfang zunimmt, daß er den Oberrandwirbel nach oben gegen den umhüllenden Randstrom drängt und breit drückt. Der Nachlauf zwischen beiden hat dann zuerst eine Richtung nach oben, aber er wendet sich bald wieder so weit nach unten, daß die Stelle, wo er auf die Rückseite der Platte trifft, doch nur verhältnismäßig geringen Schwankungen unterworfen ist. Dieser Punkt liegt auf der Symmetrielinie der geneigten Platte ebensoweit vom Unterrande entfernt, wie die Stromtrennungslinie im Druckmaximum an der Vorderseite vom Oberrande.

An rechteckigen Platten vom Seitenverhältnis 1:2 oder 1:3, ist bei 60° Neigung die Achse des Wirbelbogens hinter der Mitte des vorangehenden Oberrandes weit nach hinten weggebogen, während sie seitwärts der unteren Hälfte des Seitenrandes nahekommt (Fig. 9). Der dünnere, untere Bogen verhält sich ähnlich dem oberen, aber die Entfernung vom Unterrande ist geringer. Die Biegungen der Wirbelungsachse entsprechen somit den Erscheinungen hinter gleichgeformten Platten, die rechtwinklig zum Strome stehen.

Bei 45° Neigung ist der Wirbel mehr und mehr in dem verschmälerten Raume hinter der Platte zusammengedrückt. Die seitlichen Bogen nähern sich den Plattenrändern und schieben sich unter immer schärferer Knickung weiter an der Platte empor in der Richtung auf die oberen Ecken (Fig. 10). So wird der Zufluß zum Wirbel fortschreitend von den Seiten her eingeengt, während der Unterrandbogen kleiner und kleiner wird und immer weniger Wasser von hier aus in den Nachlauf übergeht. Der Nachlauf wird hiernach in der Hauptsache vom Oberstrom gespeist. Die Stromlinien des letzteren (vergl. Taf. 9 und 10) konvergieren an der Außenfläche des Wirbels und drängen das Wasser des Nachlaufs gegen die Mitte der unteren Plattenhälfte. Von dem hier in der Nähe des Randes liegenden Trennungspunkt aus bedecken

Strömungen im Niveau an einer eingetauchten, schräg stehenden Platte.
$v = 39$ cm/sek. **Gleichzeitige Aufnahme.**

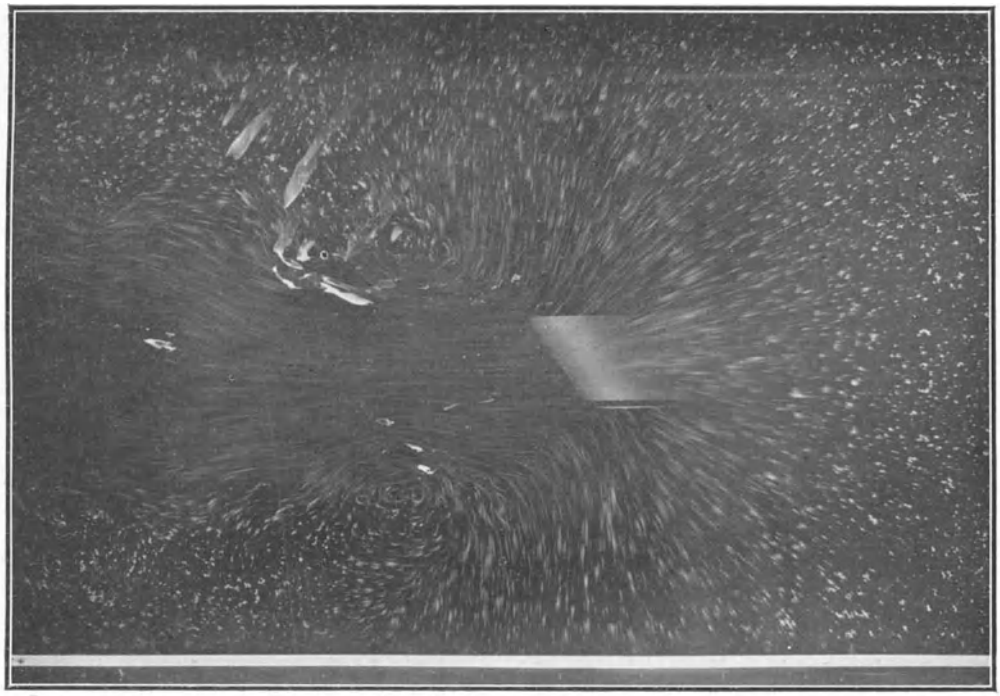


Fig. 1. Stehende Kamera: Kraftlinien.

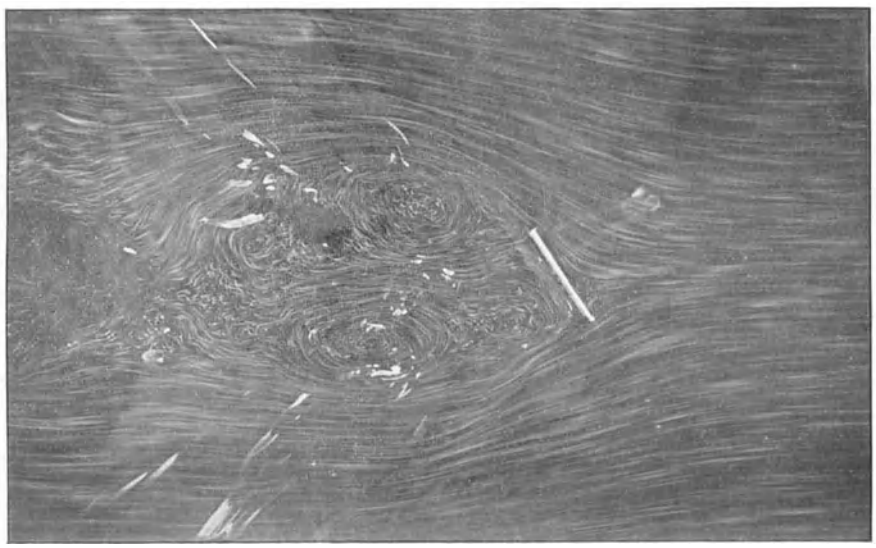


Fig. 2. Fahrende Kamera: Stromlinien.

sie, indem sie nach vorn seitwärts und nach hinten umbiegen, wie ein Ährenstrauß die Rückseite der Platte, wobei sie sich von der Eintrittsstelle ab nach vorn hin in immer größeren Bogen zur Seite wenden und schließlich dicht hinter dem Vorderrande auf der Fläche in größten kreisförmigen Bahnen über die Umbiegungsstelle der Wirbelungsachse am Seitenrande hinüberziehen.

I. Querschnitt des Wirbels und Seitenansicht der Wirbelachse a b c an einer schrägen Platte von 60° und 45° Neigung;
II. Flächenansicht der Achsenlage.

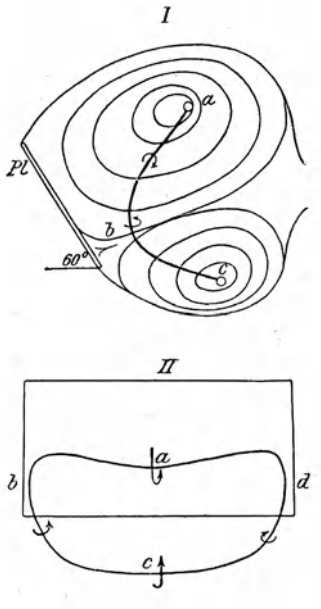


Fig. 9.

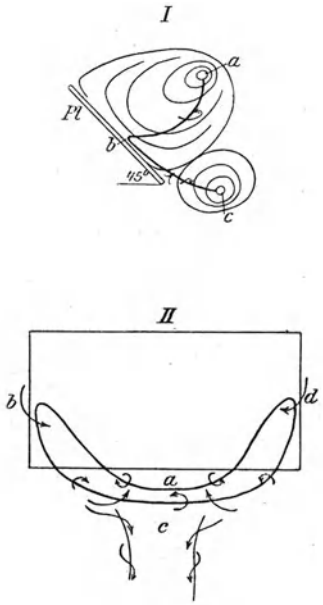


Fig. 10.

Die großen Kreisbahnen sind die Analoga der weiten Wirbel hinter den Seitenrändern normal gestellter Platten; aber während sie bei letzteren gleichmäßig den ganzen seitlichen Wirbelbogen umhüllen, sind sie hier auf die obere Hälfte, also auf die Enden des oberen Wirbelbogens beschränkt. Die unterhalb der Umbiegungsstelle liegenden Enden des unteren Bogens werden mit abnehmendem Neigungswinkel immer weniger gespeist, da mit der Neigung auch der Zufluß von den Seitenströmen immer geringer wird.

Damit ist eine wichtige und tiefgreifende Änderung des ganzen Stromsystems verbunden. Bei 45° Neigung tritt auf den Photogrammen klar hervor, daß dem von den Seitenrändern herzufließenden Wasser durch den Oberstrom der Eintritt in den Nachlauf erschwert wird (Taf. IX, Fig. 1). Die oberen Teile der Seitenströme treffen hinter der Wirbelmitte gegeneinander

und wenden sich unter dem Druck des herabsinkenden Oberstromes in gegenläufigen langgezogenen Spiralbahnen nach hinten. Die Spiralbewegung setzt bereits am Plattenrande ein, wo die Stromlinien von der Vorderseite nach hinten und innen herumbiegen. Die weitere Ablenkung nach unten erfolgt durch die nach innen und unten gerichteten Bahnen des Oberstromes und endlich durch den von unten nach außen und oben divergierenden Unterstrom. Bei kleineren Winkeln werden die so entstandenen Spiralströme mehr und mehr nach den Seiten gedrängt. Bei 40° (Taf. IX Fig. 2) sieht man sie

Letzter Rest des Unterrandwirbels c bei 30° Plattenneigung. Oberrandwirbel a b d beiderseits in Spiralstrudeln abfließend.

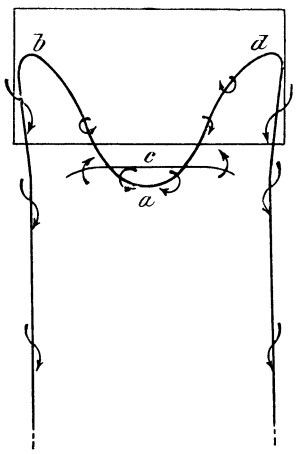


Fig. 11.

M-förmige Wirbelung ohne Unterrandwirbel bei 25° Neigung.

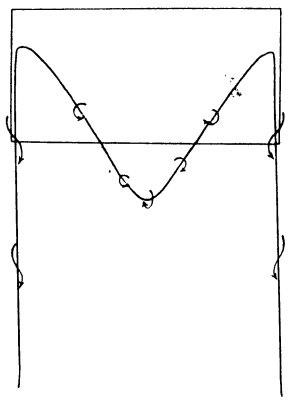


Fig. 12.

frei nebeneinander, wie zwei nachziehende Zöpfe, die mit breiter Basis den seitlichen Wölbungen des Wirbels angehängt sind. Deutlich kann man sehen, daß die axiale Wirbelung der Spiralen sich schon jetzt nach vorn erstreckt bis in die Nähe der Seitenränder und der Biegungsstelle der Achse des Wirbelringes. Nimmt nun der Neigungswinkel weiter ab, so tritt eine Verschmelzung der Zöpfe mit den seitlichen stark verjüngten Wirbelbögen ein, so daß die Zöpfe als eine Art Fortsetzung des neben dem Rande nach hinten zurückgebogenen Vorderrandwirbels erscheinen. Der Unterrandbogen des Wirbelringes hat dabei seine Verbindung mit dem oberen Wirbelbogen verloren, er hängt nur lose, nach hinten fortgezogen, an den Zöpfen, bis er bei etwa 35° durch die um die Plattenecken herüberschwenkenden Randströme auch hier verdrängt wird. Seine letzten Reste schweben nun ohne seitliche

Strömungen an untergetauchten schräg stehenden Glasplatten.
Stereoskopbilder.

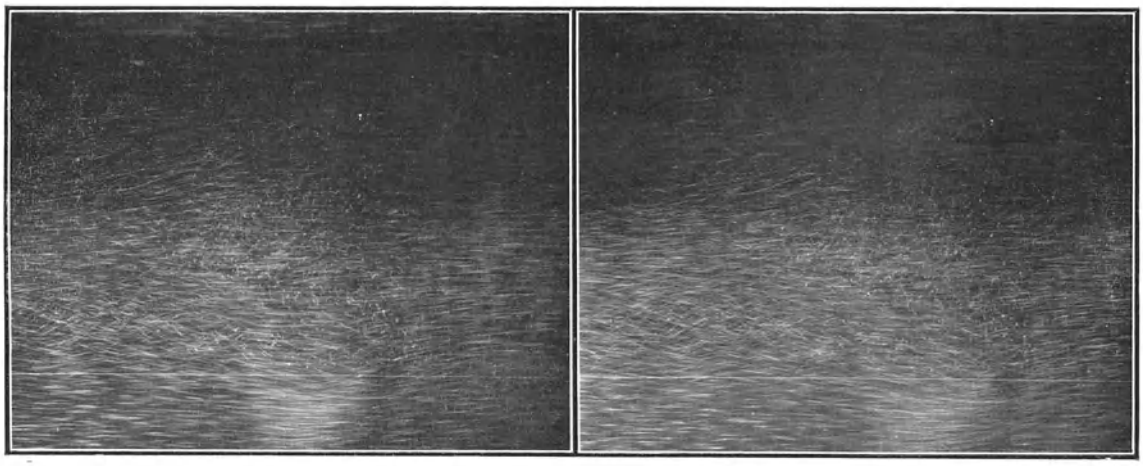


Fig. 1. Neigungswinkel $\alpha = 45°$; $v = 58$ cm/sek.

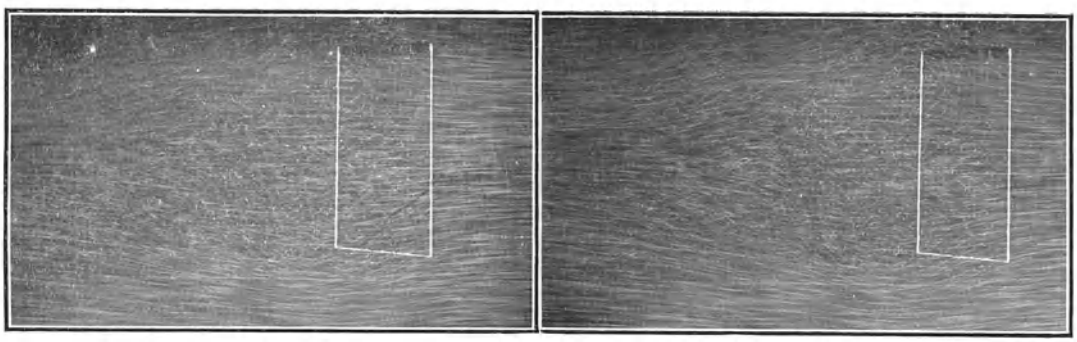


Fig. 2. Neigungswinkel $\alpha = 40°$; $v = 60$ cm/sek.

Strömungen an untergetauchten, schräg stehenden Glasplatten.

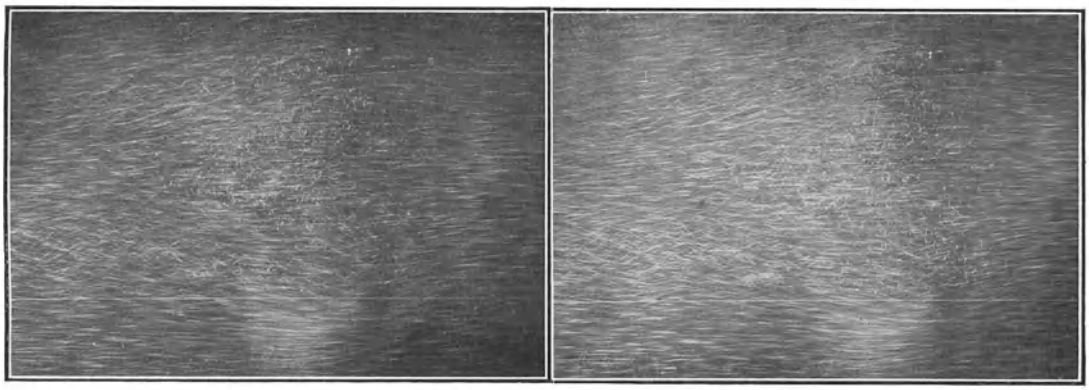


Fig. 1. Neigungswinkel $\alpha = 30\,°$; $v = 37{,}6$ cm/sek.

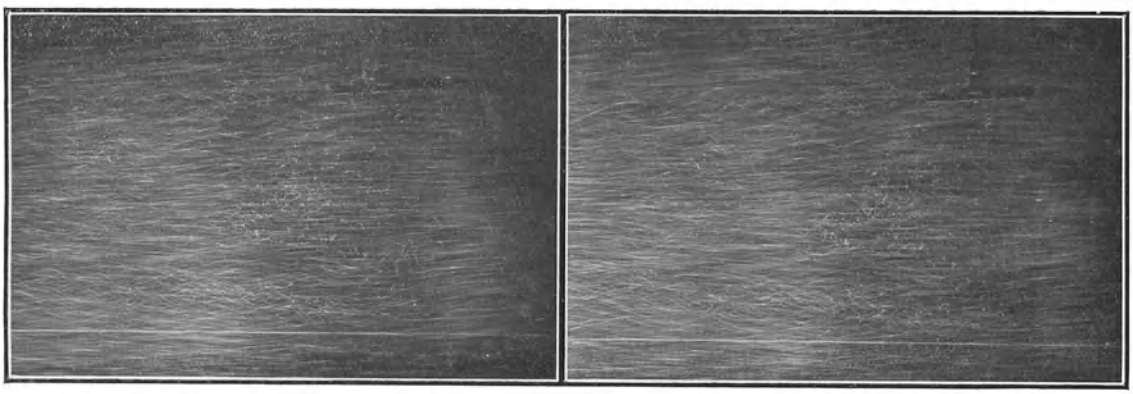


Fig. 2. Neigungswinkel $\alpha = 22^1/_2\,°$; $v = 64{,}0$ cm/sek.

Verbindung hinter der Mitte des Tafelrandes. Zwischen 30° und 25° Neigung (Fig. 11) verschwindet der Unterrandwirbel völlig. An der Rückseite der Platte (Taf. X) sieht man den scharf nach hinten weggebogenen Oberrandwirbel mit den großen, auf der Plattenfläche kreisenden Wirbelbahnen. Seine Mitte ragt spitz über den Hinterrand hinaus, und die langen Spiralzöpfe bilden mit ihm die Figur eines M (Fig. 12; ferner Fig. 1 u. 2 Taf. X).

Bei einem so verwickelten Stromsystem könnte es auf den ersten Blick aussichtslos erscheinen, daraus Anhaltspunkte für die Beurteilung der Druckverteilung zu gewinnen. Allein, dies gilt zunächst nicht für die Vorderseite, an der wir in der wohlbegrenzten und bekannten, dem Vorderrande genäherten Stromtrennungslinie die Lage des Druckmaximums kennen und aus dem einfachen, strahligen Verlauf der Stromlinien ersehen, wie der Druck gegen den Hinterrand abnimmt. Aus der Divergenz der Stromlinien über den seitlichen Arealen infolge des erleichterten Abflusses ergibt sich ferner, daß der Druck von der Mitte nach den Seiten abfällt und daß daher die Abdachung des Druckreliefs auch von geringer seitlicher Neigung begleitet ist. Die Stauflächen geben ein genaues Bild von dem Druckprofil in der Plattenmitte. Danach läßt sich annähernd das Relief des gesamten positiven Widerstandsdruckes gestalten. Das fehlende Längsprofil wird durch die Bestimmung des Maximums nach Größe und Lage hinreichend ersetzt.

Weit schwieriger liegen die Verhältnisse an der Rückseite. Sie hängen ab von der saugenden Wirkung der Randströme und von dem Grade der Auffüllung durch den Nachlauf.

Die Eigenschaften der Randströme beim Abfluß von der Vorderseite sind uns hinlänglich bekannt. Am Vorderrande finden wir in der ganzen Länge des unfernen Maximums eine ziemlich gleichartige Strömung, die mit annähernd demselben Druck und derselben Geschwindigkeit die Platte verläßt und daher auch die gleiche Saugung auf das benachbarte Wasser hinter dem Rande ausüben wird. Die seitwärts vom Maximum über die Ecken der Platte abfließenden und auseinandergehenden Wasserteile haben beim Entweichen über die Ränder abnehmenden Druck bis zu den unteren Tafelecken. Die Saugung kann deshalb an den Seitenrändern nicht so groß sein, wie hinter dem Oberrand, zumal die Stromrichtungen hierfür nach unten hin immer ungünstiger werden. Nicht sehr verschieden davon ist die Saugung am Unterrand. Sie kann auch nur eine relative geringe sein, da der entweichende Unterrandstrom durch seine Richtung am wenigsten dazu geeignet ist und auch mit dem Wasser vor der Platte unmittelbar um so weniger in Berührung

kommt, je kleiner ihr Neigungswinkel ist. Aus den Druckdifferenzen, mit denen der Unterstrom von der Vorderseite abfließt, ergibt sich zunächst eine Zunahme der Saugung von den unteren Ecken der Platte gegen die Mitte des Unterrandes. Der gesamte Minderdruck würde danach in ganz analoger Weise über die Fläche verteilt sein wie der Überdruck an der Vorderfläche, wenn er nicht durch die Auffüllungen des Nachlaufs verändert würde. Der Nachlauf trifft nun stets auf die untere Hälfte schräger Platten. In seinem Teilungspunkte auf der Mittellinie liegt auch das Maximum des Druckes, den der Nachlauf auf die Rückseite der Platte ausübt und durch den hier der

a b vordere, c d hintere Staulinie an einer schrägen Platte; c d e f Auffüllung durch den Nachlauf; a e Vorderrand der Platte.

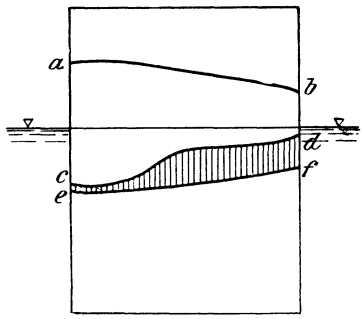


Fig. 13.

Minderdruck, die Saugung, auf ein Minimum erhöht wird. Die Staukurven zeigen dort in der Tat eine maximale Erhebung des dynamischen Niveaus, das sich plateauartig vom hinteren Rande nach vorn schiebt, um mit steil abfallender Kurve zum Druckminimum beim Vorderrande hinabzusinken. Da wir aus den Eigenschaften der Randströme zu dem Schluß kamen, daß die Saugung ursprünglich dem positiven Druck analog über die Fläche verteilt ist, so erhalten wir unter der naheliegenden Annahme, daß beide gleich und entgegengesetzt sind, eine klare Vorstellung von dem Wesen der Auffüllung des Minderdrucks durch den Nachlauf, wenn wir die positive Staukurve a b (Fig. 13) nach unten eintragen (e f). Das Flächenstück c d e f zwischen der so erhaltenen Linie und der beobachteten Soglinie gibt alsdann ein Bild von dem Grade der Auffüllung und Widerstandsverringerung durch den Nachlauf. Wie sie hier vom Druckmaximum des Nachlaufs gegen den Vorderrand abnimmt, so ergibt sich aus dem beschriebenen Verlauf der Stromlinien über dem seitlichen Flächenareal auch eine Abnahme der Auffüllung in seitlicher Richtung, also im gleichen Sinne, wie die ursprüngliche Saugung.

Die wichtige Frage, wie sich nun die Verteilung des Widerstandsdruckes an der Rückseite schräger Platten quantitativ gestaltet, kann auf Grund des vorliegenden Beobachtungsmaterials nicht abschließend beantwortet werden, da sich über den absoluten Betrag der Auffüllung über den Seitenarealen noch keine bestimmte Angabe machen läßt. Man wird aber auf Grund des ähnlichen Charakters der Strömung und ihrer gleichförmigen Änderung bei ällmählich kleiner werdenden Neigungswinkel die Annahme machen können, daß bis zu 45° Neigung abwärts die Druckverteilung in seitlicher Richtung im ganzen eine ähnliche Abdachung haben wird, wie in der vollen Querstellung der Platte.

Dagegen ist es jedenfalls nicht statthaft, diese Annahme auch auf die Neigungswinkel unter 45° auszudehnen, da zwischen den Winkeln von 45° bis 25° die Strömungen zwar an der Vorderseite ihren Charakter nicht ändern, dagegen an der Rückseite derart tiefgreifende Umwandlungen erfahren, daß an Stelle des geschlossenen Wirbelringes ein völlig verschiedenes, seitwärts offenes Stromsystem tritt. Das Auftreten der zopfförmigen Spiralwirbel und die Beseitigung des Wirbelbogens am Unterrand der Platte sind die wesentlichen Momente dieser Wandlung. Der Wirbelring ist ein Mechanismus, der durch Bildung des Nachlaufs an der Rückseite der Platte einen Teil der Kraft zurückerstattet, die an der Vorderseite zur Verdrängung des Wassers aus der Bahn aufgewendet wurde. Mit der Verdrängung und völligen Unterdrückung der einen Hälfte des Wirbelringes muß der Kraftersatz notwendig eine beträchtliche Einbuße erleiden, und da die Abschnürung an den Seitenrändern beginnt und gegen die Mitte fortschreitet, so muß der eintretende Verlust in erster Linie an den seitlichen Arealen der Platte zur Wirkung kommen. Die Abnahme des Unterrandwirbels ist zwar eine Funktion des Neigungswinkels, sie wird aber durch das Auftreten der Spiralstrudel (bei 40°—45°) derart beschleunigt, daß sie statt bei 0° bereits bei 25°—30° vollendet ist. Die Widerstände einer schrägen Platte müssen daher in der unteren Hälfte des Quadranten erheblich höhere Werte haben, als bei einfacher Abhängigkeit etwa vom Sinus des Neigungswinkels.

Aber die Wirkung der Spiralwirbel ist damit nicht erschöpft. Die Kraft, welche sie dem Nachlauf und damit auch der Rückerstattung an die Platte entziehen, wird durch sie nach hinten gelenkt und muß in der Strudelbildung einen absaugenden, den Widerstand erhöhenden Einfluß auf das Wasser des Nachlaufs und der gesamten Wirbelung hinter der Platte, besonders aber an dem seitlichen Areal ausüben. Sobald bei 45°—40° die entstehenden Zöpfe

hinter dem Wirbel an der Eintrittsstelle des Nachlaufs erscheinen, muß sich auch ihre Wirkung bemerkbar machen, und diese Wirkung muß um so größer werden, je mehr sie sich seitwärts rückend der Platte nähern und ihre Saugung unmittelbar auf die Platte und die hier zögernd rotierenden Enden des oberen Wirbelbogens gerichtet ist. In dem Moment, wo jederseits die Verschmelzung der Spiralstrudel mit dem oberen Wirbelbogen erfolgt und der Strudel den Inhalt des Wirbels fortzusaugen beginnt, muß seine Wirkung maximal sein, denn das System der Widerstandsströmungen ändert von nun an nicht mehr seinen Charakter, sondern fällt gleichförmig mit abnehmendem Neigungswinkel in sich zusammen.

Wie groß der absolute Betrag ist, um den der Widerstand der Rückseite durch die Saugung der Strudel an den Seitenteilen der Platte erhöht wird, läßt sich zwar aus dem Stromverlauf nicht zahlenmäßig angeben, aber aus der ganzen Erscheinung der Vorgänge im stereoskopischen Bilde und an den von mir danach hergestellten Strommodellen läßt sich entnehmen, daß der Betrag jedenfalls ein erheblicher sein wird, der durch dynamometrische Messungen bei den verschiedenen Neigungswinkeln zu ermitteln wäre.

Leider eignet sich meine Versuchseinrichtung wegen zu geringer Länge des Wasserbehälters nicht zur Ausführung solcher Messungen. Es ist mir auch aus der Literatur über den Wasserwiderstand nicht ein Fall bekannt, in dem einer der zahlreichen Autoren, die sich mit Messungen befaßt haben, eine auffällige Erhöhung des Widerstandes zwischen 40^0 und 30^0 festgestellt hätte. Die verschiedenen Formeln ergeben immer einen sprungfreien, glatten Verlauf der Widerstandskurven, niemals ein Ansteigen zwischen den eben bezeichneten Neigungswinkeln. Wahrscheinlich hat man die beobachteten Abweichungen auf Fehler in den Instrumenten zurückgeführt und die erhaltenen Werte ausfallen lassen, oder einen glatten Kurvenverlauf durch Aus straken erhalten, weil man einen nicht kontinuierlichen Abfall der Kurve für paradox hielt.

Wir besitzen aber in der Literatur des Luftwiderstandes die sehr bemerkenswerten Untersuchungen des englischen Forschers Dines (Proceedings of Royal Society 1890, Nr. 294), der die Größe des Widerstandes an schrägen Platten sehr sorgfältig gemessen hat. Dines brachte den einwandsfreien Nachweis, daß der Luftwiderstand an solchen Platten mit fallendem Neigungswinkel einen ganz anderen Charakter hat, als man nach den vorhandenen Formeln anzunehmen gewohnt ist.

Er stellte fest, daß die Widerstandskurve (Fig. 14) zwischen 40° und 35° Neigung eine sehr überraschende, fast plötzliche Steigung zu einer Höhe erfährt, die noch über den Widerstand der Platte in der vollen Querstellung hinausgeht, und daß von dieser Höhe ein gleichförmiger Abfall bis 0° Neigung stattfindet. Das überaus merkwürdige und unerklärliche, mit allen früheren Vorstellungen über die Natur des Widerstandes in Widerspruch stehende Ergebnis veranlaßte Dines zu mehrfachen Nachprüfungen nach verschiedenen voneinander unabhängigen Methoden. Er erhielt stets dasselbe Resultat, dessen Richtigkeit füglich nicht bezweifelt werden konnte, so unnatürlich es auch zu sein schien.

Kurve des Widerstandes an schrägen Platten nach Dines.

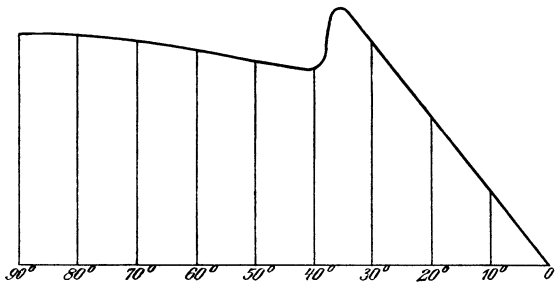


Fig. 14.

Unserer photographischen Analyse der Widerstandsvorgänge verdanken wir nunmehr die volle Aufklärung des mechanischen Zusammenhanges der Vorgänge, welche den eigenartigen Charakter der Widerstandskurve Dines' bedingen. Die Ursache der plötzlichen Erhebung der Widerstandskurve liegt in dem Auftreten der seitlichen Spiralwirbel, deren Strudel den Wirbelring sprengen und sich mit dem übrigbleibenden Oberrandbogen des Ringes zu einem **M**-förmigen, (offenen, durch die Spiralzöpfe abfließenden) Wirbelsystem verbinden. Sobald diese Verbindung hergestellt ist, saugen die Randstrudel das Wasser aus dem hinter der Platte verbliebenen vorderen Wirbelbogen. Da sich gleichzeitig der Zufluß des Wassers verringert, so erfolgt eine momentane Steigerung des Saugungswiderstandes, die in dem plötzlichen Ansteigen der Widerstandskurve ihren Ausdruck findet. Es bleibt besonders darauf hinzuweisen, daß sich die Messungen von Dines auf Luftwiderstand beziehen und daß daher eine Wiederholung derselben in dem Medium Wasser dringend erforderlich ist. An der Ähnlichkeit der Widerstandskurven beider Medien kann nach den vorstehenden Ausführungen wohl kaum ein Zweifel

bestehen; es wäre aber immerhin denkbar, daß infolge der hohen Elastizität und Dehnbarkeit der Luft der plötzliche Anstieg beider Kurven um eine geringe Differenz der Neigungswinkel gegeneinander verschoben wäre und im Wasser etwas höher hinauf läge als in der Luft. Ich glaube auch nach meinen Photogrammen Grund zu der Vermutung zu haben, daß eine solche Verschiebung eintritt, wenn die Fahrgeschwindigkeit wechselt, da die Entwicklung der Spiralwirbel bei höheren Geschwindigkeiten auch bereits unter etwas größeren Neigungswinkeln der Platte beginnt.

Aus den messenden Untersuchungen von Avanzini, Joëssel, Kummer, Langley u. a. Autoren ist bekannt, daß der Angriffspunkt der Resultante des Widerstandes aus dem Mittelpunkt einer Platte um so weiter gegen den

Staulinien an schrägen Platten von verschiedener Breite.

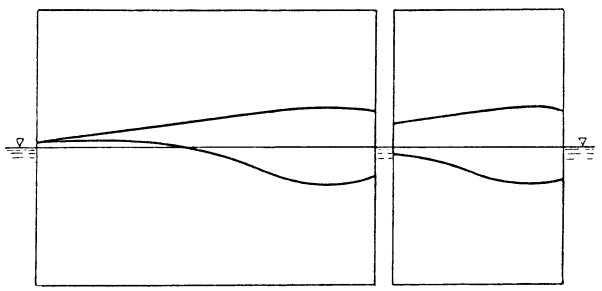


Fig. 15.

Vorderrand rückt, je kleiner der Neigungswinkel wird und daß daher die vordere Flächenhälfte stärker beansprucht wird als die hintere. Auch diese Tatsache findet in unseren Strömungsphotogrammen ihre Bestätigung und Erklärung. Das Areal der hinteren Plattenhälfte trägt nicht nur an der Vorderseite den geringen Druck, sondern wird namentlich auch an der Rückseite durch die Auffüllung des Nachlaufs stark entlastet, und so die Saugung und der Gesamtwiderstand auf ein Minimum gebracht.

An zwei rechteckigen Platten von verschiedener Breite aber gleichem spitzen Neigungswinkel erhält man Druckprofile von der Form Fig. 15. Die geringe Belastung des Hinterrandareals der breiten Fläche wird dadurch veranschaulicht. Der Gesamtwiderstand der breiten Platte würde ein erheblich größerer sein, wenn das Areal statt in der Breite, in der Länge entwickelt wäre, so daß das Auffüllungsgebiet am Hinterrande in Fortfall käme. Daher ist für die Erzielung eines möglichst großen Widerstandes bei kleinen Neigungs-

winkeln die Flächenformung immer auf große Vorderrandlängen zu richten, während bei mehr senkrechtem Auftreffen des Mediums die größere Breitenentwicklung nach der quadratischen Form hin den höheren Widerstand ergibt.

Im Schiffbau kommen diese Fragen bei der Gestaltung des Steuerruders zur Geltung. Man wird dabei zu beachten haben, daß nach der Widerstandskurve von Dines die maximale Druckwirkung bei ca. 35° Neigung erreicht wird und daß durch ein weiteres Überlegen des Ruders die Ablenkung des Schiffes nicht gesteigert werden kann.

Von großem Interesse sind sodann die mancherlei Fragen des Luftwiderstandes an Segeln, die bei der Ähnlichkeit der Vorgänge sehr gut an segelförmigen Platten im Wasser untersucht werden können. Ich habe mich in dieser Richtung bereits mit Herrn Max Oertz in Verbindung gesetzt und hoffe über die bereits in Angriff genommenen Arbeiten in einer der nächsten Versammlungen berichten zu können.

Auf weitergehende Untersuchungen über die Widerstandsvorgänge an Drachen und Flugflächen einzugehen, ist hier nicht der Ort. Erwähnen möchte ich nur, daß auch auf diesem Gebiete die Strömungsphotogramme sehr wesentlich zum Verständnis der Wirkungen und im besonderen der Bedingungen des dynamischen Gleichgewichts und der Stabilität beigetragen haben.

III. Über die Erscheinungen der sogen. „Hautreibung“ oder des Oberflächenwiderstandes

habe ich in meinem Vortrage (Jahrbuch 1905 S. 74 ff.) Mitteilungen gemacht, die ich durch das Folgende ergänzen möchte. Die Vorgänge wurden damals an der Hand einiger Photogramme demonstriert, die mit fahrender Kamera hergestellt waren, so daß die Versuchsplanken in einem Strom zu ruhen scheinen. Besser noch als an den Reproduktionen (Fig. 5—9) zeigte sich an den Originalen der ungleiche Einfluß, den verschieden rauhe Oberflächen auf den benachbarten Strom ausüben. Die bekannte, nach hinten an Dicke zunehmende wirbelnde Wasserschicht, deren Bewegungen den auf Rechnung der sogen. Hautreibung zu setzenden Kraftverlust bedingen, war dabei an dem geschlängelten Verlauf der Stromlinien nicht besonders klar zu erkennen, da bei dieser Versuchsanordnung die kleinen wandernden Wirbel in Form feiner Zykloiden in die Erscheinung treten mußten.

Um die Wirbel selbst sichtbar zu machen, habe ich seither eine Anzahl von Photogrammen mit stehender Kamera aufgenommen, auf denen somit das Wasser in Ruhe und die Modelle in der Fahrt dargestellt sind. Die Versuchsplanken wurden dabei um eine weitere von 1 m Länge vermehrt, die an der einen Seite glatt lackiert, an der anderen aber mit einer zusammenhängenden Schicht von Seepocken (Balanus) beklebt war. Die Balanen wurden in derselben Form benutzt und angeordnet, wie sie im Dock vom Boden eines großen Seglers, der 18 Monate gefahren hatte, beim Reinigen gewonnen waren. Dieselbe Planke wurde zum Vergleich vorher ohne den Anwuchs der Balanen mit beiderseits lackierten Oberflächen benutzt und zur Vermeidung eines zu kleinen Maßstabes so eingestellt, daß das eine Mal das Vorderende, dann die Mitte und zuletzt das Hinterende auf der Mattscheibe erschien. Sodann wurden immer gleichzeitig durch denselben Lichtblitz zwei Aufnahmen gemacht, indem eine mitfahrende Kamera unmittelbar neben einer zweiten, an einem Querbalken feststehenden entlangfuhr und die elektrische Zündung des Blitzes so eingestellt wurde, daß sie in dem Moment erfolgte, wo beide Apparate nebeneinander waren. Da es sich um Aufnahmen im Niveau handelte, so geschah die Messung der Fahrgeschwindigkeit durch Funkenchronographie (vergl. S. 7).

Auf Taf. XI habe ich zwei Abbildungen untereinander gestellt, welche die Widerstandsvorgänge an der glatten, sowie an der einseitig mit einer Balanenschicht bedeckten Planke wiedergeben. Das dritte Bild entstammt der fahrenden Kamera und soll neben den Stromlinien auch die Form der Planke und die Dicke der Balanenschicht veranschaulichen. Die beiden ersten, mit stehender Kamera aufgenommenen Photogramme, lassen die vorderen Konturen der Planke und die der Balanen verwischt erscheinen, da ja die Planke während der Aufnahme vorüberbewegt wurde. Es ist aber mit Hilfe des dritten Bildes leicht, auf dem zweiten den Bereich der Balanen festzustellen, da beide gleichzeitig und im gleichen Maßstabe aufgenommen wurden.

Da die Fahrgeschwindigkeit bei beiden Versuchen dieselbe war (37 cm/sek), so übersieht man mit einem Blick den mächtigen Einfluß, den eine bewachsene Schiffshaut auf die Fortbewegung ausübt. Dort, an den glatten Flächen eine kaum 1 cm dicke, nach hinten nur unmerklich dicker werdende Schicht, die zögernd der Bewegung der Planke folgt. Hier ein mächtiger Strom mitgerissenen Wassers, dessen saugende Wirkung über die schräg ansteigende Reihe der Wirbel weit in das umgebende Medium hineingreift. Die strahlen-

Die Vorgänge der sogen. Hautreibung.

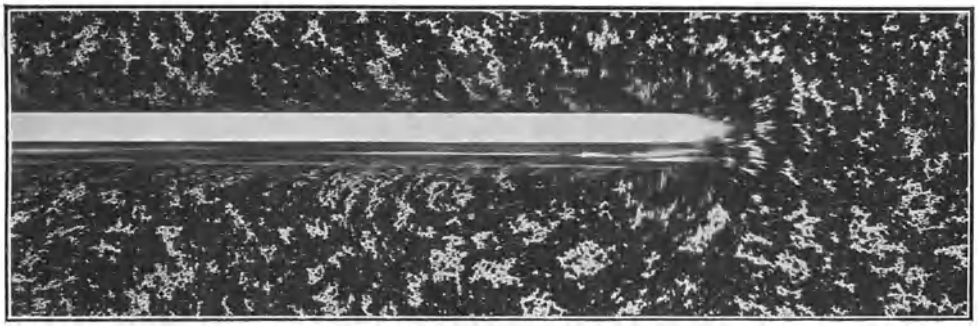


Fig. 1. Glatte Planke. Vorderende. Stehende Kamera. $v = 37$ cm/sek.

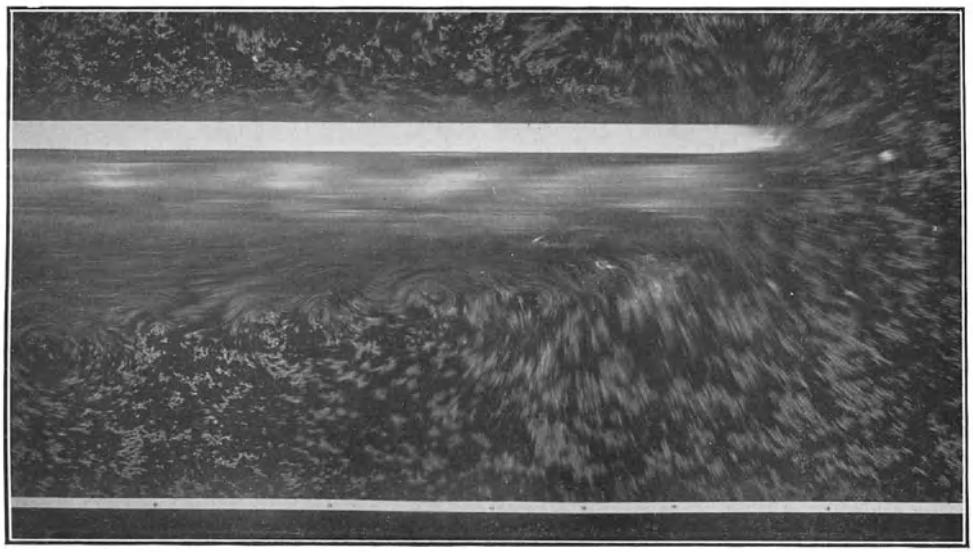


Fig. 2. Einseitig mit Seepocken (Balanen) beklebte Planke. Stehende Kamera. $v = 37{,}5$ cm/sek.

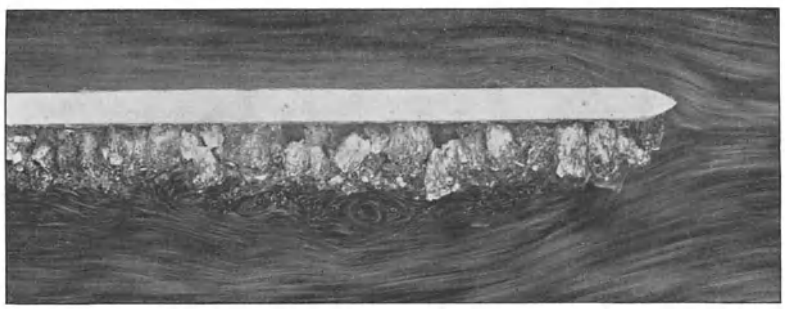


Fig. 3. Gleichzeitig mit Fig. 2 aufgenommenes Stromlinienbild. Die Balanenschicht ist sichtbar.

Die Vorgänge der Hautreibung. Stehende Kamera.

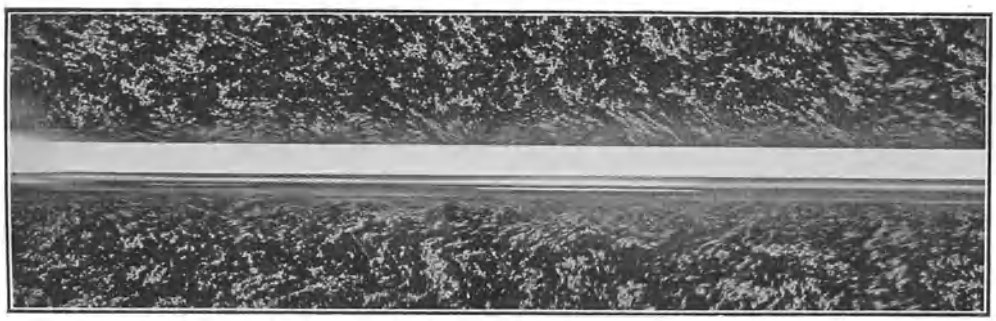


Fig. 1. Glatte Planke. Mittlerer Teil. $v = 42$ cm/sek.

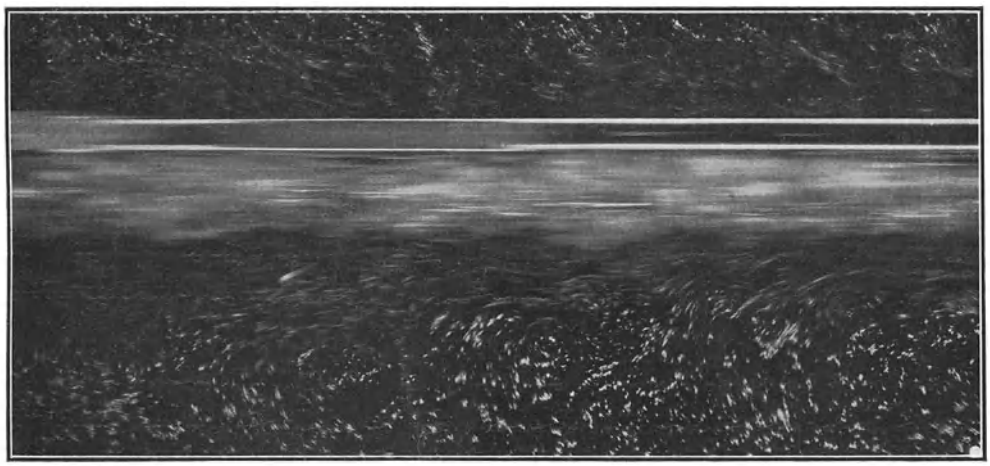


Fig. 2. Balanenplanke. $v = 43$ cm/sek.

Die Vorgänge der Hautreibung. Stehende Kamera.

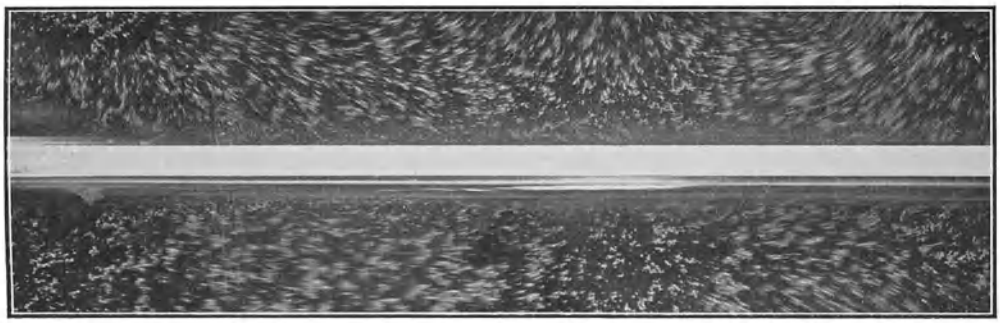


Fig. 1. Glatte Planke. Mittlerer Teil. $v = 87$ cm/sek.

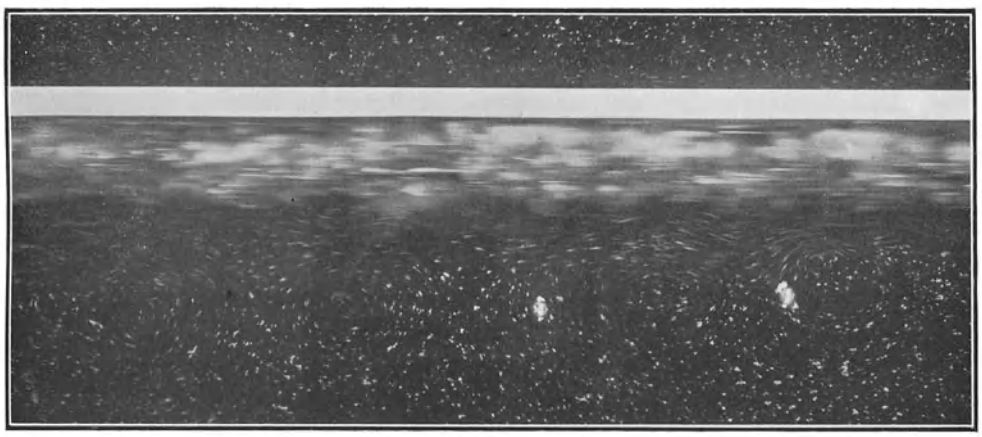


Fig. 2. Balanenplanke. Mittlerer Teil. $v = 27$ cm/sek.

Die Vorgänge der Hautreibung. Stehende Kamera.

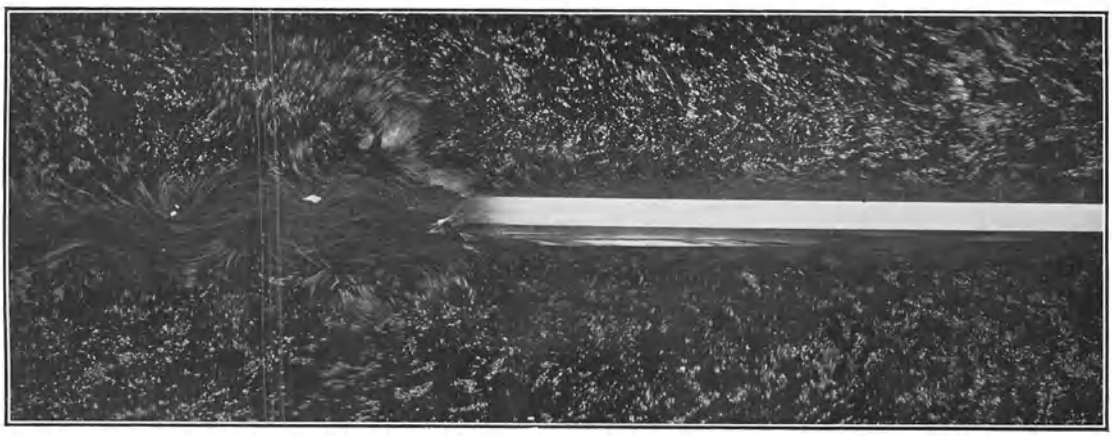


Fig. 1. Glatte Planke. Endabschnitt. $v = 53$ cm/sek.

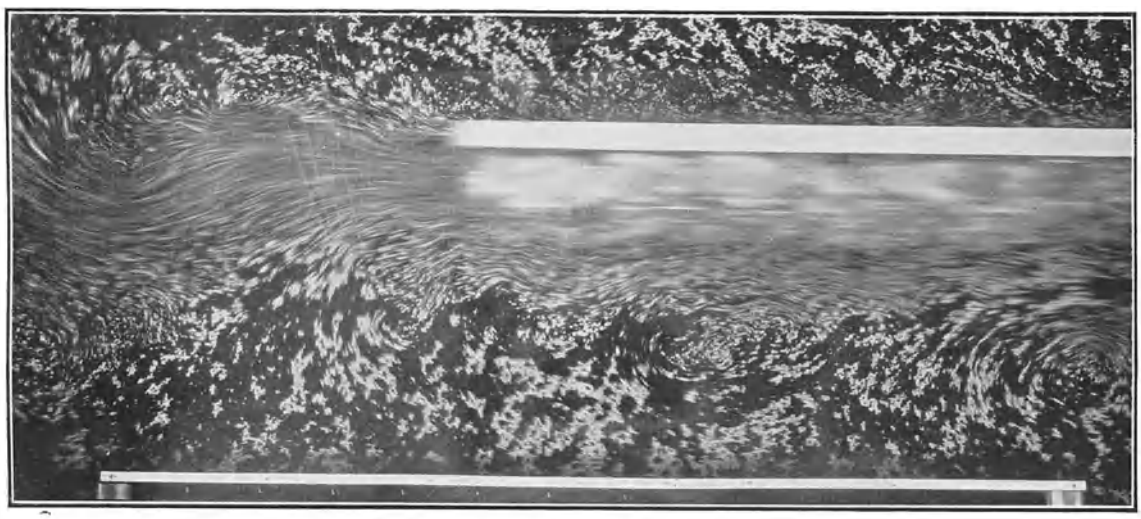


Fig. 2. Balanenplanke. Endabschnitt. $v = 39$ cm/sek.

förmigen Stromlinien am vorderen Plattenende bezeichnen die Richtungen, in denen das Wasser aus der Bahn verdrängt wird. Die auf der zweiten Abbildung sichtbare stehende Wirbelreihe wird von der Planke am Ort ihrer Entstehung zurückgelassen. Die im dritten Bilde vorn an den Seiten der Planke liegenden Wirbel stehen um den Unterrand der Planke herum miteinander in Verbindung und entsprechen, wie ich früher nachgewiesen habe, dem halben Wirbelring hinter einer eingetauchten Platte. Sie werden in ihrer Lage durch den Sog oder Minderdruck hinter der erkennbaren Bugwelle festgehalten und daher von der Platte in gleicher Geschwindigkeit fortbewegt und mitgenommen. Zwischen diesen beiden sichtbaren Wirbelarten sind in dem Reibungsstrome selbst zahlreiche andere Wirbel vorhanden, deren Vorwärtsbewegung geringer ist als die der letztgenannten Wirbel und die daher mehr oder weniger hinter der Planke zurückbleiben. Sie sind im Bilde leicht an den geschlängelten, zykloidenartigen Linien des Reibungsstromes zu erkennen. In dieser Form erscheinen auch die stehenden Wirbel des zweiten Bildes im dritten und die mitfahrenden des dritten im zweiten. Würde man eine Kamera mit einer geringeren Fahrgeschwindigkeit als die des Wagens benutzen, so würde ein Teil der nachziehenden Wirbel in der gewöhnlichen Form erscheinen.

Die Reibungsströme an dem mittleren Teile der beiden Planken werden durch die Abbildungen (Taf. XII u. XIII) dargestellt. Die beiden ersteren mögen wieder zum Vergleich der Erscheinungen bei nahezu gleicher Geschwindigkeit (42 resp. 43 cm) dienen, die letzten beiden zeigen, daß auch bei großem Unterschied der Fahrgeschwindigkeit die Dicke der Reibungsschicht nicht merklich zunimmt, daß vielmehr nur die Beschleunigungen innerhalb derselben variieren. Eine Zunahme der Schichtdicke mit der Entfernung vom vorderen Ende der Planke tritt bei der Balanenplanke immer sehr schön hervor; bei der glatten Planke ist sie auch bei der Geschwindigkeit von 87 cm kaum zu erkennen.

Am hinteren Abschnitt der Planke bleiben die Erscheinungen ohne wesentliche Änderung (Taf. XIV) bestehen. Zuletzt vereinigen sich beide Reibungsschichten hinter dem Ende der Planke und erzeugen so einen breiten, von stehenden Wirbeln flankierten Nachstrom, dessen Bewegungsenergie der Planke entzogen ist und nach und nach durch die Wirbelungen aufgezehrt wird. Die flankierenden Wirbel sind dieselben, die durch die Stabilität ihrer Achsen am Nachlauf der Schiffe das seitliche Eindringen der rauhen Wellen verhindern und die breite Spur des Fahrzeuges noch lange blank erhalten.

Ganz analoge Wirbelbildungen, wie sie hier mit besonderer Rücksicht auf die Vorgänge an der Schiffshaut zur Anschauung gebracht wurden, treten in der Natur überall auf, wo Wasser oder Luft an festen Körpern oder an einander entlang fließen, wie auch an der Grenze verschiedener, bewegter Flüssigkeiten oder Luftarten.

Das bekannteste Beispiel hierfür sind die Riffelungen des Sandes, die überall am Strande des Meeres oder an sandigen Ufern der Flüsse und Seen zu beobachten sind*).

Ähnliche Riffelungen erzeugt der Wind im Sande der Dünen, und es liegt nahe, daß auch die Riffeln und Wellen an der Wasseroberfläche als Reibungsphänomene an der Grenze zweier flüssiger Medien in ähnlicher Weise zu

*) Wie diese in ihrer Anordnung und Form so regelmäßigen Furchen entstehen und unterhalten werden, kann man am besten sehen, wenn man bei hellem und ruhigen Wetter seinen Standort im flachen Wasser über einer sandigen Fläche am Strande wählt. An den überall am Boden vorhandenen schwebenden Teilchen von pflanzlichem Detritus erkennt man leicht, daß in jeder kleinen Furche ein Wirbel rollt (Fig. 16a), der, von jeder hereinlaufenden flachen Dünungswelle angetrieben, die Sandkörnchen aus der Tiefe der Furche an dem steilen, der See hin liegenden Hange der Rille emporhebt und von dem vorüberziehenden

Riffelbildung im flachen Sande: a durch Wirbelwellen von Wasser und Sand während des Auflaufens einer Dünungswelle, b beim Rücklauf.

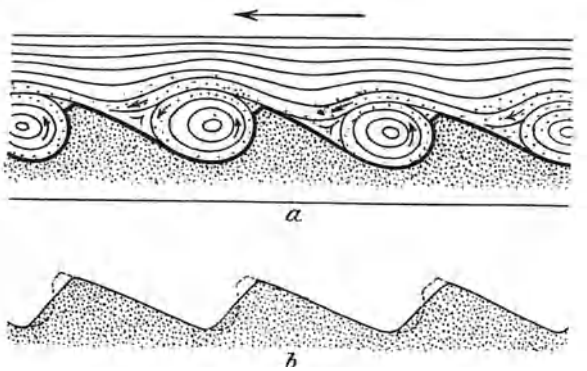


Fig. 16.

Strome über die daran liegenden Riffeln ausstreuen läßt. Der Grund der Furche wird dadurch der Rundung des Wirbels genau angepaßt, und wo der Wirbel sich oben von dem Steilhang der Rille entfernt, entsteht vorübergehend durch den hochgehobenen Sand ein leistenförmiger Vorsprung, der das hohle Wirbelbett nach oben scharf begrenzt. Sobald nun der Rücklauf der Dünung einsetzt, wird der Wirbel zerstört, und jene Sandleiste, die nur durch die Kraft des Wirbels getragen wurde, sinkt den Hang hinab, verschüttet die Rundung des Wirbelbettes soweit, daß die Furche unten kantig erscheint (Fig. 16b). Das Spiel wiederholt sich bei jedem Auf- und Ablaufen der Dünung.

erklären sind. Das schönste und auffälligste Beispiel dieser Art ist aber die Bildung von Wellen und Reibungswirbeln an der Grenze zwischen flüssigen und gasförmiger Kohlensäure. Neigt man die Glasröhre, welche die Kohlensäure enthält, zur Seite, so bilden sich an der Oberfläche der Flüssigkeit durch die Reibung an dem nach oben gehenden Gasstrome ungemein heftige, nach oben überschießende Wellenkämme aus (Fig. 17), welche die Reibungswirbel des Gases förmlich umhüllen und mit ihnen verschmelzen. Die Ursache der überraschend lebhaften und deutlichen Art der Erscheinungen liegt offenbar in dem geringen Dichtigkeitsunterschied bei Aggregatzustände, denn je mehr sich die Temperatur der Röhre in der Hand des Beobachters den kritischen Punkt 31° nähert, an dem die Flüssigkeit gasförmig wird und der Unterschied verschwindet, um so stürmischer werden die Erscheinungen.

Wirbelwellen zwischen flüssiger und gasförmiger Kohlensäure in einer seitwärts geneigten Gasröhre. Die dicken Linien bezeichnen die Bewegung der flüssigen, die feinen Linien die der gasförmigen Kohlensäure. (Schematisch.)

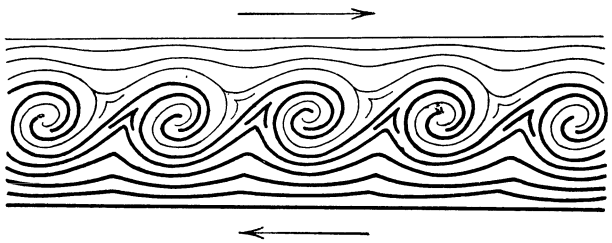


Fig. 17.

Schließlich darf ich hinzufügen, daß auch die Zirrus- oder Lämmerwölkchen in unserer Atmosphäre, die zuweilen in der Anordnung eine große Ähnlichkeit mit den Sandriffeln und Wellen haben, bereits von Helmholtz als Reibungsphänomene an der Grenze zweier Luftschichten von etwas verschiedener Temperatur und Dichte gedeutet wurden. Wir hätten es demnach auch dort mit großen Reibungswirbeln zu tun, in deren Innern durch Zentrifugalwirkung Druckverminderung und Kondensation des Wassers zur sichtbaren Wolke erfolgt sei.

IV. Über die Vorgänge in den Wasserwellen.

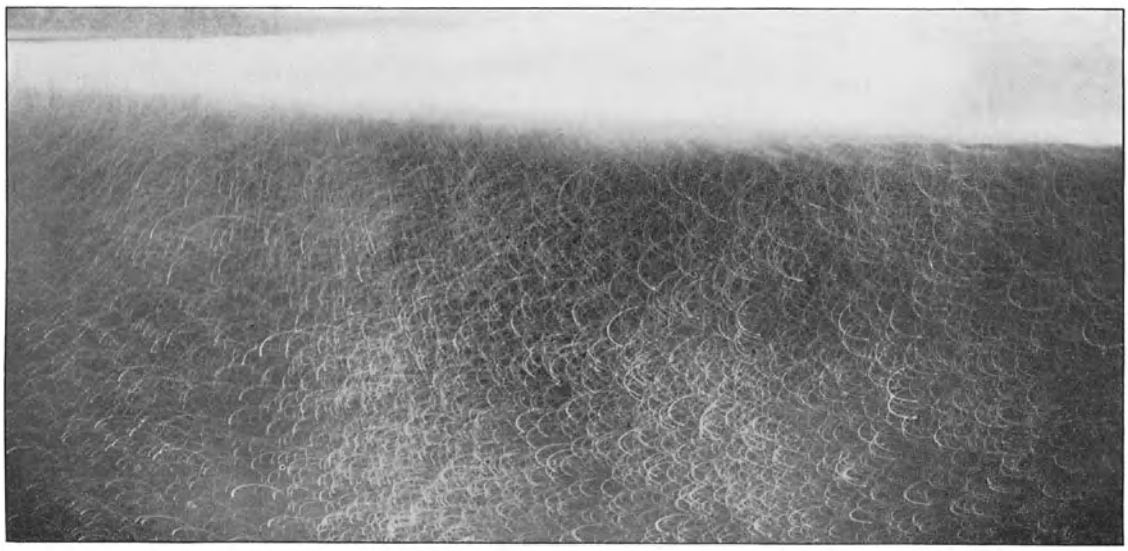
Für das Verständnis der Wechselwirkungen zwischen einem fahrenden Schiff und den Wellen, die dasselbe in seiner Umgebung hervorruft und unterhält, erwies sich eine nähere Untersuchung der Vorgänge in freien Wellen

mit den mir zu Gebote stehenden photographischen Hilfsmitteln als wünschenswert. Die Ergebnisse führen zum Teil über den nächstliegenden Zweck hinaus, sind aber doch, wie ich glaube, hinreichend bemerkenswert, um hier kurz zusammengefaßt zu werden.

Unsere Kenntnisse über die Entstehung und die Vorgänge innerhalb der Wasserwellen verdanken wir bekanntlich der klassischen Arbeit der Gebrüder Ernst Heinrich und Wilhelm Weber, die im Jahre 1825 in einer aus Glastafeln gebildeten Wellenrinne die Bewegungen an beigemengten Bernsteinkörnchen beobachteten. Sie fanden, daß in einer Welle die oberen Wasserteilchen in elliptischen Bahnen schwingen und daß die senkrechten Achsen dieser Ellipsen nach der Tiefe zu kürzer und kürzer werden, bis endlich in der etwa hundertfachen Tiefe der Wellenhöhe die Wasserteilchen nur noch eine horizontale oszillierende Bewegung ausführen.

Vor einer Reihe von Jahren hat dann Prof. Marey in Paris versucht, die elliptischen Bahnen photographisch festzulegen. Er bediente sich zur Sichtbarmachung der Bewegung kleiner, etwa erbsengroßer, silberglänzender Kügelchen, die auf der Wasseroberfläche in einem Glasbehälter schwammen. Zur Beleuchtung diente das Sonnenlicht, das vermittels eines Spiegels von unten her durch das Wasser geworfen wurde. Um die volle Bahn eines Wasserteilchens im Bilde zu erhalten, muß natürlich die photographische Platte auch so lange exponiert werden, wie der Vorübergang einer Welle dauert. Die in den Comptes Rendus veröffentlichten Abbildungen Mareys ließen eine Wiederholung der Versuche zweckmäßig erscheinen. Ich habe daher eine Anzahl photographischer Aufnahmen von Wellen hergestellt, die nicht nur an der Oberfläche, sondern auch im Innern zahlreiche sichtbare Körperchen enthielten. Die Beleuchtung erfolgte von unten mit einem Magnesium-Zeitlicht von etwa 1—1½ Sekunden Brenndauer. Es ergab sich eine Schwierigkeit bei der Erzeugung der Wellen. Kleine laufen voraus, andere, die nicht genau in der Längsrichtung des Kastens fortschreiten, werden seitlich reflektiert, endlich tritt Reflexion am Ende des Kastens ein, die bald im Gesichtsfeld Interferenzen aller Art hervorruft, so daß es kaum möglich ist, eine vollkommen glatte Welle zu erhalten und dabei auch den Zeitpunkt und die Dauer der Belichtung so genau zu treffen, daß eine volle, klare Welle im Bilde erscheint. Immerhin wird man aus Fig. 1 Taf. XV mit genügender Deutlichkeit die elliptische Form der Bahnen erkennen, auf denen sich die in der Welle schwingenden Wasserteilchen bewegen, man wird sehen, daß diese Bahnen im Niveau mehr kreisförmige, in der Tiefe mehr abgeplattete Ellipsen

Elliptische Bahnen der Wasserteilchen im Innern einer Welle während des Verlaufs von etwa einer halben Wellenlänge.



sind; und der Vergleich der Ellipsenbogen auf der rechten und linken Seite wird die verschiedenen Schwingungsphasen der Teilchen hervortreten lassen. Daß die Ellipsen nicht geschlossen sind, liegt daran, daß die Belichtung vor Ablauf der vollen Wellenlänge beendet war; sie hätte etwa doppelt so lange währen müssen, um die ganze Schwingung auf der Platte zu zeichnen.

Außer diesen, die Beobachtungen der Gebrüder Weber bestätigenden Photogrammen der Wellenschwingungen habe ich dieselben Vorgänge auch noch durch eine Reihe von Momentaufnahmen zur Darstellung gebracht, in denen jedes sichtbare Körperchen im Wasser nur einen kleinen Bruchteil seiner elliptischen Bahn zurückgelegt hat. Diese Bilder gewähren einen so gänzlich abweichenden Eindruck gegenüber den vorangegangenen, daß man auf den ersten Blick einen durchaus verschiedenen Vorgang vor sich zu haben glaubt. (Fig. 1 u. 2 Taf. XVI.)

System der Kraftlinien im Innern einer symmetrischen Dünungswelle. (Schematisch.)

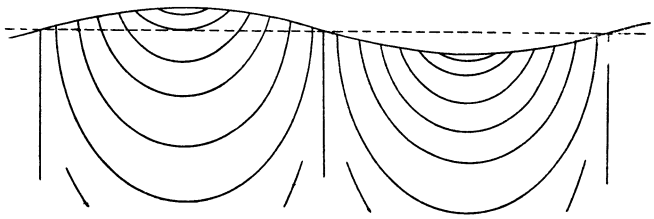


Fig. 18.

Da die Photogramme wegen der erwähnten Interferenzen im einzelnen mancherlei Unregelmäßigkeiten zeigen, füge ich der Deutlichkeit halber die schematische Textfigur 18 hinzu, deren Elemente aus mehreren Photogrammen zusammengetragen sind.

Auf dem Gipfel jedes Wellenberges und in der Tiefe jedes Tales liegt der Mittelpunkt eines Systems elliptischer, weit hinabreichender Kurven. Die Schnittpunkte der Wellenlinie mit dem Spiegel des ruhenden Wassers bezeichnen die Grenzen der hintereinander folgenden Kurvensysteme. Die Bewegungen im Wellental sind im ganzen nach hinten gerichtet, die im Wellenberg nach vorn.

Zum Verständnis dieser eigenartigen Kurvensysteme ist zunächst festzustellen, daß es sich nicht um Stromlinien in dem gewöhnlichen Sinne handelt. Kein einziges Wasserteilchen wandert auf diesen elliptischen Linien nach vorn durch den Wellenberg oder nach hinten durch das Tal. Die Linien sind nur die momentanen, in jedem Augenblick veränderten Bewegungs-

richtungen der in den verschiedenen Phasen ihrer Ellipsen schwingenden Wasserteilchen. Es sind gleichsam stationäre Kraftliniensysteme, die mit der Welle durch das Wasser fortschreiten, so daß die Flüssigkeitsteile nach und nach aus dem Bereich der vorderen Kraftlinien der Welle in den der nachfolgenden übergehen und so ihre elliptischen Schwingungen vollziehen.

Da jeder auf dem Wasser schwimmende, eingetauchte oder untergetauchte Körper unter dem Einfluß der Wellenkräfte steht, so kann man die Art der Wirkung dieser Kräfte auf den Körper erkennen, sobald sie ihrer Richtung und Größe nach gegeben sind. Unsere Photogramme zeigen mit hinreichender Klarheit die Richtung der Wellenkräfte. Die zahlenmäßige Ermittelung ihrer Größe aus der Länge der Linien wäre möglich, soll aber, weil zu umständlich, hier nicht versucht werden. Soviel ist aber jedenfalls deutlich zu sehen, daß dieselben an der Oberfläche am größten sind und nach der Tiefe zu abnehmen, was ja auch mit der Größe der elliptischen Schwingungsbahnen der Einzelteilchen übereinstimmt.

Die Wirkung der Wellenkräfte auf schwimmende Körper ist nun sehr wesentlich von dem Verhältnis der Körperlänge zur Wellenlänge abhängig. Ein kleiner Gegenstand, ein Stück Holz, das bei ruhiger Luft zwischen Dünungswellen liegt, wird nicht nur gehoben und gesenkt, sondern auch, wie die Kraftlinien zeigen, von jedem Wellenberge eine Strecke vorwärtsgeschoben und von jedem Tal im allgemeinen ebensoweit rückwärts bewegt, so daß es im ganzen, wie ein Wasserteilchen, der Oberfläche eine kreisende Bahn durchläuft und an seinem Orte verharrt. Diese Bewegung ist jedermann aus eigener Beobachtung bekannt.

Ein größerer Schwimmkörper, etwa ein Balken oder ein Boot, dessen Länge gleich der Wellenlänge ist, steht gleichzeitig unter dem Einfluß beider Kraftsysteme der Welle. Es ist daher zu erwarten oder doch möglich, daß die entgegengesetzt gerichteten translatorischen Komponenten beider sich aufheben und die vertikalen Komponenten allein in einer wippenden Bewegung des Körpers, nach Art eines Wagebalkens, zur Wirkung kommen.

Schwimmende Körper, welche die Wellenlänge erheblich überschreiten oder deren Länge ein Vielfaches der letzteren beträgt, werden im allgemeinen nur wenig von den Dünungswellen beeinflußt, da sich an ihnen auch die vertikalen Komponenten der Kraftsysteme annähernd das Gleichgewicht halten können, vorausgesetzt, daß der Körper, das Schiff, die nötige Festigkeit in den Längsverbänden hat. Wie gewaltig die vertikalen Kräfte der großen

Kraftlinien im Innern der Wellen.

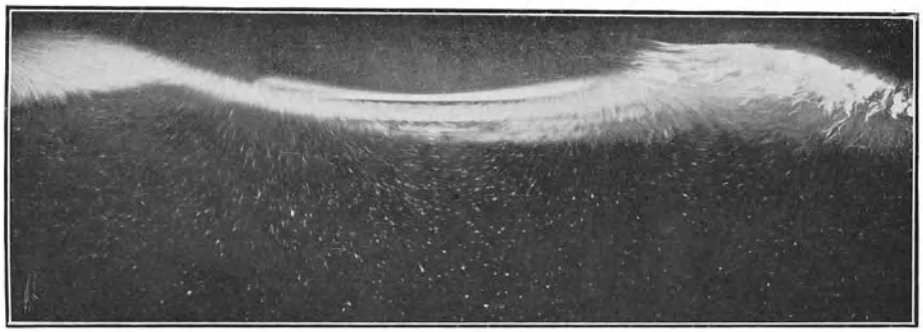


Fig. 1. Wellental zwischen zwei überschießenden Wellenbergen.

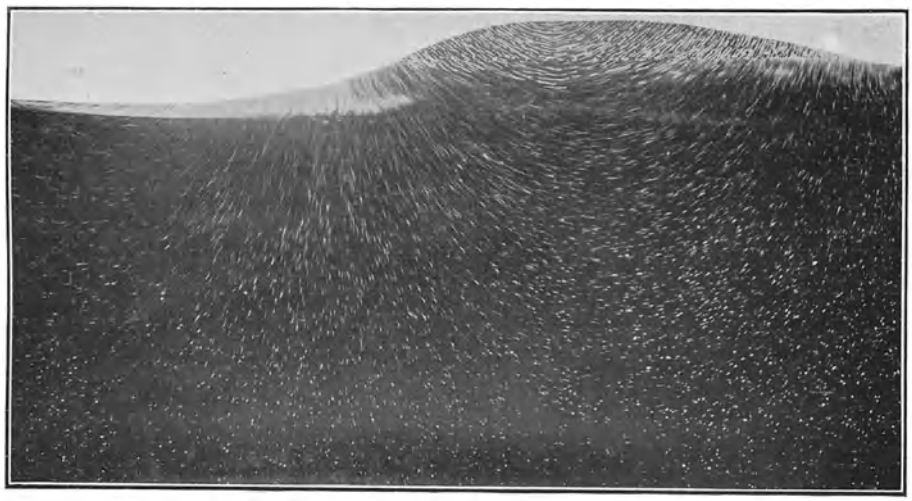


Fig. 2. Wellenberg und Wellental.

Der Gipfel des Berges gelangte in Folge der Versuchsanordnung nicht mit auf die photographische Platte und ist daher hier nach anderen Aufnahmen ergänzt.

ozeanischen Dünungswellen sind und welche unmittelbare Bedeutung sie für den Schiffbau haben, braucht hier nur angedeutet werden.

Herrscht ein Wind, der die Wellen antreibt, so tritt bekanntlich eine Abdrift ein, der nicht nur die aus dem Wasser hervorragenden und direkt vom Winde faßbaren Schwimmkörper unterworfen sind, sondern auch die völlig ein- und im Wellenbereich untergetauchten Körper, ja das gesamte an den Wellenbewegungen beteiligte Wasser.

Da die Luft schneller fortschreitet als die Wellen, so entstehen an der Grenze beider Flüssigkeiten, in den Wellentälern, Reibungswirbel von ähnlicher Art, wie im Röhrchen zwischen flüssiger und gasförmiger Kohlensäure (Fig. 17), jedoch mit dem Unterschiede, daß sie bei der großen Differenz der Dichtigkeiten zwischen Wasser und Luft gewöhnlich nur in der Luft voll entwickelt werden, während das Wasser scheinbar nicht daran beteiligt ist. In Wirklichkeit nimmt das Wasser einen sehr erheblichen Anteil an den Reibungsvorgängen, denn die Ursache dieser Vorgänge, die Geschwindigkeitsdifferenz beider Medien, wirkt auch in den der Grenze benachbarten Wassermassen. Dort, in dem dünneren Medium, erzeugt sie voll entwickelte, rotierende Wirbel, hier, in dem dichteren, schwingende Wellen. Freilich rotieren auch in den Wellen die einzelnen Wasserteilchen, wir haben ihre elliptischen Bahnen gesehen; aber sie rotieren in den Wellenphasen nacheinander und die Welle im ganzen vollführt eine schwingende Bewegung, während in den Wirbeln die gesamte beteiligte Masse des Mediums gleichzeitig in drehender Bewegung begriffen ist. Die Wellenbewegung ist also gleichsam eine in die Länge gezogene Wirbelbewegung. Verschiebt man das Kraftliniensystem eines Wellenberges (Fig. 18) um eine halbe Wellenlänge über das vorangehende Wellental und dreht es um 180° um die horizontale Wellenachse, so wird dadurch das Kraftliniensystem des Tales zu einem vollen Wirbelsystem ergänzt.

Die Tendenz oder der Beginn einer derartigen Verschiebung scheint mir in der Natur überall vorzuliegen, wo es sich nicht um reine Dünungswellen handelt, die ein windstilles Gebiet durchlaufen. Wo immer der Wind die Wellen treibt, nehmen sie auch eine unsymmetrische Gestalt an. (Fig. 19.) Der Gipfel der Welle wird gegen das vorangehende Tal um so mehr verschoben, je größer die Windstärke wird. Die rückwärtigen Hänge der Wellen auf die der Wind trifft, werden niedergedrückt und abgeflacht, die vorderen werden steiler und steiler, der Wellengipfel nimmt die Form eines vorgeschobenen Grates an, der schließlich im Bogen über den steilen Hang hinweg-

schießt und mit der eingeschlossenen Luft sich wälzend und schäumend das erste sichtbare Entwicklungsstadium eines geschlossenen Reibungswirbels bildet. Das sind die „weißen Schafe", die der „blanke Hans" hütet, die aber zu reißenden Wölfen werden, wenn der Orkan über die Fluten fährt. Wehe dem Fahrzeuge, das dann steuerlos wird und die Windrichtung nicht halten kann: es gerät in Gefahr, von der Wirbelung der brechenden Seen ergriffen und durch besonders hohe Seen übergekippt zu werden.

In starken Orkanen verlaufen die Reibungsvorgänge zwischen Wasser und Luft mit großer Heftigkeit. Dann ist die See mit hohen und steilen Wellen bedeckt, von deren weit nach vorn hinausschießenden Kämmen die Wassermassen über die Wellentäler fortgerissen werden. Die Grenzen zwischen Wasser und Luft erscheinen verwischt und die Wellentäler erfüllt

Kraftlinien im Innern einer unsymmetrischen Windwelle. (Schematisch.)

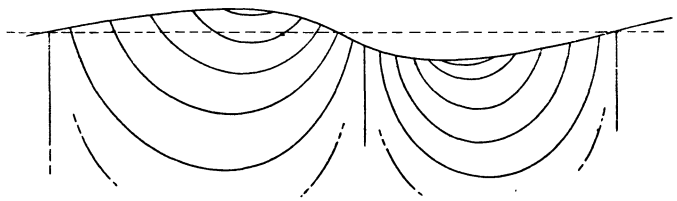


Fig. 19.

mit ungeheuren, aus Wasser und Luft gemischten, brausenden Wirbelrollen. Einen derartigen Eindruck macht die See auf einem vortrefflichen, von einem französischen Offizier als Augenzeugen gemalten Bilde, das ein Geschwader in einem Taifun der chinesischen Südsee darstellt. Ob die in der Natur vorkommenden Windstärken ausreichen, die rollende Wirbelung zwischen Wasser und Luft zu so gewaltigen Phänomenen anzutreiben, wie sie sich im kleinen Maßstabe zwischen flüssiger und gasförmiger Kohlensäure abspielen, bleibe dahingestellt. Vielleicht ist noch kein Augenzeuge der Wirkung so ungeheurer Naturkräfte mit dem Leben davongekommen.

Die Entstehung der oben erwähnten Driftströmung findet ihre Erklärung in der asymmetrischen Form der vom Winde getriebenen Wellen. Der Mittelpunkt des Winddruckes liegt an der Rückseite des Wellenberges. Die Windkräfte addieren sich daher zu den gleichfalls nach vorn gerichteten Kräften des Wellenberges, während das nach hinten gerichtete Kraftsystem des Tales seiner versteckten Lage wegen keinen oder doch nur einen geringeren, in-

direkten Zuwachs erfährt. Daher sind die Vorwärtsschwingungen der Wasserteilchen in unsymmetrischen Wellenbergen immer größer als die Rückschwingungen in den Tälern. Die Bahnen der Teilchen sind somit keine geschlossenen Ellipsen, sondern offene, in der Wellenrichtung langsam fortschreitende zykloïdische Schleifenlinien.

Die Geschwindigkeit der translatorischen Driftbewegung ist natürlich von der Windstärke abhängig; sie ist an der Oberfläche am größten und nimmt nach der Tiefe ab, wie die Wellenkräfte, die sie erzeugen.

Die großen Meeresströmungen, die in der Region der Passate und Monsune als Driften entwickelt werden, behalten ihren Charakter als Oberflächenströme auch, nachdem sie durch die Kontinente abgelenkt und weit von ihrer Ursprungsstätte entfernt sind.

Für die Navigation sind die Driftströme bekanntlich von großer Bedeutung, da sie, je nach ihrer Richtung zum Schiffskurs, die Fahrt verlangsamen oder beschleunigen oder auch Versetzungen herbeiführen können, die event. mit großen Gefahren verbunden sind. Sie werden jedoch in dieser ihrer Wirkung maskiert durch die Windkräfte, welche die austauchenden Schiffswände, Aufbauten usw. treffen und im gleichen Sinne wie die Drift des Wassers wirken.

V. Strömungen an schiffsförmigen Körpern.

Wichtiger als Drift und Wellen sind für die Fahrt des Schiffes die Vorgänge, die es selbst durch seine Bewegung im Wasser hervorruft, denn sie müssen aus dem Kraft- oder Kohlenvorrat des Schiffes selbst bestritten werden. Der Erbauer des Fahrzeuges wie der spätere Besitzer haben daher das größte Interesse daran, die Form des benetzten Schiffskörpers so auszubilden, daß jene Vorgänge möglichst einfach und zweckmäßig mit erreichbar geringstem Kraftverbrauch stattfinden können.

Wie eine eingetauchte Platte erzeugt auch das fahrende Schiff in seiner Umgebung ein dynamisches Niveau, das mit seinen wellenartigen Erhebungen und Vertiefungen in auffälliger Weise von dem statischen, ruhenden Wasserspiegel abweicht. Froude verdanken wir eine sehr eingehende Darstellung der Schiffswellen, von denen er außer dem System der Bug- und Heckwellen mit den anschließenden seitlichen „echellonartigen“ Stufenwellen auch noch transversale Wellen unterscheidet, die senkrecht zu den Schiffsflanken stehen. Die Bug- und Heckwellen mit den nachfolgenden Stufen sind überall zu be-

obachten und bekannt. Die transversalen Wellen dagegen sind weniger auffällig und scheinen nicht notwendig bei allen Schiffsformen aufzutreten.

Die Entwicklung und Lage der Wellen hängt von der Fahrgeschwindigkeit ab. Man weiß, daß der Schiffswiderstand bei großen Geschwindigkeiten in ganz beträchtlichem Maße durch die Lage der Wellen, besonders der Heckwelle, beeinflußt wird. Ich habe daher bei meinen Versuchen, die Vorgänge unter der Wasseroberfläche festzustellen, zunächst mein Augenmerk auf die Heckströmungen gerichtet und untersucht, wie sie sich aus den Wirbelströmungen hinter einer querstehenden Platte entwickeln, wenn das gerade abgeschnittene Modell allmählich in eine angenäherte Schiffsform übergeführt wird. Der hierbei beobachtete Übergang der Wirbelung in eine glatte Wellenbewegung führte auf die nähere Untersuchung der freien Wellenphänomene. Wir fanden durch die photographische Analyse die Kraftliniensysteme der Wellen, die nun auch ein wertvolles Hilfsmittel für die Beurteilung der stationären Schiffswellen und ihre Beziehungen zum Schiff bilden.

Um recht deutliche und charakteristische Wellen zu erhalten, verwandte ich für die Untersuchungen ein Bootsmodell von „völliger", gedrungener Gestalt, das Herr Max Oertz mir herstellen zu lassen die Güte hatte. Die Länge über Deck beträgt 460 mm, die größte Breite 135 mm. Dieses Boot wurde mit dem nötigen Bleigewicht belastet und dann frei, selbsttrimmend, geschleppt.

Die dabei auftretenden Widerstandsphänomene wurde sowohl an der Wasseroberfläche wie im Innern des Wassers durch Stromlinien- und Kraftlinienphotogramme festgelegt.

a) Oberflächenströmungen am Schiff.

Das Modell wurde vermittels eines seitlich auf der Plattform des Wagens befestigten Auslegers vorauf geschleppt und die Kamera zunächst für Stromlinienaufnahmen im geeigneten Abstande über dem Modell an einem festen Gerüst mitgefahren.

Die so gewonnenen Bilder geben eine Übersicht über die beiden Wellensysteme, besonders schön in stereoskopischen Aufnahmen, aber fast ebenso deutlich auch im einfachen Photogramm. Die Bugwelle ist bei etwa 75 cm Fahrt — vergl. das Kraftlinienbild Fig. 2 Taf. XVII — bereits recht kräftig entwickelt und tritt weit stärker hervor als die Heckwelle. Sie hat eine parabelähnliche, im Scheitel von der Nase des Schiffes durchbrochene Form, und hinter ihren Flügeln erscheint neben der hinteren Schiffshälfte ihre erste

Schiffswellen an einem Bootsmodell von 460 mm Länge.

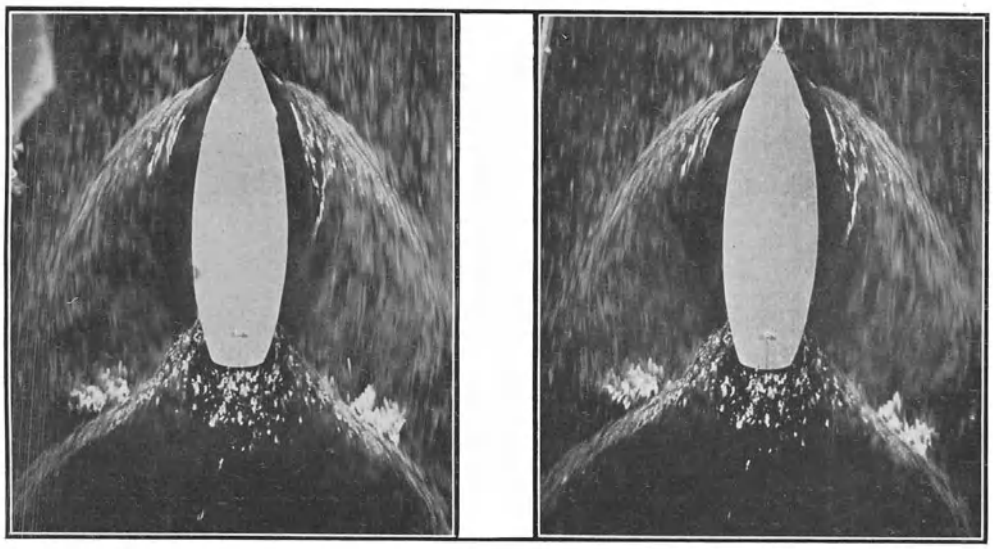


Fig. 1. Stereoskopbild der Wellen und Stromlinien im Wasserspiegel bei $v = 92$ cm/sek.

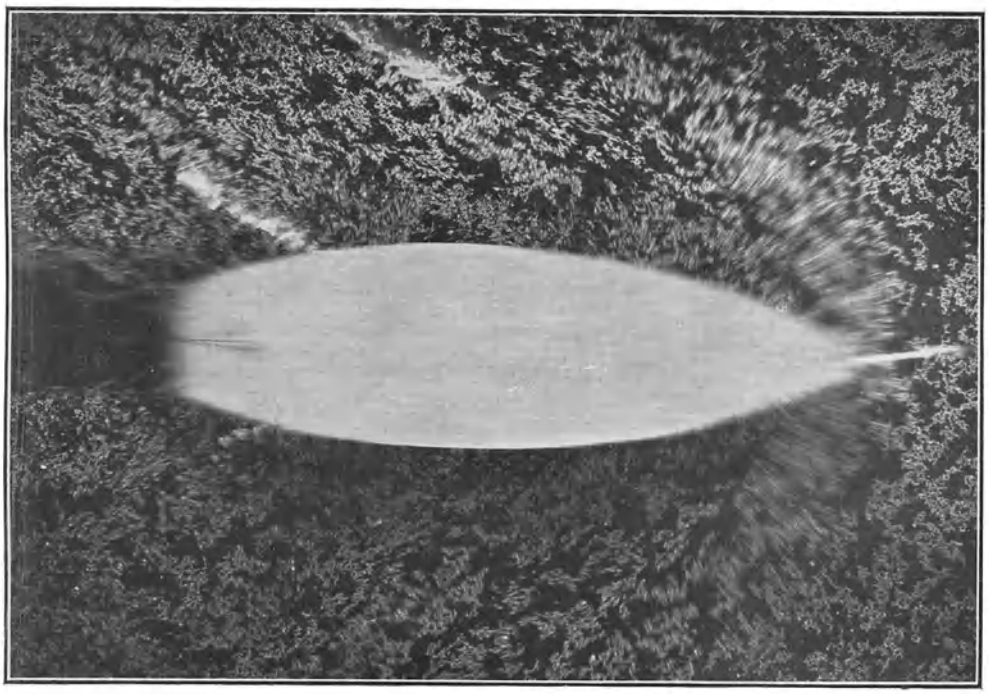


Fig. 2. Kraftlinien bei $v = 66{,}4$ cm/sek.

Stufenwelle, etwa 30° gegen die Fahrrichtung geneigt und der Heckwelle näher als der Bugwelle. Die Heckwelle ist noch schwächer als die Stufenwelle und hat nahezu dieselbe Flügelstellung wie diese. Die Stromlinien folgen natürlich den senkrechten Bewegungen der Wellen, haben aber daneben auch noch eine ausgesprochene seitliche Bewegung, da sie mit jedem Wellenberge nach außen, mit jedem Tal nach innen gebogen erscheinen. Diese horizontalen Ablenkungen sind es, welche die Form und Größe der Wellen auch im einfachen Flächenbilde so klar hervortreten lassen.

Mit zunehmender Fahrt werden alle Wellen verstärkt und etwas nach hinten gedrängt. Bei 92 cm Geschwindigkeit (Fig. 1 Taf. XVII) ragt die Schiffsnase weit durch den Scheitel der Bugwelle. Wie sich hier an den keilförmig gestellten Flanken das Wasser zum Gipfel der Bugwelle emporstaut, treten ähnliche Erscheinungen auf wie an einer quer im Strome stehenden Platte. Dort sahen wir, daß bei größeren Geschwindigkeiten der Gipfel des Stauhügels stets von Wassermassen gebildet wurde, die, von der Tiefe einer bestimmten Stromteilungslinie mit maximalem Druck emporgehoben, das Niveau aufbrachen und die ursprünglich über ihnen liegenden, oberflächlichen Schichten seitwärts abgleiten ließen. In ganz analoger Weise bricht auch hier am Bug des Schiffes eine scharf abgegrenzte Wasserschicht aus der Tiefe an die Oberfläche hervor, indem sie die mit sichtbaren Schwimmkörperchen bedeckten oberflächlichen Schichten zur Seite schiebt und das ganze Schiff von vorn bis hinten umhüllt.

Die zweite Stufe der Bugwelle ist jetzt soweit nach hinten gerückt, daß sie sich an die Flügel der Heckwelle anschließt. Diese selbst tritt kräftig hervor und ragt nun weiter als die Bugwelle seitlich hinaus. Erwähnt sei noch, daß bei ca. 1 m Fahrt die Enden der Heckwellenflügel nach hinten gebogen sind, daß sie aber bei 1,20 m sich hakenförmig nach vorn krümmen. Die weitere Ausgestaltung der Wellen ist in hohem Maße von der Breite und Tiefe des Fahrwassers abhängig und soll hier nicht weiter verfolgt werden.

Die mit stehender Kamera vom Wasserspiegel genommenen Kraftlinienbilder (Taf. XVII) zeigen das mit seinen Wellen im ruhenden Wasser fortschreitende Schiff. Ähnlich wie an der Vorderseite einer Querplatte entstehen am Bug radial nach vorn gerichtete Kraftlinien, die jederseits wie ein Schwarm feiner Geschosse in das Medium vordringen und so die Bugwelle erzeugen. Das Zurückschwingen der Wasserteilchen, welche die Bugwelle durchschritten haben, ihr erneuter Anstieg zur ersten Staffelwelle und endlich zur Heckwelle, ist in allen Einzelheiten zu verfolgen. Der blanke, von zahl-

reichen Wirbeln flankierte Nachstrom bezeichnet die Spur des Schiffes. Die saugenden Kräfte, welche die Heckwelle entstehen lassen und unterhalten, zeigen im Niveau eine ganz analoge Anordnung wie die der Bugwelle, nur ist die Richtung entgegengesetzt, da es sich hier um anziehende, dort um abstoßende Bewegungen handelt.

b) Strömungen am Schiff im Innern des Wassers.

Für die Untersuchung der Schiffsströmungen im Innern des Wassers habe ich zunächst einige einfach gestaltete Klotzmodelle anfertigen lassen, die bei quadratischem Querschnitt am vorderen Ende von den Seiten her schiffsähnlich zugeschärft waren und am hinteren Ende eine verschiedene Gestaltung erhielten. Es sollte ermittelt werden, welcher Art die so wichtigen Strömungen am Heck eines prahmartigen Schwimmkörpers sind, und wie sie sich ändern, wenn die Form des Körpers schrittweise in die eines Schiffes übergeführt wird. Zu diesem Zweck wurde das eine Modell hinten gerade, das andere schräg, nach hinten übergeneigt, abgeschnitten, und das dritte erhielt eine zylindrische Abschlußfläche (Fig. 20).

Formen von Blockmodellen zur photographischen Analyse der Schiffsströmungen.

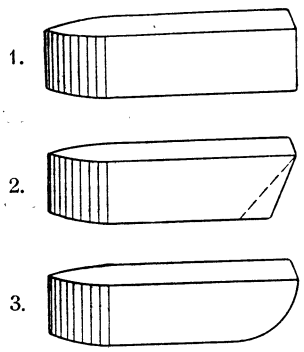


Fig. 20.

Die Modelle wurden tief eintauchend in starrer horizontaler Lage durch das Wasser geführt und zunächst mit fahrender Kamera die Strömungen am Heck untersucht. Die Körper erscheinen bei dieser Anordnung, wie wenn sie in einem Strome ruhend verankert wären. An dem gerade abgeschnittenen ersten Modell (Fig. 1 Taf. XVIII) sind die Vorgänge ganz ähnlich wie hinter einer quer im Strome stehenden Platte. Ein halber Wirbelring erfüllt den Raum hinter der Endfläche. Der über die Bodenfläche gleitende Strom wendet sich hinter dem Wirbel im Bogen nach oben und erzeugt so den Kamm einer Heckwelle wie hinter einer einfachen Querplatte. Von hier aus zieht der Nachlauf durch den Wirbelbogen gegen die Heckfläche und an dieser senkrecht nach unten bis zum Unterstrom.

An solchen Photogrammen, die mit stehender Kamera aufgenommen denselben Vorgang im ruhenden Wasser veranschaulichen tritt der ganze Halbwirbel als eine dem Modell folgende, kräftige Nachströmung in die Erscheinung,

Strömungen am Heck der Blockmodelle. (Textfigur 20.)
Im Stereoskop zu betrachten.

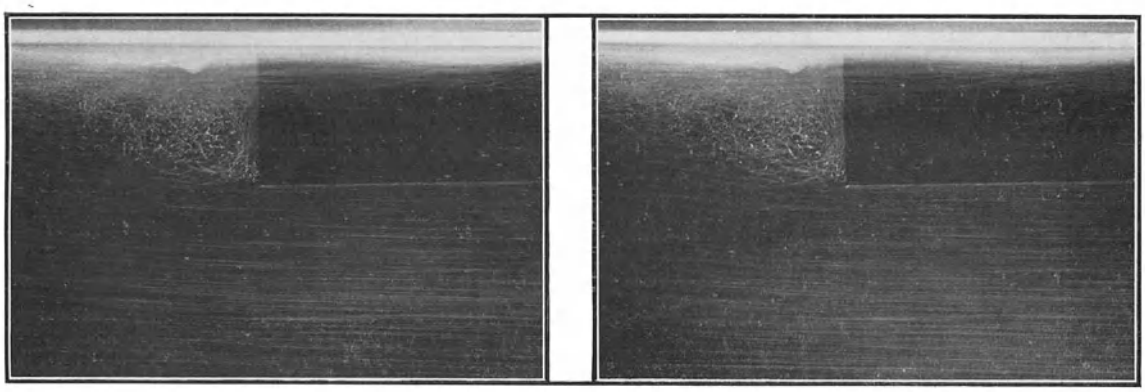


Fig. 1. $v = 52$ cm/sek.

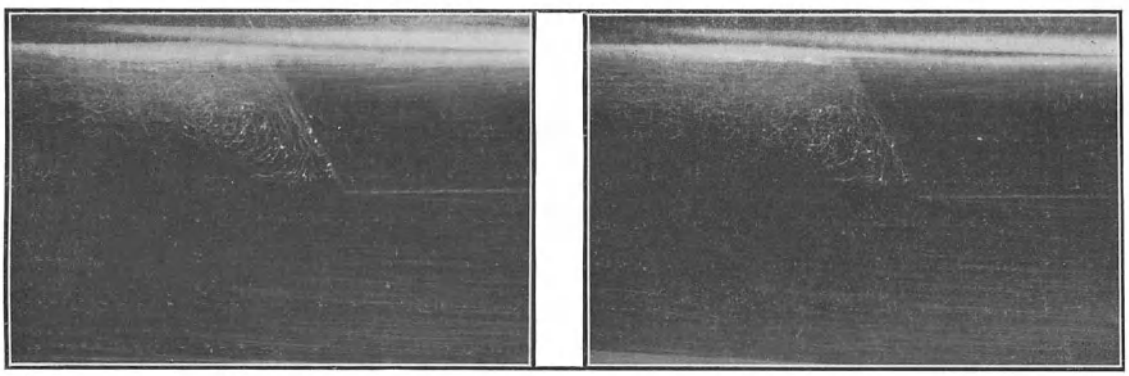


Fig. 2. $v = 50{,}8$ cm/sek.

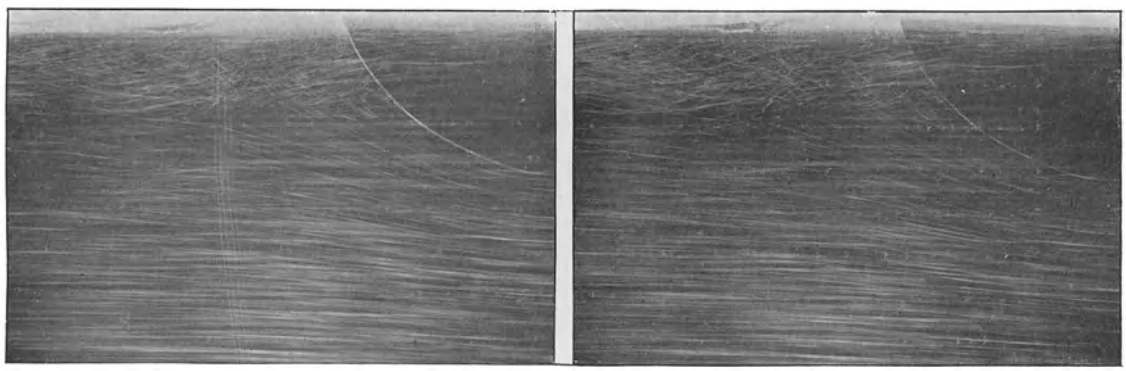


Fig. 3. $v = 52{,}6$ cm/sek.

die ein wenig nach vorn herabsinkt und an ihren Grenzflächen mit feinen Wirbelrollen bedeckt ist. Daneben aber sieht man ein breites System elliptischer Stromlinien, die um jene kleinen Wirbel als Brennpunkte von den Seiten und namentlich von unten her gegen den Nachstrom einlenken, und auf denen das Wasser aus der Umgebung des schwimmenden Körpers nach hinten gezogen wird. Wir wollen diese interessante Bewegung, die uns weiterhin näher beschäftigen wird, hier kurz als Sogstrom bezeichnen.

Das Modell mit schräg abgeschnittener Heckfläche ergab keinen wesentlichen Unterschied im Stromverlauf gegenüber dem gerade abgeschnittenen Körper. Da die Neigung der Endfläche nur 60° beträgt, kann sich der Wirbelring im Strome ohne erhebliche Formänderung dem einspringenden Raume hinter dem Modell anschmiegen, wie es Fig. 2 Taf. XVIII zur Anschauung bringt. Auch eine weitere Abschrägung des Hecks auf 45° Neigung hatte keinen anderen Erfolg, da die Stromlinienbewegung einen plötzlichen Übergang in eine andere Richtung nicht gestattet.

Ganz anderer Art sind die Erscheinungen an dem zylindrisch abgerundeten Heck. (Fig. 3 Taf. XVIII.) Der halbe Wirbelring ist völlig verschwunden. Das Wasser zieht in schön geschwungenen Bahnen vom Boden her über die gewölbte Fläche empor und wendet sich zur Bildung einer Heckwelle in schlanken S-förmigen Linien nach hinten. Der gerundete hintere Abschnitt des Schwimmkörpers nimmt somit hier die Stelle des Wirbelhalbringes ein und bedingt den glatten Aufstieg und Abfluß des Unterstromes. Von den Seitenströmen nehmen nur die innersten Schichten einen allerdings sehr auffälligen Anteil an der Heckströmung. Da ihnen im Gegensatz zum Unterstrom der Eingang in den Saugungsraum hinter dem Körper durch die scharfen Hinterkanten erschwert ist, so drängen sie zwar auch nach innen und oben, aber da die Bewegung nur in Stromlinien erfolgen kann, so entstehen schon an den unteren, nach vorn gebogenen Teilen der Hinterkanten feine spiralig nach oben schlängelnde Wirbelbahnen, die ansteigend immer mehr Wasser in ihre Bewegung hineinziehen und endlich am Niveau horizontal nach hinten abgelenkt werden. So hängen sie wie lange, nachschleppende Zöpfe (Fig. 21) hinter den oberen Heckkanten. Die linksseitige Spiralbewegung ist die eines rechtsdrehenden, die rechtsseitige die eines linksdrehenden Strudels. Zwischen beiden erhebt sich der Unterstrom zur Kuppe der Heckwelle, und seine seitlichen Stromlinien nehmen Teil an der Strudelbewegung.

Die Vorgänge sind somit ähnlich denen an der Rückseite flach geneigter schräger Platten mit dem Unterschiede, daß hier auch der Oberrandbogen

des Wirbelringes fehlt. Wenn aber der Körper so tief eingetaucht wird, daß auch die obersten, mehr senkrechten Areale der gewölbten Heckfläche benetzt werden, so treten im Niveau an diesen Flächenteilen auch wieder Reste des Wirbelbogens auf, und ebenso geschieht es, wenn durch gesteigerte Fahrt die Benetzung durch die steiler emporstrebende Heckwelle vollzogen wird.

Im ruhenden Wasser zeigen die mit stehender Kamera aufgenommenen Photogramme das typische Bild einer mit der Fahrgeschwindigkeit des Modells fortschreitenden Welle, deren Tal an den Seiten des Schwimmkörpers liegt und deren höchste Erhebung als Heckwelle dem Körper folgt.

Die Stromlinien in der Umgebung eines normal gestalteten Schiffskörper sind der Hauptsache nach Wellenlinien des Bug- und Heckwellensystems. Dies tritt am besten in Seitenansichten der Strömungen hervor, wie in Fig. 1 Taf. XIX. Das Schiffchen war als Hintergrund für die Stromlinien

Spiralströmung an den Hinterkanten des Blockmodells Fig. 20. 3.

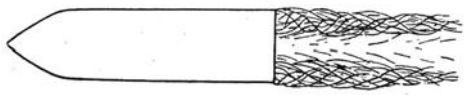


Fig. 21.

mattschwarz gestrichen, die Konturen weiß, da sich der Rumpf sonst kaum auf der Platte abgebildet haben würde. Der Blick ist schräg von unten gegen das Niveau gerichtet, um möglichst die Vorgänge in den beiden Wellenbergen mit zur Anschauung zu bringen. Die Wellennatur der gesamten Strömung tritt so klar hervor, daß sie keiner näheren Beschreibung bedarf. Von besonderem Interesse ist die Art der Stromteilung und Ablenkung am Bug. Sie wird in ähnlicher Weise eingeleitet, wie vor einer einfachen Querplatte. In einer gewissen Tiefe unter dem Niveau verlaufen die Stromlinien nahezu horizontal gegen den Steven. In der darüber liegenden Schicht werden sie nach oben bis zum Kamm der Bugwelle abgelenkt, um dann zum Wellental hinabzusinken; unterwärts erfahren sie nur eine zwar schwache Ablenkung nach unten, aber diese tritt bereits um so weiter vor dem Steven ein, je tiefer die betreffende Wasserschicht liegt, während die Stauung der oberflächlichen Wasserschichten erst nahe am Schiff beginnt. Die gesamte Pressung des Wassers durch das Schiff ist naturgemäß am größten in der Mitte des ganzen Strömungssystems, d. h. in der vertikalen Wasserschicht, welche in der Bahn des Stevens liegt und von diesem gespalten wird. Indem die Bugflanken

diese Schicht auseinanderkeilen, schmiegt sie sich der Schiffsform an und drängt, zum Kamme der Bugwelle emporgepreßt, auch die seitlichen Wassermassen, die nicht direkt mit der Schiffshaut in Berührung kommen, nach und nach aus ihrer Bahn. Wir haben bereits bei der Betrachtung der Erscheinungen im Wasserspiegel gesehen, daß bei hinreichender Geschwindigkeit die Pressung der innersten Schicht zu einem Aufbruch der Bugwelle und zu einer seitlichen Verdrängung ihrer eignen, der Oberfläche benachbarten Bestandteile führt, und daß daher dann Tiefenwasser das Schiff umhüllt. Aus seitlichen Stereoskopaufnahmen ergibt sich nun, daß die Art dieser Verdrängung am besten mit einer pflügenden Bewegung zu vergleichen ist, bei der das Unterste zu oberst gekehrt wird. Wie in Fig. 22 skizziert, wird am Steven die oberste mediale Wasserschicht durch die darunter liegende und schiffswärts hinter ihr emporsteigende Schicht von der Bugwand verdrängt und nach unten zur Tiefe abgelenkt; ebenso die zweite Schicht durch die dritte usw. Wir erhalten danach am Bug ein kreuzendes Stromliniensystem von sehr eigenartiger Form, dessen Existenz um so mehr überraschen muß, als damit eine Strömung nachgewiesen ist, die von der Höhe und dem vorderen Umfang der Bugwelle direkt unter den Schiffsboden führt. Es muß somit ein Druckgefälle in der Richtung dieser Strömung vorhanden sein, dessen Minimum unter dem Schiffsboden liegt. In der Tat zeigt der Stromlinienverlauf unter dem Schiffsboden, und der Vergleich mit der Bodenform des Modells, daß hier eine Inkongruenz vorliegt, daß die wellenförmigen Linien stärker nach unten ausgebogen sind als die mehr der Kiellinie folgende Schiffsform, und daß daher unter dem Boden ein nicht unbeträchtlicher Minderdruck vorhanden sein muß, dessen Saugung jenem Tiefenstrom die Richtung gab.

„Pflügende“ Bewegung im Innern der Bugwelle.

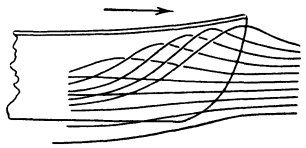


Fig. 22.

Bei großen Schiffen ist überall das „pflügende“ Überwerfen der Bugwelle zu beobachten, man spricht daher wohl geradezu von einem Pflügen der Schiffe durch die See. Bei manchen kleineren, breiten Fahrzeugen führt es zu einer auffällig heftigen, brausenden Wirbelung der Bugwelle. Aber nicht nur in solchen Fällen, sondern bei größerer Fahrt ganz allgemein, scheint durch diesen Vorgang Luft mitgerissen und in die Tiefe entführt zu werden. Diese Luft, im Verein mit den Luftblasen, die etwa im Innern von Reibungswirbeln oder in dem eben erwähnten Saugungsgebiet unter dem Schiffsboden

aus der Lösung im Wasser entbunden sind, ist es, die man weiterhin an den Schiffsflanken überall wieder emporsteigen sieht und deren Herkunft bis dahin nicht einwandsfrei festgestellt war.

In diesem Zusammenhange möge noch bemerkt sein, daß die so durch den „Pflugstrom“ bewirkte fortgesetzte Durchlüftung des Schiffsbodens nicht vorteilhaft für die Erhaltung der Schiffshaut und ihres Anstriches sein kann, da die Oxydation der Anstrichstoffe und des Metalls dadurch beschleunigt wird und da ferner jener luftführende Strom von der Oberfläche des Wassers auch das oberste Plankton, Myriaden kleiner und kleinster Organismen, niederführt und so die besten Existenzbedingungen für den mit Recht so gefürchteten Anwuchs der Seepocken schafft.

Für die Ökonomie des Schiffsantriebes sind zweifellos solche Schiffsformen die besten, welche den einfachsten und glattesten Stromlinienverlauf ergeben. Es wird daher weiterhin zu prüfen sein, ob man nicht eine Form soweit an die Stromlinien anpassen kann, daß das Wasser den Raum unter dem Boden glatt ausfüllt unter Vermeidung jenes „niedergepflügten“, besonderen Stromganges.

Verfolgt man übrigens die in die Tiefe ziehende gekreuzte Strömung unter dem Schiffsboden, so macht sie durchaus den Eindruck, wie wenn sie den in der Bugwelle empfangenen Torsionsantrieb auch fernerhin beibehielte. Man sieht, daß das Wasser neben dem Kiel mit einer schwachen drehenden Bewegung nach hinten zieht. Der Sinn der Drehung ergibt sich aus den Vorgängen in der Bugwelle, er ist also an der rechten Schiffsseite linksdrehend, an der linken rechtsdrehend.

Die Drehbewegung ist somit von gleichem Sinn und gleicher Art, wenn auch weit schwächer, wie die in Fig. 3 Taf. XVIII abgebildeten Strudel an den Hinterkanten eines gerade abgerundeten Blockmodells. Sie kann daher auch sehr wohl ihre Ursache in der „völligen“ Form des Hecks unseres Schiffchens haben, denn der wesentliche Unterschied der beiden Formen liegt doch nur darin, daß die scharfen Hinterkanten jenes Blockmodells beim Schiff abgerundet sind. Die Abrundung reicht aber offenbar noch nicht aus, um bei der gewählten Fahrgeschwindigkeit eine gute Stromlinienführung zuzulassen.

In Verbindung mit diesen Gedanken hat die Untersuchung der Stromlinien am vorderen Teil und am Boden des hinten flach abgeschrägten Blockmodells (Fig. 20, 2) zu recht lehrreichen Ergebnissen geführt, die ich hier kurz mitteilen möchte.

Stromlinien im Innern des Wassers an schiffsförmigen Körpern, schräg von unten gesehen.

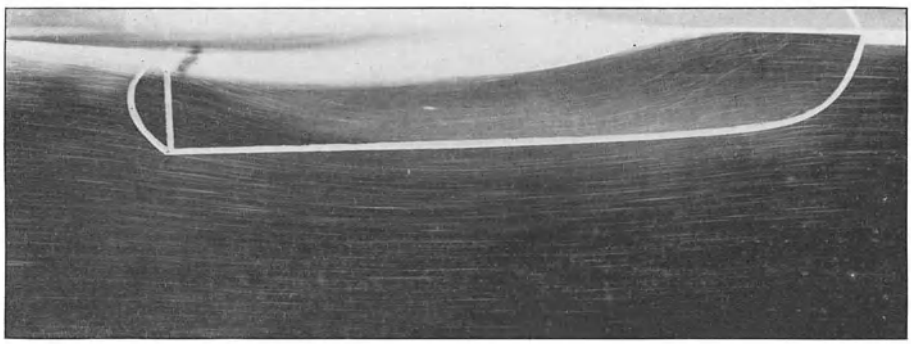


Fig. 1. Bootsmodell von 460 mm Länge. $v = 84$ cm/sek.

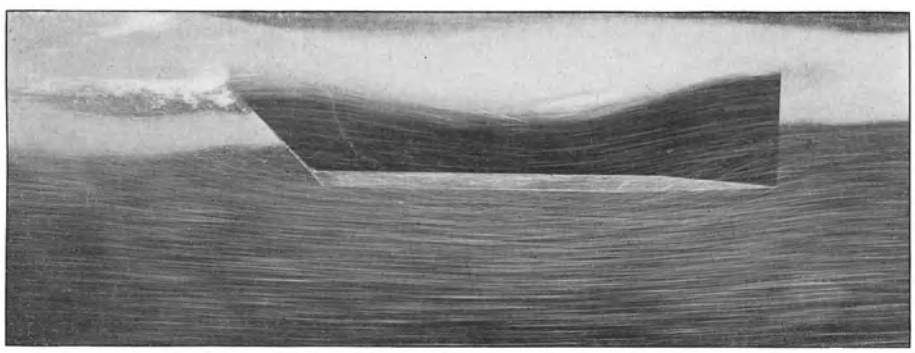


Fig. 2. Blockmodell mit plattem Boden und unter 45° abgeschrägter Heckfläche. $v = 73$ cm/sek.

Die bei verschiedenen Geschwindigkeiten ermittelten Stromlinien zeigen auch an diesem Modell, besonders bei größerer Fahrt, sehr deutlich die von der Bugwelle ausgehende drehende, pflügende Bewegung. Sie bleibt aber bei dem gewählten großen Tiefgange der Oberfläche nahe und zeigt nur mittschiffs stärkere Ausbuchtungen, die nicht ganz bis zum Boden hinabreichen und sich dann wieder emporschwingen.

Dagegen sieht man an den Unterkanten der Bugflächen (Fig. 2 Taf. XIX) die Stromlinien von vorn und oben gegen den Boden des Modells herumliegen und so unter dem Boden jederseits einen nach hinten ziehenden Drehstrom bilden. Von unten her treten weitere Wassermassen in den Raum zwischen den beiden Drehströmen, um mit ihnen zusammen eine Art Kalotte unter dem platten Boden zu bilden, welche von den äußeren Stromlinien glatt umflossen wird. Das Wasser formt hier also selber durch Bildung eines Supplements die schlechte Form des Schiffsbodens soweit um, wie es die Stromlinienbewegung erfordert. Aber das Wasser des Supplements ist nicht in Ruhe, sondern in lebhaft drehender Bewegung, und die zur Unterhaltung dieser Bewegung erforderliche Kraft steht im Verlustkonto des Schiffes.

Bemerkenswert ist der Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf die Entstehung und den Verlauf der Bodenströme. Bei geringer Fahrt vollzieht sich die Bildung der Drehströme im Bereich der vorderen Zuschärfung des Modells. Beide ziehen dann unter dem Boden entlang ohne sichtbare Einwirkung auf die Flankenströme. Sie sind noch beim Eintritt in die Heckwelle hinter dem hier vorhandenen Heckwirbel deutlich zu erkennen.

Ist dagegen die Fahrt sehr groß, in unserm Fall über einen Meter, so sieht man über die ganze Schiffslänge das Wasser von den Seiten her um die Längskanten des Bodens nach unten und innen einschwenken und sich an der Gestaltung der Drehströme beteiligen. Das Wassersupplement unter dem Boden hat dann, entsprechend dem weiten Schwung der Stromlinien seine stärkste Entwicklung erst am Heck erreicht und schmiegt sich dahinter dem Heckwirbel an.

Bei mittlerer Fahrgeschwindigkeit endlich (Fig. 2 Taf. XIX) liegt die tiefste Ausbuchtung der Stromlinien unterhalb der Mitte des Bodens. Sie ziehen dann aber nicht, wie bei langsamer Fahrt nahezu parallel zum Boden nach hinten, sondern schwingen schon vorher zur Heckwelle empor, so daß sie gegen den letzten Abschnitt des Schiffsbodens treffen und die dorthin ziehenden Drehströme verdrängen. Der Strom geht nun, umgekehrt wie am Bug, von unten um die Längskanten des Bodens zu den Flanken und wiederum

unter Bildung eines Drehstromes nach außen und oben. Der Sinn der neuen Drehung ist somit entgegengesetzt wie unter dem Vorderteil des Modells.

Ein Kraftverlust war die Bildung der vorderen supplementären Drehströme; es kostet fast die gleiche Kraft, wenn die Drehung mittschiffs aufgehoben wird und wenn sie endlich am hinteren Schiffsboden vom neuen im entgegengesetzten Sinne erzeugt wird. In den Photogrammen sieht man die durch die schlechte Schiffsform vergeudete Kraft in Gestalt der Drehströme nach hinten aus dem Bereich des Schiffes entweichen.

Die Kenntnis der Schiffsströme ist auch für das Verständnis der Propellerwirkung von nicht unerheblicher Bedeutung.

Am Heck des Bootsmodells zeigen unsere Photogramme eine ziemlich glatte vom Boden aufsteigende Stromlinienbewegung, zwar ohne Wirbelbildung, aber mit den unverkennbaren Merkmalen einer Drehung im Sinne des oben besprochenen „Pflugstromes“. Sehen wir zunächst hiervon ab, so nimmt, der Wellenform der Stromlinien entsprechend, die ansteigende, vertikale Komponente der Bewegung nach oben zu, das Wasser entfernt sich also unten schneller vom Schiff als oben. Da in diesem Strome bei großen Schiffen die Schrauben zu arbeiten haben, so ist klar, daß deren Flügel oberhalb der Welle einen größeren nützlichen Widerstand finden werden, als in dem mehr forteilenden Strome unterhalb der Welle, woraus sich die bekannte ungleichmäßige Beanspruchung der Flügel auf ihrer Kreisbahn ergibt.

Sofern auch bei großen Schiffen, woran kaum zu zweifeln, der vom Boden heraufsteigende Strom die drehende Tendenz bewahrt, die er in der Bugwelle erhalten hat, muß diese Drehung auch auf die Arbeitsweise und Beanspruchung der Propeller einen vielleicht nicht unerheblichen Einfluß ausüben. Da nämlich die Drehung auf beiden Seiten des Schiffes im entgegengesetzten Sinne verläuft, so wird eine Einzelschraube in der Mittelstellung vor dem Rudersteven, gleichviel ob sie rechtsläufig oder linksläufig arbeitet, auf der einen Seite vom Steven mit, auf der anderen gegen die Stromdrehung wirken und demgemäß hier einen stärkeren, dort einen schwächeren Widerstand finden. Es mußte also beim Durchgang der Flügel durch die senkrechte Stellung oder durch den höchsten Punkt der Kreisbahn — unten beim Kiel arbeitet der Flügel im freien, nicht drehenden Wasser — ein plötzlicher Übergang von hoher zu tiefer Beanspruchung vorhanden sein, der sich vermutlich als Ursache von Vibrationen geltend machen würde. Es ist mir gegenwärtig nicht bekannt, ob Beobachtungen vorliegen, die diesen Schluß bestätigen. Jedenfalls scheint mir in dem unvermittelten Übergange der Flügel in ent-

Kraftlinien im Wasser am Schiffskörper. Fahrt nach rechts.

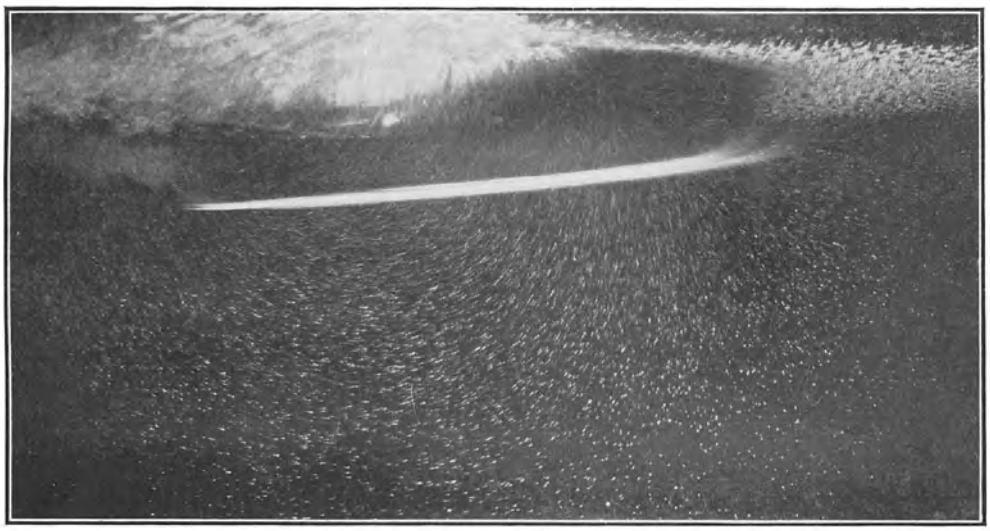


Fig. 1. Übersichtsbild, schräg von unten gesehen. $v = 114$ cm/sek.

(Der in der Fahrtrichtung ansteigende weiße Streifen bezeichnet die Lage des Kiels während der Aufnahme.)

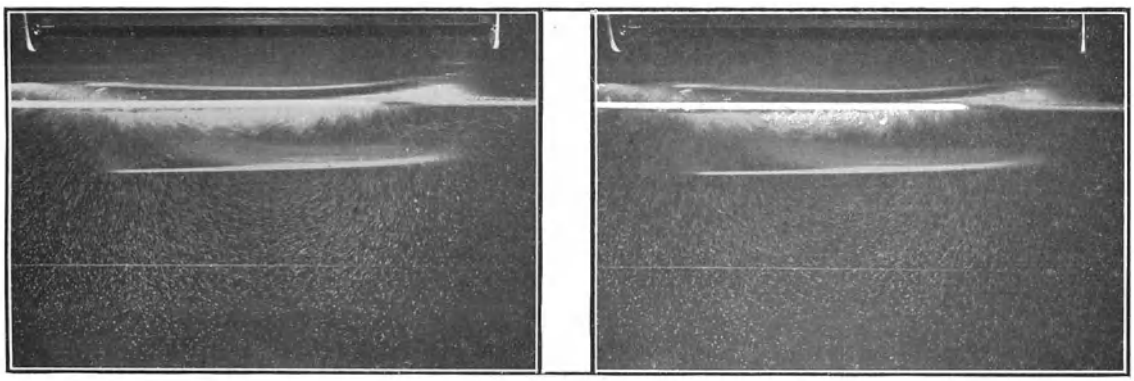


Fig. 2. Stereoskopbild, von der Seite gesehen. $v = 91$ cm/sek.

(Die feine weiße Horizontallinie ist das Bild eines im Wasser ausgespannten dünnen Drahtes und dient zur Bestimmung der Trimmlage des Schiffes.)

gegengesetzt geartete Strömungen weit eher ein Grund zu Vibrationen zu liegen, als in dem allmählichen Auf- und Absinken in einem gleichförmig veränderten, nicht drehenden Strome.

Stehen zwei Propeller hinter dem Schiff, so arbeitet jeder in einem gesonderten Strome und es finden so schroffe Übergänge wie bei einem Einzelpropeller nicht statt. Immerhin könnte auch hier die Stromdrehung einen gewissen Einfluß auf die Beanspruchung des oberen Flügels ausüben. Würde z. B. der rechtsseitige Propeller links drehen, so würde die Drehung des heraufkommenden Stromes, da sie entgegengesetzt ist, im ganzen vermutlich zu ihrer Einfügung in den Schraubenstrahl mehr Kraft absorbieren, als bei rechts drehe dem Propeller.

Ich möchte jedoch nicht unterlassen, zu betonen, daß über diese Fragen weitere Untersuchungen mit anderen Modellformen notwendig sind, damit man bestimmt weiß, ob bei weniger völligen Heckformen auch eine derartige Drehung in den fraglichen Strömen vorhanden ist und wie weit sie sich in den Wirkungsbereich der Schrauben erstreckt.

Von hervorragendem Interesse schien mir die Aufgabe, durch die Momentphotographie das System der Kraftlinien zu ermitteln, die mit dem Schiff auf seiner Fahrt durch das Wasser fortwandern und auf denen sich die Wechselwirkungen zwischen Schiff und Wasser vollziehen.

In Fig. 1 u. 2 Taf. XX ist eine einfache und eine stereoskopische Aufnahme dieser Art reproduziert und der Deutlichkeit wegen in Fig. 23 ein schematischer, nach den Photogrammen hergestellter etwas seitlich liegender Längsschnitt durch das Kraftliniensystem hinzugefügt.

Man wolle beachten, daß die Stellung des Schiffchens im Photogramm aus der Lage der weißen Linie seines Kiels zu ersehen ist, während die Konturen von Bug und Heck infolge der Schiffsbewegung undeutlich und verwischt erscheinen. Bei der Aufnahme des stereoskopischen Bildes standen die Objektive der Kamera in der Höhe des Niveaus, während die einfache Aufnahme in größerem Maßstabe eine Ansicht von einem tieferen Standpunkte wiedergibt, so daß man schräg gegen die Unterseite des Wasserspiegels und der Bugwelle sieht.

Das Kraftliniensystem des benutzten Schiffsmodells ist das der Rückschwingung eines großen Wellentales, dem sich vorn und hinten die vorschwingenden Systeme der Bug- und Heckwelle an-

gliedern. Die beiden Trennungs- oder Übergangslinien der drei Systeme stehen nicht senkrecht wie bei ungestörten freien Wellen, sondern sind gegen die Horizontale geneigt, die vordere stärker als die hintere. Mit zunehmender Fahrt richtet sich die vordere Linie mehr horizontal, die hintere mehr senkrecht. Zugleich wandern die Endpunkte der Übergangslinie im dynamischen Niveau weiter nach hinten. Diese Unsymmetrie ist das Zeichen der Bewegung und des aufgehobenen Gleichgewichts der Kräfte, welche an der vorderen Schiffshälfte ausgegeben und an der hinteren nur zum Teil zurückerstattet werden. Die Kräfte am Vorderschiff wirken mehr in der Fahrtrichtung, die des Hinterschiffs mehr nach oben.

System der Kraftlinien eines fahrenden Bootes. (Schematischer Längsschnitt.)

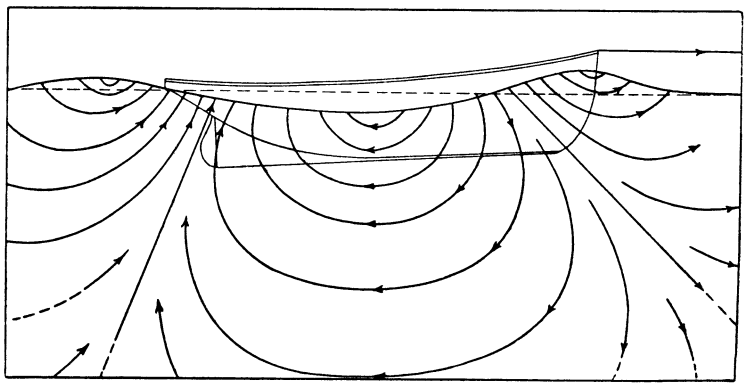


Fig. 23.

Dennoch ist die Summe der hebenden Kräfte am Vorderschiff größer als am Hinterschiff, da die hebenden Komponenten der Heckwelle nur zum Teil auf den Schiffskörper selbst gerichtet sind, zum Teil aber dahinter liegen. Das Verhältnis wird noch ungünstiger bei zunehmender Fahrt, da dann beide Wellensysteme noch weiter nach hinten verschoben und die Hubkräfte der Heckwelle noch mehr aus dem Bereich des Schiffes entrückt werden. Das Heck sinkt daher immer tiefer hinab und der Kiel nimmt eine nach vorn ansteigende Lage an.

Die Folge dieser schrägen Stellung ist, daß auch der von dem Schiffe im Wasser durchstrichene Raum größer wird. Das Schiff fährt gleichsam immer bergauf über den Rücken der mitwandernden Bugwelle, und die Linienführung oder die Form des Rumpfes, die für horizontale Trimmlage gedacht ist, ist dann ein weiteres, die Fahrgeschwindigkeit im ungünstigen Sinne beeinflussendes

Einfluß der Fahrwassertiefe auf das Kraftliniensystem eines Schiffes.

Fig. 1. Das Fahrwasser ist durch eine eingebaute Glasplatte etwa gleich dem doppelten Tiefgange des Schiffes gemacht. $v = 120$ cm/sek.

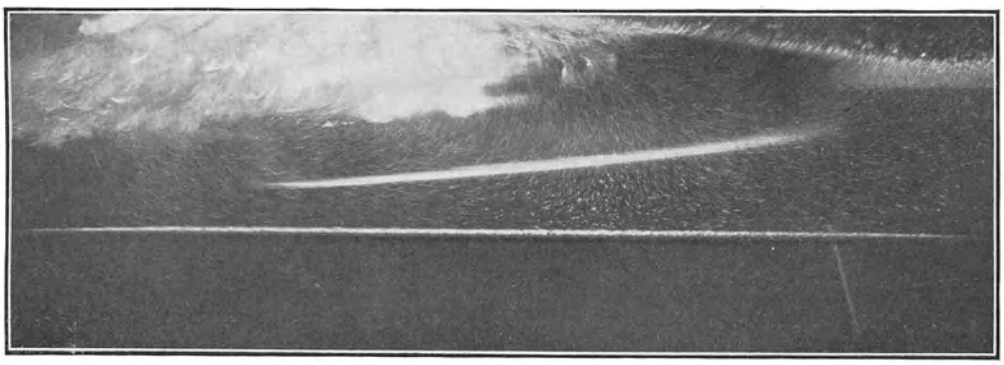


Fig. 2. Fahrwasser noch weiter verflacht. $v = 121{,}4$ cm/sek.

Moment. Sobald die angegebenen Merkmale auffällig in die Erscheinung treten, zeigen sie, daß Schiffsform und Fahrgeschwindigkeit nicht genügend gegeneinander abgestimmt sind. Man könnte nun vielleicht die horizontale Trimmlage des Schiffes durch Verschiebung des Schwerpunktes nach vorn oder des Deplacements nach hinten erreichen, indem man, ähnlich wie bei der Tetraëderform, die Spanten im Vorschiff mehr V-förmig, die im Hinterschiff mehr U-förmig gestaltet. Es würde dann aber immer noch darauf ankommen, ob dadurch auch eine solche Lage der Heckwelle am Schiff erreicht wird, bei der ein Maximum von vorschwingender Wellenenergie direkt am Heck im Sinne der Fortbewegung dem Schiff zurückerstattet wird, oder indirekt durch die Propeller ausgenutzt werden kann.

Es ist bekannt, daß man in der Praxis durch Verlängerung an Schiffskörpern sehr günstige Fahrtergebnisse erzielt hat. Dieser Erfolg ist offenbar nur dem Umstande zuzuschreiben, daß durch das Hinausschieben des hinteren Schiffsabschnittes die Heckwelle in eine wirksamere Lage zum Schiff gebracht wurde.

Die Anordnung und der Wirkungsbereich des Kraftliniensystems der Schiffe ist von der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Bei einer Fahrt wie in Fig. 1 Taf. XX reichen die Kraftlinien erheblich über die vierfache Tauchtiefe des Schiffes hinab, und wir wissen, daß ein flaches Fahrwasser einen verlangsamenden Einfluß auf die Schiffsgeschwindigkeit ausübt. Es lag daher der Gedanke nahe, zu ermitteln, in welcher Weise sich dieser nachteilige Einfluß an dem System der Kraftlinien äußert.

Zu diesem Zwecke wurde in dem Versuchstank in einem gewissen Abstande über dem Fenster des Bodens eine große horizontale Glasscheibe angebracht und sodann bei verschiedenem Wasserstande das Kraftliniensystem des vorüberfahrenden Schiffes photographiert.

Die Wirkung der ungleichen Tiefe des Fahrwassers ergibt sich mit großer Klarheit durch den Vergleich der Fig. 1 Taf. XX und der beiden Abbildungen auf Taf. XXI. Das erste dieser drei Bilder zeigt das normale Kraftliniensystem im tiefen Wasser, im zweiten hat das Schiff etwa soviel Wasser unter dem Kiel, wie die Tauchtiefe beträgt, im dritten nur halb soviel.

Im tiefen Wasser sieht man das gesamte Wasser unter dem Schiff in einer gleichmäßigen Wellenschwingung von vorn nach hinten begriffen. Im zweiten Bilde setzt die Bewegung in derselben Weise an den Flanken des Schiffsrumpfes ein, wird aber nur an den letzten zwei Dritteln des Schiffes unter starker Zusammenpressung der Kraftlinien und mit beschleunigter Be-

wegung durchgeführt, während im ersten Drittel die rückwärtige Bewegung alsbald in eine nach vorn gerichtete übergeht. Zwischen beiden entgegengesetzten Strömen ist das Wasser an der Grundfläche in Ruhe, d. h. hier befindet sich ein Druckmaximum, von dem das Wasser nach vorn und nach hinten (wie auch seitwärts) abfließt. Das Schiff muß also ein beträchtliches Quantum Wasser wie einen vorn unter seinem Kiel befestigten Hemmschuh über den Grund der Fahrrinne voraufschieben. Die hierzu verbrauchte Kraft ist verloren und wird auch nicht durch die höhere Stauung der Bugwelle und die dadurch beschleunigte Rückschwingung des Wasserrestes unter den Hinterschiff wiedergewonnen, denn das Heck sinkt herab und die Lage des Schiffes zur Bewegungsrichtung wird eine ungünstige.

Bei noch flacherem Fahrwasser (Fig. 2 Taf. XXI) rückt das Druckmaximum unter dem Kiel noch weiter nach hinten, die Hemmung wird größer und die Rückströmung zum Heck immer geringer, bis endlich das Schiffsruder und das Kielende den Boden berühren.

Der Übergang eines Fahrzeuges aus tiefem in flaches Wasser und umgekehrt ist bisweilen mit einer fast ruckartigen Änderung der Fahrgeschwindigkeit und der Schiffswellen verbunden. Es ist daher von Interesse, die Vorgänge kennen zu lernen, die diese auffällige Widerstandsänderung bedingen. In der Versuchsrinne wurde ein Übergang vom tiefen zum flachen Fahrwasser durch die vorher benutzte Glasplatte hergestellt, die hierzu mit ihrem Ende bis in die Mitte des Gesichtsfeldes verschoben wurde.

Die Fig. 1 u. 2 Taf. XXII veranschaulichen in trefflicher Weise die Änderungen, die das Kraftliniensystem bei einer plötzlichen Verflachung oder Vertiefung des Fahrwassers erfährt. Die Vorgänge sind nach den vorangegangenen Erklärungen ohne weiteres verständlich. Es sei nur noch besonders auf das Druckmaximum hingewiesen, das im flachen Wasser unter dem Vorderschiff liegt, beim Übergang des Schiffes in tiefes Wasser aber über dem Rande der Glasplatte stehen bleibt und so unter dem vorüberziehenden Schiff entlang läuft. Das Herabsinken des Vorderschiffes in die mehr horizontale Schwimmlage und die Verflachung der Wellen an der Wasseroberfläche gehen mit diesem Vorgange Hand in Hand.

Die eigenartigen Wirbel unter dem Rande der Glasplatte erklären sich aus den vorhandenen Strömungen. Bei der Auffahrt in das flache Wasser ist mit der vorwärts schwingenden Bewegung der Bugwelle das Wasser in der Tiefe unter die Glasplatte geschoben. Die Rückschwingung zur Heckwelle saugt es wieder hervor, wie in der Abbildung zu erkennen.

Einfluß der Fahrwassertiefe auf das Kraftliniensystem eines Schiffes.

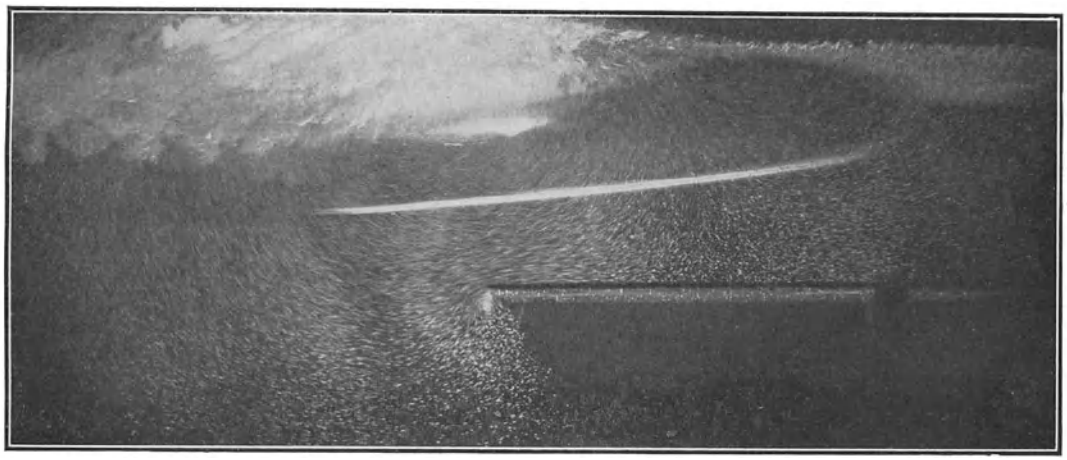


Fig. 1. Das Schiff fährt aus tiefem in flaches Wasser. $v = 112$ cm/sek.

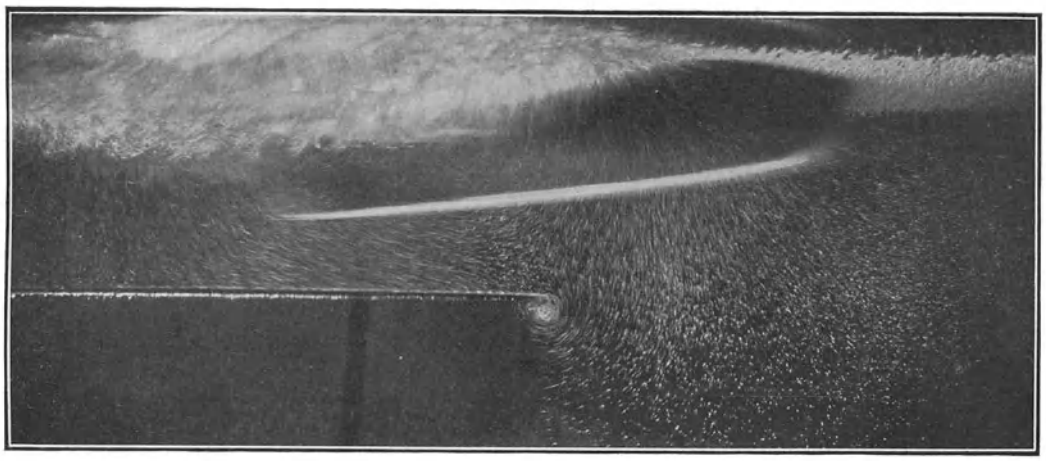


Fig. 2. Das Schiff fährt aus flachem in tiefes Wasser. $v = 112$ cm/sek.

Wie die Vorgänge in einem natürlichen Gewässer erfolgen, in welchem eine schräg ansteigende Fläche einen allmählichen Übergang vom tiefen zum flachen Wasser bildet, ist auf Grund der beiden vorliegenden Photogramme leicht abzusehen.

Bei seitlicher Einengung des Fahrwassers treten bekanntlich sehr charakteristische Abänderungen der oberflächlichen Wellen ein, die offenbar auf ähnlichen Vorgängen beruhen, wie die eben besprochenen, mit denen sie meist Hand in Hand gehen. Diese Erscheinung mag späteren Untersuchungen vorbehalten sein.

Da das Ähnlichkeitsgesetz, das heute die Grundlage aller Modellversuche bildet, hinsichtlich der Wellenbildung jedenfalls allgemeine Gültigkeit besitzt, so sind wir in der Lage, unter Innehaltung der korrespondierenden Geschwindigkeiten sowohl das Kraftliniensystem wie den Stromlinienverlauf an großen Schiffen mit Hilfe unserer Methode der photographischen Analyse an kleinen Modellen zu ermitteln. Durch die Froudeschen Schleppversuche, die auf die Messung des Gesamtwiderstandes der Schiffe hinausgehen, ist es möglich, von zwei Schiffsformen diejenige ausfindig zu machen, die bei gegebener Fahrgeschwindigkeit den geringeren Widerstand im Wasser hervorruft. Man hat dabei auch bisher schon durch Photographie der Wellenlage in der Wasserlinie wertvolle Einblicke in den Widerstandsmechanismus gewonnen. Dagegen war man über die wichtigen Vorgänge im Inneren des Wassers auf Vermutungen angewiesen. Jetzt werden wir voraussichtlich in jedem einzelnen Falle angeben können, welchen Einfluß eine Änderung der Schiffsform auf den Gang der Strömung ausübt und ob derselbe als vorteilhaft oder nachteilig zu bezeichnen ist. Welchen praktischen Wert diese Erweiterung unserer Kenntnisse haben wird, muß die Zukunft lehren. Ich gebe mich aber der Hoffnung hin, daß die mitgeteilten Ergebnisse einer mühevollen Arbeit dem deutschen Schiffbau nicht zum Nachteil gereichen werden.

Diskussion.

Herr Professor Schütte-Danzig.

Um nicht durch Schweigen eventuell den Eindruck zu erwecken, als ob ich meine Ansichten, die ich von dieser Stelle aus vor einigen Jahren vertreten habe, geändert hätte, und weil Herr Professor Dr. Ahlborn in seinem heute gehaltenen Vortrage auf frühere Vorgänge zurückgegriffen hat, bin ich gezwungen, das Wort zu ergreifen.

Obgleich ich die Literatur über Widerstandsversuche der letzten 4 Jahre verfolgt habe, finde ich keine Veranlassung, meinen derzeit hier präzisierten Standpunkt einer Revision zu unterziehen. Hierin werde ich noch bestärkt durch die schematische Darstellung der Fig. 23, die Herr Professor Dr. Ahlborn uns soeben vorgeführt hat. — Ich glaube auch heute noch behaupten zu sollen, ohne das Prinzip der Wirkung und Gegenwirkung zu verkennen, daß es nicht gleichgültig ist, ob sich ein Schiff mit der Geschwindigkeit v durch ruhiges, unbegrenztes Wasser bewegt, oder ob unbegrenztes, mit der Geschwindigkeit v fließendes Wasser gegen dieses Schiff strömt, sofern es überhaupt im unbegrenzten Wasser verankert werden könnte. m sei die fließende Wassermasse, welche die mittlere Strömungsgeschwindigkeit v beim Eintritt in den Schiffsbereich und die mittlere Strömungsgeschwindigkeit v_1 beim Austritt aus dem Schiffsbereich habe. Die Differenz der kinetischen Energien $\frac{m}{2} \cdot v^2 - \frac{m}{2} \cdot v_1^2$ ist somit derjenige Arbeitsaufwand, welcher erforderlich wäre, um ein Ausweichen des Wassers, die Reibung des Wassers an der benetzten Oberfläche des Schiffes, die Wirbelbildung usw. zu überwinden. Ich behaupte nun, daß dieser Arbeitsaufwand kleiner ist wie diejenige Energie, die erforderlich ist, um das Schiff mit der Geschwindigkeit v durch das ruhige Wasser zu treiben. — Ich werde mir erlauben, den Beweis hierfür später anzutreten — Die Strömungseinrichtungen der in den beiden Fällen in Mitleidenschaft gezogenen Wassermoleküle variieren um die Komplementwinkel zwischen der Drucknormalen und dem Ein- und Austrittswinkel des fließenden Wassers.

Herr Professor Dr. Ahlborn hat ferner behauptet, daß die Schiffe, wenn sie von tiefem auf flaches Wasser kommen, stets eine ruckweise Fahrtverminderung erleiden. Meine Herren, das kann nicht so allgemein hingestellt werden. Im Jahre 1902 habe ich Versuche, die in der Schleppversuchsstation des Norddeutschen Lloyd mit Schiffsmodellen im begrenzten Wasser ausgeführt worden sind, vor dem internationalen Schiffahrtskongreß in Düsseldorf in der zweiten Abteilung, 5. Mitteilung, unter dem Titel „Neuere Versuche über Schiffswiderstand im freien Wasser" veröffentlicht. Veranlassung zu diesen Versuchen war die Frage: „Wie breit und wie tief muß das Wasser, welches ein mit einer bestimmten Geschwindigkeit fahrendes Schiff umgibt, sein, damit es als freies Wasser, in dem dieses Schiff den kleinsten Widerstand hat, angesprochen werden kann?" Bei diesen Versuchen haben sich ähnliche Kurven herausgestellt wie die, welche Herr Professor Dr. Ahlborn uns soeben als die Dines'sche Kurve gezeigt hat, d. h. bis zu einer gewissen Geschwindigkeit wuchs der Widerstand im begrenzten Wasser sehr stark, um dann plötzlich abzufallen und erst bei höherer Geschwindigkeit wieder zu wachsen. Auch hier hatten die Modelle, wie jedes Schiff, zur Bewegungsrichtung geneigte Flächen.

Gleichungen für solche Kurven im begrenzten Wasser hat seinerzeit Herr Professor Lorenz in der Zeitschritt des Vereins Deutscher Ingenieure veröffentlicht, und die von Herrn Professor Lorenz gefundenen Kurven zeigen deutliche Analogien mit den von mir durch Schleppversuche ermittelten.

Der derzeitige Marinebaumeister, jetzige Regierungsrat, Herr Paulus, hat dann später auf Veranlassung der Torpedoinspektion Kiel eine große Reihe von Versuchsfahrten mit dem Torpedoboot S. 119 in flachem Wasser vorgenommen und hat ähnliche Kurven gefunden. Diese Kurven sind von ihm in dem Bericht über die Sitzung vom 11. März 1904 des Schleswig Holsteinschen Bezirksvereins Deutscher Ingenieure veröffentlicht worden.

Herr Wirkl. Geh. Oberbaurat a. D. und Professor Rudloff:

Meine Herren! Wir sind ja stets erfreut über die Untersuchungen des Herrn Professor Ahlborn und seine vortreffliche Darstellung der Vorgänge im Wasser, aber ich habe den Eindruck, daß der Herr Vortragende zu unvermittelt zu unseren eigentlichen Schiffbau-

problemen übergegangen ist. Die sind doch nicht so einfach, und zur Erklärung derselben reichen die von Herrn Ahlborn bisher gemachten Versuche vielfach noch nicht aus.

Dem, was Herr Professor Schütte über den Einfluß der Wassertiefe auf den Widerstand gesagt hat, kann ich nur zustimmen. Es war schon seit längerer Zeit bekannt, daß Torpedoboote in flachem Wasser gut laufen und es wurde durch eine Reihe systematischer Fahrtversuche nachgewiesen, daß für eins dieser Fahrzeuge bei hoher Geschwindigkeit die Maschinenleistung bei 7 m Wassertiefe geringer war, als bei Tiefen bis zu 60 m, gleiche Geschwindigkeit natürlich vorausgesetzt. Aus dem vom Marinebaumeister Paulus bearbeiteten Kurvenblatt, das ich Ihnen hier vorlege, können Sie Näheres ersehen. Der Satz, daß der Widerstand eines Schiffes mit zunehmender Wassertiefe abnimmt, kann deshalb nicht allgemein gelten.

Auch die Ansicht, daß bei einem in Fahrt vorn auftauchenden Fahrzeuge die Widerstandsverhältnisse durch das Auftauchen ungünstig beeinflußt würden, trifft wohl nicht, jedenfalls nicht immer, zu. In sehr hohem Maße findet dieses Auftauchen des Vorschiffes bei Torpedobooten bei hoher Geschwindigkeit statt und wir wissen, daß die Widerstände dieser Fahrzeuge bei hoher Fahrt sich nur mit dem Quadrat der Geschwindigkeit steigern also in einem Maße, wie es geringer eigentlich nicht denkbar ist, während bei mittlerer Fahrt, etwa 20 Knoten, bei der das Auftauchen noch nicht, oder doch nur in geringem Grade auftreten wird, der Widerstand viel stärker, nämlich mit einer noch etwas höheren als der dritten Potenz wächst. Auch über diese Verhältnisse gibt das Kurvenblatt nähere Auskunft.

Aus diesen Tatsachen muß man doch schließen, daß das Auftauchen des Torpedoboots die Widerstandsverhältnisse günstig beeinflußt.

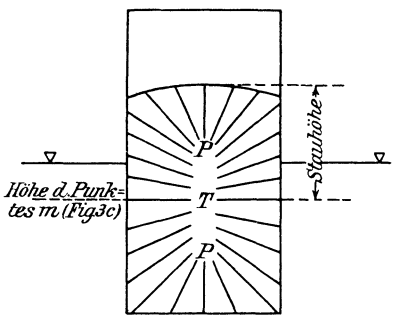
Es scheint also manches in den Folgerungen des Herrn Vortragenden nicht recht zu stimmen. Um bündige Schlüsse aus diesen komplizierten Vorgängen ziehen zu können, reichen die im übrigen so dankenswerten ersten Versuche mit einem Schiffsmodell auch nicht aus; hierzu wird es noch weiterer eingehender Versuche bedürfen.

Herr Zivilingenieur B e n j a m i n - Hamburg:

Königliche Hoheit! Meine sehr geehrten Herren! Ich möchte mir nicht den Vorwurf des Herrn Vortragenden zuziehen, ihm Sachen zu sagen, von denen er erklärt, daß sie nicht genügend überlegt worden sind. Allerdings muß ich dabei bemerken: Die Vorträge sind uns so spät zugegangen, daß man nicht Zeit hatte, sie sich gründlich zu überlegen. (Sehr richtig!) Ich habe die Überlegungen, die ich Ihnen hier vortragen werde, erst auf der Eisenbahn zwischen Hamburg und hier machen können. Ich hätte Ihnen gern eine Skizze vorgelegt, um das, was ich sagen wollte, zu erklären. Das muß ich mir für die Drucklegung vorbehalten und muß versuchen, dasjenige, was ich sagen möchte, ohne diese Skizze vorzutragen.

Ich habe auch eigentlich nicht eine Bemerkung zu machen, die ausdrücken soll, daß ich dem Herrn Vortragenden widersprechen will, ich möchte nur zu bedenken geben, ob nicht in einem Punkte der Herr Vortragende vielleicht etwas gesagt hat, bei dem er sich die Sache nicht genügend überlegt hat. (Heiterkeit.) Ich möchte Sie bitten, meine Herren, das Diagramm Fig. 5 aufzuschlagen, in welchem der Vortragende zeigt, wie das Wasser um die ganz untergetauchte Platte herumläuft. Von der Mitte aus, die mit T bezeichnet ist, läuft das Wasser horizontal nach den Seiten, um nach hinten zu gelangen. Von den Punkten die mit P bezeichnet sind, läuft es nach oben und unten. Die Sache erscheint jedem erklärlich. Daneben befindet sich aber Fig. 4; diese stellt eine Platte vor, die bis zur Hälfte eingetaucht ist, während sie an Größe der erwähnten Fig. 5 gleichkommt. Nun sagt Herr Pro-

fessor Ahlborn, daß die untere Hälfte dieser Figur genau so bleibt, wie sie in Fig. 5 war — sehen Sie sich bitte die Figur daraufhin an — nur die obere Hälfte soll sich ändern. Der obere Teil der benetzten Fläche würde, wie die Figur es darstellt, der zusammengedrückten oberen Hälfte der Fig. 5 gleichkommen. Dazu sagt er: „Im ganzen betrachtet, vollzieht sich der Abfluß über der ursprünglich eingetauchten Fläche genau so, wie über der Hälfte einer untergetauchten Platte von doppelter Länge". Dann sagt er weiter: „Wie die dynamischen Druckkräfte über den beiden Hälften einer solchen untergetauchten Platte sich das Gleichgewicht halten, so bildet bei der eingetauchten Platte der im Staukörper herrschende Druck das genaue Gegengewicht gegen die Druckkräfte über dem eingetauchten Teil der Platte". Nun möchte ich Sie bitten, sich die Fig. 3 c anzusehen, welche der Fig. 4 entspricht. Da ist der Punkt T gegeben, welcher in der Höhe der ursprünglichen Wasserlinie liegt, die Herr Professor Ahlborn das statische Niveau nennt. Das Wasser, das nach diesem Punkt T gelangt, kommt von einem Punkte, der mit m bezeichnet ist. Wenn ich die Sache richtig verstehe, meine Herren, ist die Stauhöhe nun nicht etwa, wie Herr Professor Ahlborn meint, von T aus zu messen, sondern offenbar von m aus. Die Stauhöhe ist doch diejenige Höhe, um die das Wasser gehoben werden mußte, um die volle Höhe des Kammes zu erreichen; folglich muß es die Erhebung des Kammes über m sein. Setzen Sie nun diesen Punkt m in die Fig. 4 hinein, so erhalten Sie ungefähr in der Mitte zwischen den beiden Punkten, die in der Figur mit P und T bezeichnet sind, diejenige Linie, an welcher der Horizontalabfluß stattfinden müßte, und wo der Punkt T nach meiner Ansicht hinkommen müßte. Dort aber, wo der Punkt T in Fig. 4 steht, müßte nach meiner Ansicht ein zweites P stehen. Dann würde die Fig. 4 sich nach nebenstehender Skizze ändern und sie würde Ähnlichkeit haben mit Fig. 5; sie würde eine allgemeine, nicht eine teilweise Zusammendrückung dieser Figur bedeuten. Dann würde der Ahlbornsche Satz, den ich oben angeführt habe, sich dahin ändern: „Wie die dynamischen Druckkräfte über den beiden Hälften einer solchen Platte sich das Gegengewicht halten, so bildet bei der eingetauchten Platte der im Staukörper herrschende Druck das genaue Gegengewicht gegen die Druckkräfte über dem Teil der Platte, der unter dem Staukörper liegt". Dann würden in dem Satz, der wenige Reihen später folgt: „Die positive Staufläche, d. h. das Flächenstück zwischen der statischen und dynamischen Niveaulinie usw.", die Worte: „d. h. das Flächenstück zwischen der statischen und dynamischen Niveaulinie" wegfallen, und es würde einfach heißen: „Die positive Staufläche ist somit, wie ich früher bereits ausgeführt habe, das Integral der über der statischen Nullinie an der Vorderseite der Platte herrschenden Druckkräfte.



Während der betr. Satz und die Fig. 4 in der Ahlbornschen Fassung den Erfahrungen des Schiffbaues, wie mir scheint, widersprechen, würde durch diese kleinen Änderungen eine volle Übereinstimmung mit den Erfahrungen erzielt werden können; denn der Punkt T stellt den Druckmittelpunkt vor und dieser kann doch unmöglich bei einem Schiff in der Höhe des statischen Niveaus, d. h. in seiner Schwimmebene liegen. Wenn das der Fall wäre, müßte ja der Antriebsmittelpunkt auch in diese Höhe verlegt werden. Die Erfahrung lehrt doch, daß der Druckmittelpunkt in irgend einem Abstande unter der Schwimmebene liegt, also etwa so, wie es in der von mir abgeänderten Fig. 4 der Fall sein würde.

Nun möchte ich Herrn Professor Ahlborn fragen: Sind die Versuche, die er gemacht hat, derartig, daß sie diesen meinen Ausführungen widersprechen, oder sind die Linien, so wie ich sie mir denke, auch mit den Photogrammen vereinbar?

Herr Wirkl. Geh. Oberbaurat a. D. und Professor Rudloff:

Die plötzliche Veränderung des Widerstandes beim Übergang aus tiefem in flaches Wasser kann ich nur bestätigen. Sie ist eine vielfach beobachtete Erscheinung. Ich habe bei Probefahrten wiederholt beobachtet, wie beim Passieren flacher Stellen die Wellen am Schiff sich sehr vergrößerten, die Fahrt merklich nachließ.

Herr Direktor Gümbel-Bremen:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Wir alle haben, wie wohl der Beifall zeigte, den wir Herrn Professor Ahlborn gespendet haben, das Gefühl gehabt, daß hier ein genialer Experimentator vor uns getreten ist, und wenn er uns auch keine direkt in praxi verwertbaren Resultate, wie es von mancher Seite erwartet worden zu sein scheint, gebracht hat, so hat er uns doch den Weg gewiesen, wie wir zu praktischen Resultaten kommen können.

Meine Herren, wir haben gehört, daß Herrn Professor Ahlborn im nächsten Jahre die Mittel ausgehen, diese Versuche in größerem Maßstabe fortzusetzen; sollte da die Schiffbautechnische Gesellschaft nicht Wege finden, die notwendigen Mittel ihm zur Verfügung zu stellen? Wir haben jahrelang unter dem Mangel an Versuchsbassins gelitten, jetzt mehren sich die Bassins in Deutschland: Sollte sich da nicht ein Platz finden lassen für diesen Mann, der uns dann sicherlich auch Resultate in praktischer Form bringen wird, und von gleicher Bedeutung wie diejenigen, welche er uns heute nur in rein wissenschaftlicher Form zur Verfügung stellte? (Beifall.)

Herr Professor Dr. Ahlborn-Hamburg (Schlußwort):

Meine Herren: Bei allem Respekt vor der Autorität des Herrn Geheimrat Rudloff möchte ich doch bezweifeln, daß allgemein ein Schiff im flachen Wasser dieselbe Fahrt mit weniger Pferdekräften erreicht, als im tiefen Wasser; das gilt doch wohl nur unter ganz bestimmten Bedingungen. (Sehr richtig!) Wenn ein Schiff sich vorn aus dem Wasser hebt und die Schräglage einnimmt, so ist das keineswegs immer ein Vorteil, sondern es kommt darauf an, wie es zu seinen Wellen liegt. Ich meine, daß eine steile Trimmlage des Schiffes im allgemeinen nicht günstig für die Fortbewegung sei, daß es aber Schiffsformen gibt, die sich in ziemlich horizontaler Lage aus dem Wasser erheben und so, über die Oberfläche hinweggleitend, einen erheblich geringeren Widerstand erfahren. Ich will nun nicht bestreiten, daß es Fälle geben mag, in denen durch einwandsfreie Versuche festgestellt ist, daß eine ganz bestimmte Schiffsform im flachen Wasser besser fährt als im tiefen, aber nach allem, was mir seither darüber bekannt geworden ist, wird die maximale Fahrgeschwindigkeit erst im tiefen Wasser erreicht. Im übrigen ist diese Frage wie auch die Ausführung des Herrn Prof. Schütte im Hinblick auf den Gegenstand meines Vortrages, auf den sich die Diskussion nicht erstreckt hat, von untergeordneter Bedeutung. Herr Prof. Schütte glaubt keine Veranlassung zu haben, seine Meinung von früher zu revidieren. Die Art aber, wie er hier in seinen mündlichen Mitteilungen den Unterschied des Wiederstandes eines im ruhenden Wasser fahrenden und eines im Strome verankerten Fahrzeuges zu begründen suchte, halte ich für wissenschaftlich nicht zulässig. Ich bitte Herrn Professor Schütte, sich diesen Fall, bevor er ihn schriftlich niederlegt, doch noch einmal durch den Kopf gehen zu lassen. (Heiterkeit und lebhafter Beifall. — — Herr Professor Schütte: Ist bereits geschehen!).

Meine Herren! Herr Professor Schütte hat auch gesagt, es sei nicht richtig, daß beim Übergang des Schiffes in flaches Wasser eine ruckweise Abnahme der Geschwindigkeit eintritt. (Herr Professor Schütte: Nicht immer!) Wohl bemerkt, ich habe das nebenbei als eine von mir gemachte Beobachtung hingestellt, die ich mir nicht bestreiten lassen möchte.

Es ist ein Irrtum, wenn Herr Professor Schütte glaubt, die Dinessche Widerstandskurve mit ganz abweichenden Messungsergebnissen anderer Art in Zusammenhang bringen zu können. Er hat dabei übersehen, daß sich die Dinessche Kurve auf veränderliche Neigungswinkel und nicht auf veränderliche Geschwindigkeiten bezieht. Ich habe besonders auf den Einfluß veränderter Geschwindigkeiten hingewiesen und möchte doch bitten, wissenschaftliche Resultate, die so wohl begründet sind und hinter denen soviel ernste wissenschaftliche Arbeit steckt, wie hinter den Veröffentlichungen von Dines, nicht ohne weiteres durch derartige Vermutungen oder Annahmen anzweifeln zu wollen. (Beifall.)

Der Ehrenvorsitzende, Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Wir sind dem Herrn Professor Ahlborn für seinen mühsam ausgearbeiteten Vortrag zu großem Dank verpflichtet, den ich mich freue ihm hiermit aussprechen zu können.

XVIII. Technische und sonstige Gesichtspunkte für die Aufstellung der Rettungsboote auf modernen Dampfern.

Vorgetragen von Ingenieur ***Axel Welin****-London.*

Als ich vor etwa einem Jahre das Vergnügen hatte, vor dem Nautischen Verein in Hamburg einen Vortrag über „Vorrichtungen zur Handhabung der Rettungsboote an Bord von Schiffen" zu halten, berührte ich einen Punkt des Themas, der, nach den vielen späteren Besprechungen zu schließen, von genügender Wichtigkeit erscheint, um eine weitere Erörterung zu rechtfertigen.

Die Fig. 1—4 werden diesen Punkt näher erläutern. Die Idee ist, die Gefahr eines Zerschmetterns der Rettungsboote an der Seitenwand des Schiffes beim Herablassen zu vermindern, eine Gefahr, die von jedermann zugegeben wird und die mit der zunehmenden Höhe der Schiffe an Größe gewinnt.

Eine Aufstellung der Boote an einem Punkte, an dem im Falle einer Katastrophe der Andrang von Menschenleben am größten sein würde, ließe auch die entsetzliche Gefahr vermindern, die in einer Stauung und Überfüllung der Gänge durch die von der Panik ergriffenen Passagiere liegt, wo sich diese ihren Weg durch die vielen Fluchten von Treppen hinaufzukämpfen suchen, die sie von den Booten bei ihrer bisherigen Aufstellung trennen.

Es sind dies die beiden Hauptbegründungen meiner Anregung.

Auf den ersten Blick mag der Vorschlag, die ganze Bootsanlage nach einem niedrigeren Deck zu verlegen, fast allzu umwälzend erscheinen, um ernstlich in Erwägung zu kommen, und doch wird ein kurzes Nachdenken glaube ich, genügend zeigen, daß, wenigstens bei gewissen Schiffen, die Vorzüge eines solchen Systems bei weitem etwaige damit verbundene technische Schwierigkeiten aufwiegen.

Der hier vorgeführte Durchschnitt ist eine schematische Darstellung eines gegenwärtigen Ozeandampfers, dessen Schiffsseiten, wie gewöhnlich,

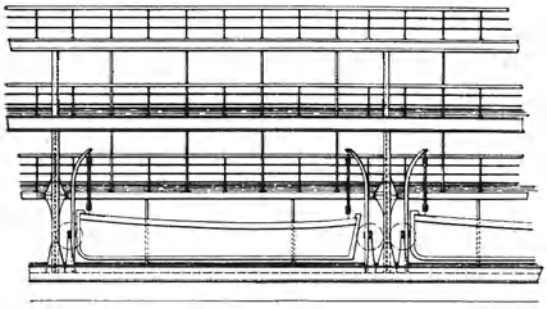


Fig. 2.

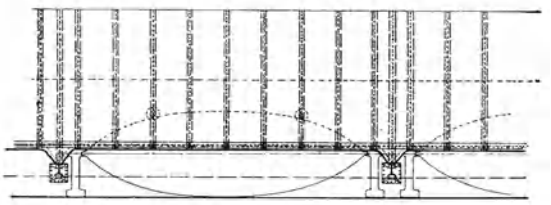


Fig. 3.

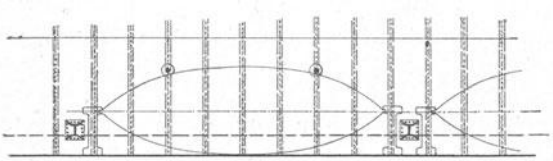


Fig. 4.

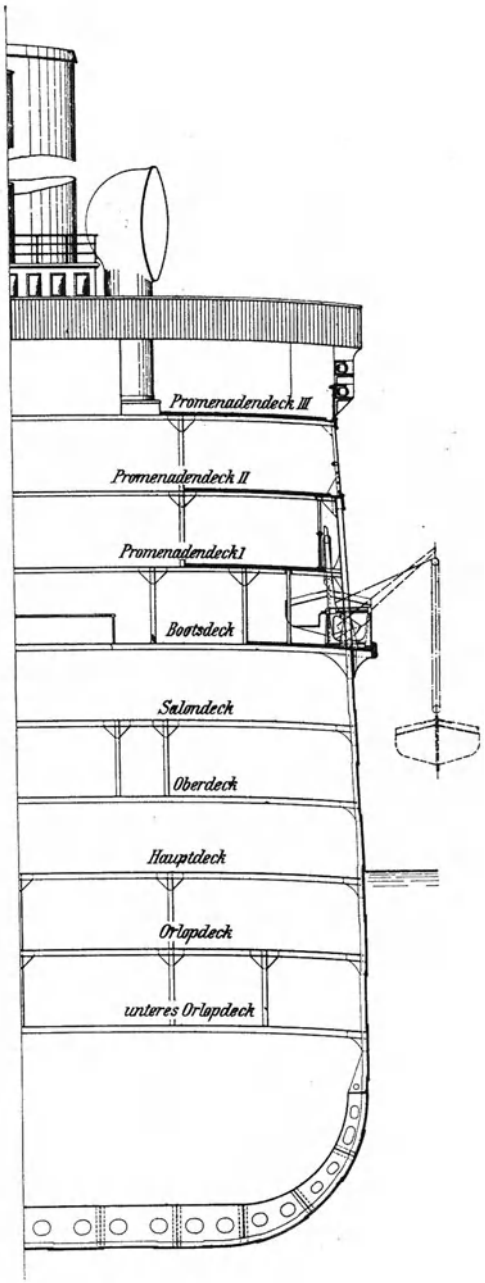


Fig. 1.

bis zu dem Deck hinauf geführt werden, das ich als Bootsdeck bezeichnet habe, das aber sonst das untere Promenadendeck ist. Damit hinter den

Booten freier Durchgang bleibt, ohne den für die Decksbauten nötigen Raum zu beschränken, ragt das Deck hier etwas über die Seitenwand hinaus, von einer Anzahl Winkelplatten gestützt, und kann durch Hinzufügen eines starken Holzbalkens gleichzeitig dem Zweck eines Wulstes dienen, der sich die ganze Bootsreihe entlang erstreckt.

Es dürfte angebracht sein, bereits hier auf die Befürchtung einzugehen, die bei diesem Vorschlag meistens aufgeworfen wird, nämlich die Beschädigung der Boote durch Wellen bei schwerem Wetter. Ich habe nach den Ursachen solcher Beschädigungen eingehend geforscht und festgestellt, daß ein Boot fast nie durch den direkten Anprall des Wassers zerschlagen wird. Vielmehr wird das Zerreißen der Surringe dem Boot zum Verhängnis, indem es los kommt und sodann gegen feste Gegenstände an Deck geschleudert wird. Wenn dieses in der Praxis meist der Fall ist, scheint es mir, als ob absolut zuverlässige Surringvorrichtungen die einzige Vorsichtsmaßregel sein würden, um die angedeutete Gefahr auszuschließen. Das Hinausragen des Bootsdecks, wie vorgeschlagen, würde meiner Ansicht nach auch sehr dazu beitragen, die Kraft der Wellen abzuschwächen, und die Gefahr ließe sich wohl noch weiter vermindern, wenn die Boote gut über Deck hochgehalten werden, damit darunter das Wasser möglichst frei ablaufen kann.

Im Anschluß hieran möchte ich auf Fig. 5 aufmerksam machen, die die Bootsanlage auf dem italienischen Schiff „Re Umberto“ zeigt. Von dieser Anlage habe ich erst kürzlich Kenntnis erhalten. Das obere Deck ist fast in derselben Weise ausgeschnitten, wie das Promenadendeck Nr. 1 in Fig. 1, offenbar um die Boote auf dem unteren Deck mit denselben Davits zu bedienen, wie die Boote, die gerade darüber auf einem höheren Deck sich befinden.

Um auf die Einzelheiten meines Vorschlages einzugehen, so werden die Promenadendecks Nr. 1 und 2 durch Stützen von besonders starker Konstruktion getragen, die zwischen die Boote gesetzt sind. Deck Nr. 1 ist dabei, wie bereits erwähnt, etwas weniger breit gemacht, so daß die Davitarme frei bewegt werden können. Das Geländer dieses Decks ist mit Rücksicht auf eine leichtere Bemannung der Boote abnehmbar, so daß dieselbe von beiden Decks aus gleichzeitig erfolgen kann. Das Promenadendeck Nr. 2 erstreckt sich über die volle Schiffsbreite, während Nr. 3 ganz und gar als ein Extradeck anzusehen ist, das den Passagieren eine höchst schätzbare Erhöhung der Bequemlichkeit an Bord sein dürfte.

Von dem auf der Hand liegenden Vorzug der Entlastung des Topdecks von einer großen Bootsanlage will ich nicht weiter reden, auch nicht von der sehr wünschenswerten Ersparnis an bedeutenden Mengen Bootsläufer, sowohl an Anschaffung wie an Gewicht. Durch meinen Vorschlag ist nämlich rund ein Kilometer weniger Bootsläufer nötig. Andere geringere Vorzüge dieser Anordnung übergehe ich ganz. Der Zweck dieses Vortrages ist vornehmlich, Ihnen eine Sache von solch weitgehender Bedeutung nahezulegen, eine Frage, die meines Erachtens in allernächster Zukunft doch ernstlich zur Verhandlung kommen muß.

Der hier eben dargelegte Gedanke kann natürlich in verschiedener Weise modifiziert werden. In der Tat muß er sich den jeweiligen Umständen an-

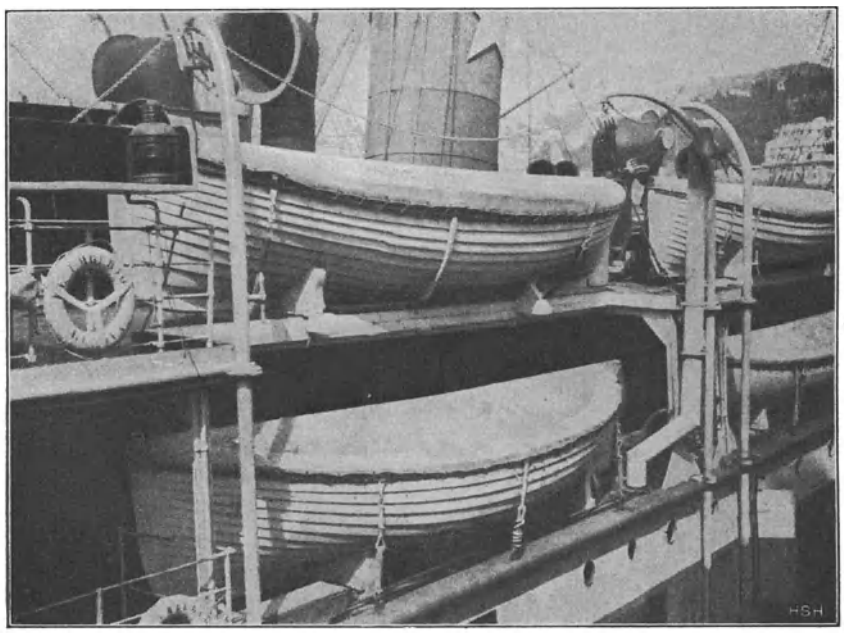


Fig. 5.

passen, ja, in vielen Fällen wird es aus technischen Gründen praktisch unmöglich sein, alle Boote auf ein niedriges Deck zu bringen. Auf der andern Seite ließe sich in gewissen Fällen die Aufstellung aller Boote, die das Gesetz für Passagierschiffe vorschreibt, wesentlich erleichtern, wenn die vorhergehenden Anregungen beachtet würden. Der Schiffsbauer ist mit den Schwierigkeiten wohl vertraut, die mit der Schaffung des in dieser Beziehung nötigen Bordraums verknüpft sind, und diese Tatsache gibt mir Veranlassung, einige wenige Bemerkungen zu machen, die nicht unmittelbar mit dem vorigen Abschnitt des Vortrages im Zusammenhang stehen.

Sie werden aus Fig. 1 ersehen haben, daß die in den Zeichnungen vorgesehenen Davits solche von „Welins Quadrantsystem“ sind, welche Type sich für diesen Zweck ganz besonders gut eignet. Es ist nicht notwendig, Sie mit einer Beschreibung dieser Davits zu ermüden, da es wohl auf der ganzen Welt kaum noch eine Werft von Bedeutung gibt, die nicht diese Davits auf einem Schiffe wenigstens eingebaut hätte. Ich erlaube mir aber, auf eine oder zwei neuere Modifikationen hinzuweisen, die von Interesse sein können.

Fig. 6 zeigt einen doppelttätigen Davit dieser Type für die Handhabung von zwei neben einander stehenden Booten. Eine ausgedehntere Verwendung

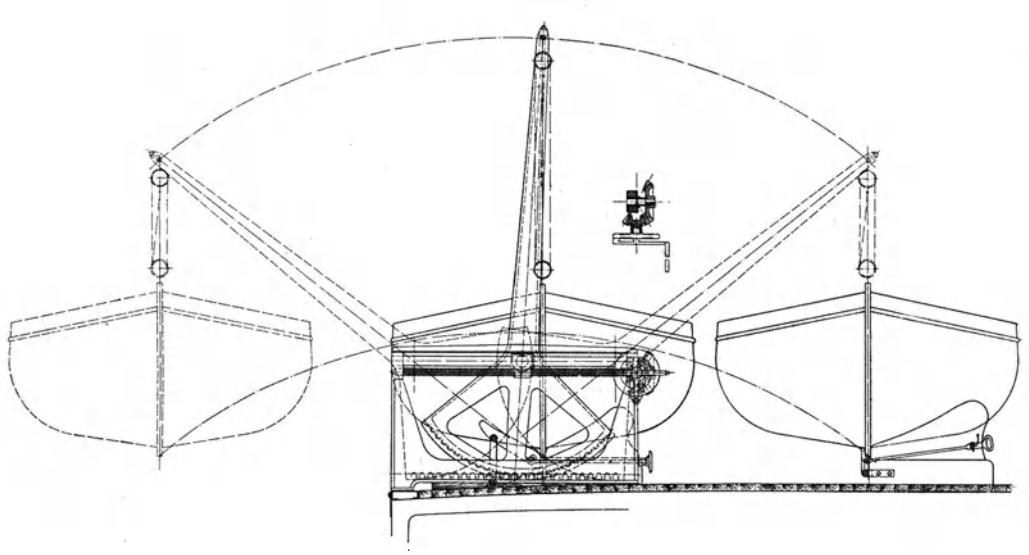


Fig. 6.

einer solchen Anordnung würde wesentliche Ersparnis an Decksraum ermöglichen.

Zur näheren Erklärung habe ich die Planzeichnung von zwei Deckshälften Fig. 7 und 8 mitgenommen.

Beide weisen eine Anlage von 6 Stück 30′ Booten auf, die eine mit gewöhnlichen Davits, die andere mit Quadrantdavits, worunter zwei doppelttätige. Wie sie sehen, bleibt durch die letztere Anordnung ein nicht unbeträchtlicher Teil des Vorderdecks für den Gebrauch der Passagiere frei, und der Ausblick wird nicht beeinträchtigt. Der Umstand, daß die beiden nach innen stehenden Boote nicht gleichzeitig mit den andern bedient werden können, ist natürlich ein Einwand; eingehende Untersuchungen haben mich jedoch überzeugt, daß zuverlässige Vorrichtungen, die Boote unter allen Umständen

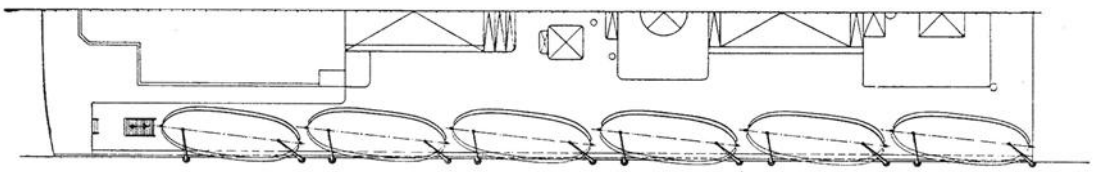


Fig. 7.

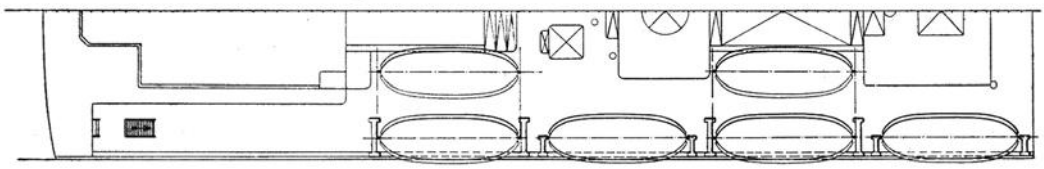


Fig. 8.

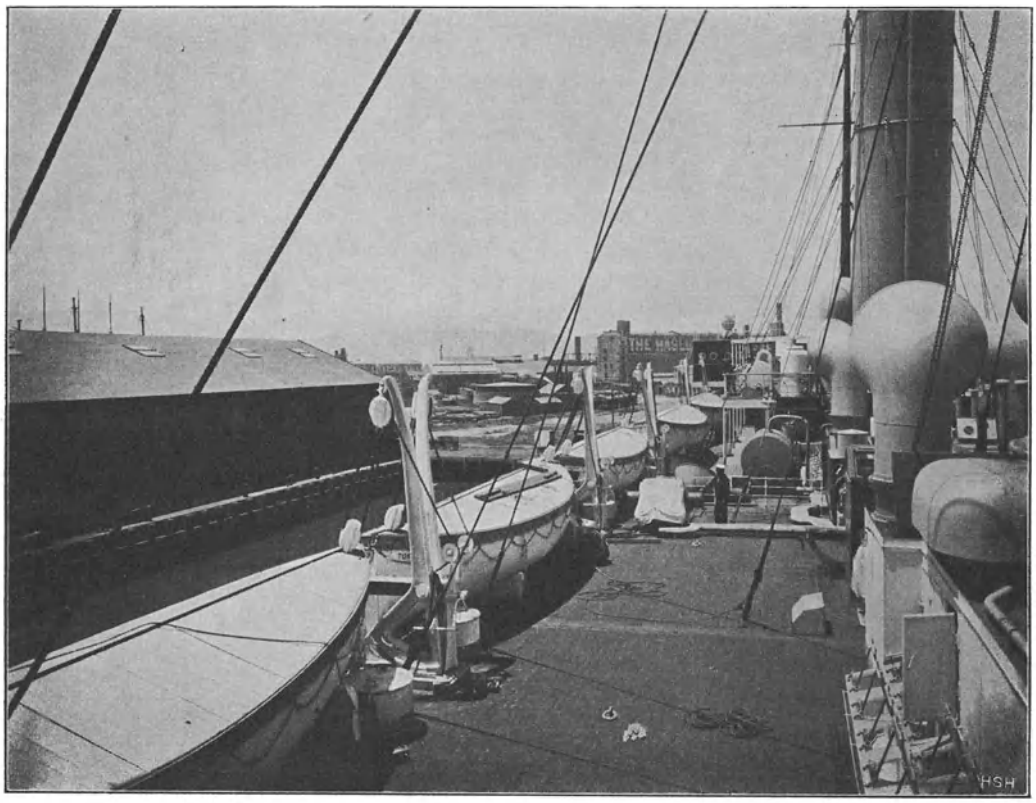


Fig. 9.

unbedingt hinaus zu bekommen, auch wenn es nicht mit so zu sagen „Blitzes Schnelle“ geschehen kann, unendlich viel wichtiger ist, als unter günstigen Verhältnissen einige Sekunden an Zeit zu gewinnen. Bei der gewöhnlichen Davitstype genügen ja 3—4° Schlagseite des Schiffes, um gleich die Bootsfähigkeit um die Hälfte zu reduzieren, weil es dann absolut unmöglich wird, die Boote an der hoch liegenden Seite auszuschwingen.

In Fig. 9 sehen Sie eine typische Anlage der Standardmodelle des Welinschen Davits auf dem in diesem Jahre in Nagasaki gebauten Schiffe „Tenyo Maru“; die Boote sind längs der Deckskante halbwegs über Bord hinausgestellt und die Bootsklampen entsprechend versetzt.

Fig. 10 und 11 stellen einen „Oberrahmen“-Quadrantdavit dar für einen Bagger von 10 000 t, der sich jetzt für die städtische Verwaltung von Liverpool

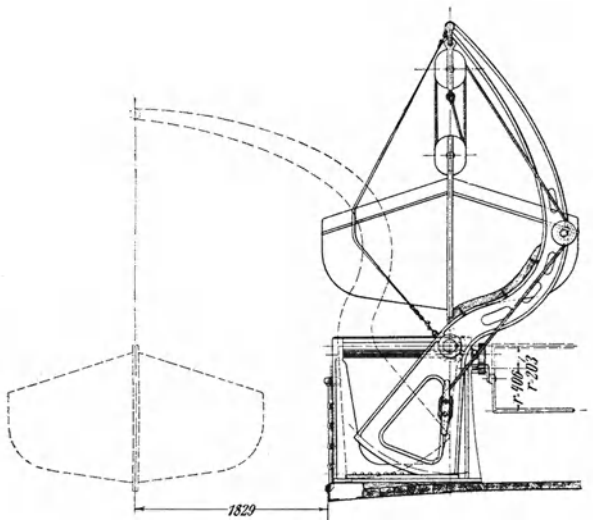


Fig. 10.

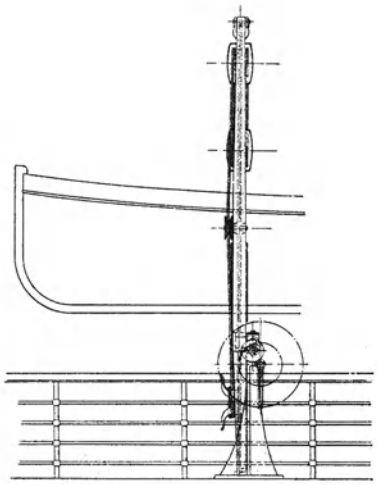


Fig. 11.

im Bau befindet. Diese Davits werden eine 35′ Dampfschaluppe von 8 t Gewicht bedienen.

Fig. 12 ist ein „Einzelarm“-Quadrantdavit mit verschiedenen Radien, wie auf einigen Hafendampfern New Yorks eingebaut, Fig. 13 und 14 ein aus Manganbronze gemachter Davit derselben Type für Verwendung auf Vergnügungsyachten.

Fig. 12.

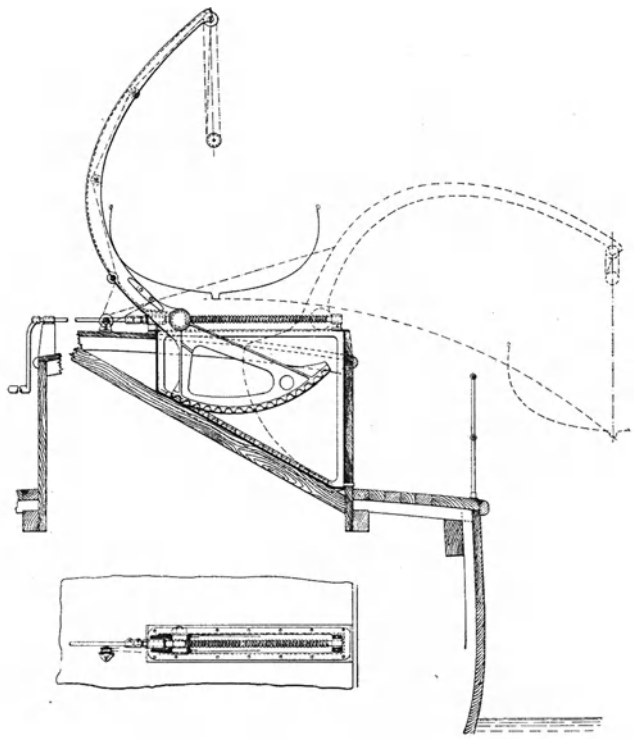


Fig. 13.

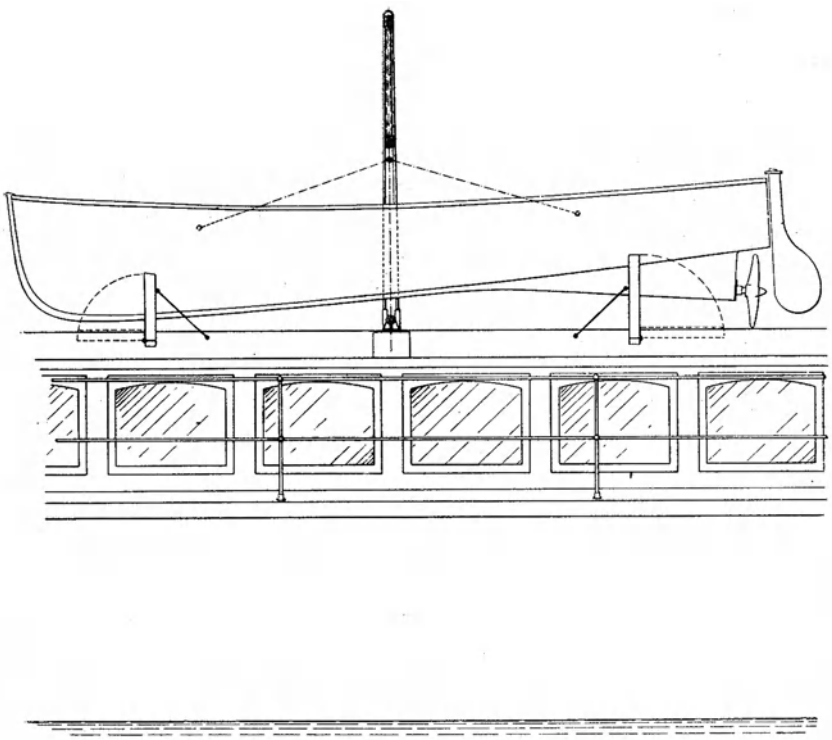


Fig. 14.

Die Windeanordnung, wie in Fig. 15 und 16 vorgeführt, wird nur bei kleinen Booten, die in mäßiger Höhe über der Wasserlinie stehen, eingebaut. Für große Boote würden Einzelwinden dieser Art elektrisch zu betreiben sein.

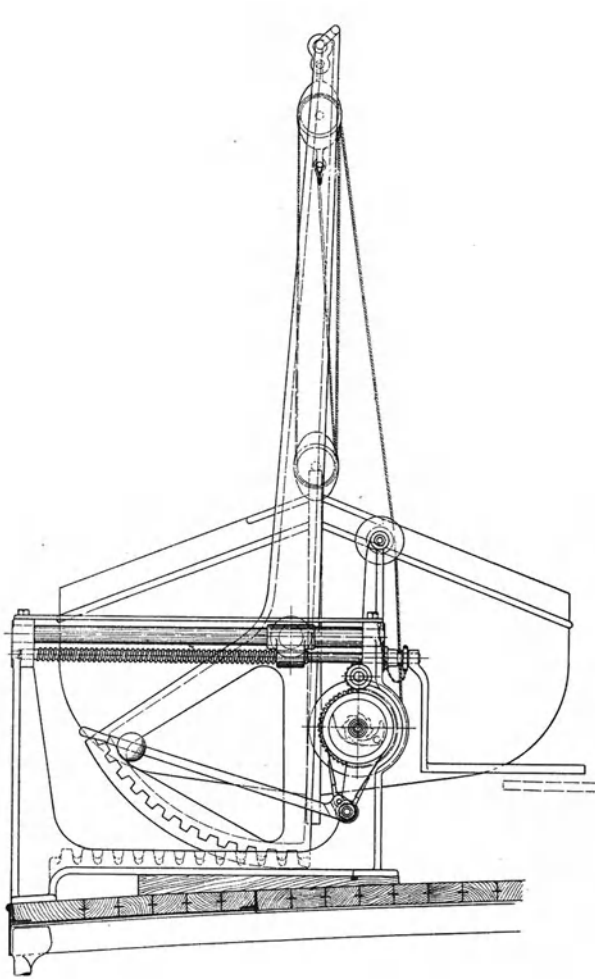


Fig. 15.

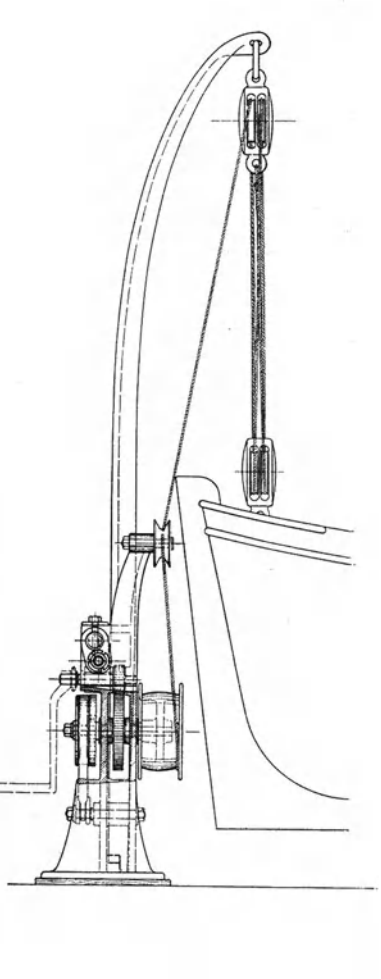


Fig. 16.

Die Zeit mag nicht fern liegen, wo auf einem zukünftigen Riesenschiffe die ganzen Bootsanlagen elektrisch betrieben werden.

Einstweilen läßt sich absolute Gleichmäßigkeit in dem Herablassen der Boote erzielen durch den Gebrauch eines doppelten Ankerspills und Poller, wie in den Fig. 17 bis 20 enthalten. Um die Boote aus dem Wasser wieder hoch zu ziehen, könnten die Läufer zu einem Deckswinch in gewöhnlicher Weise geleitet werden.

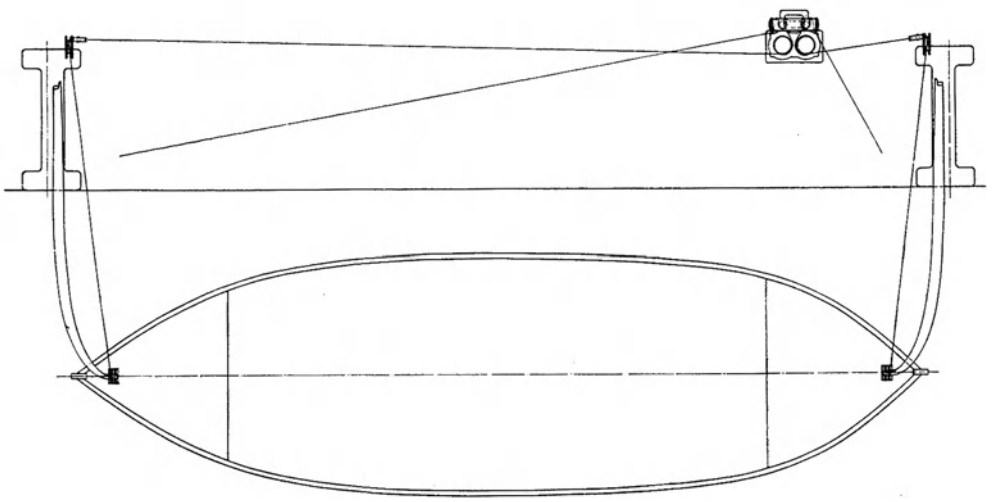


Fig. 17.

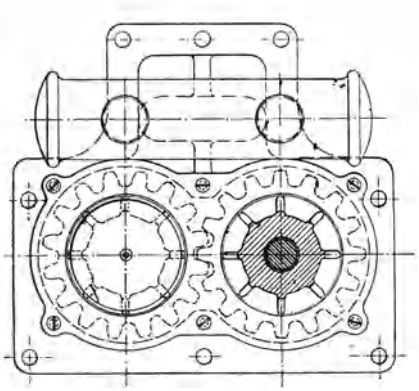


Fig. 18.

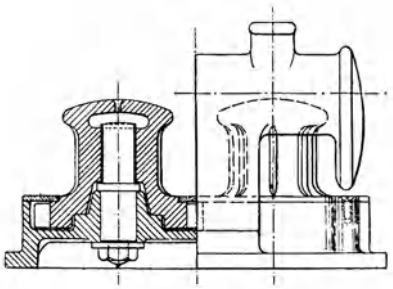


Fig. 19.

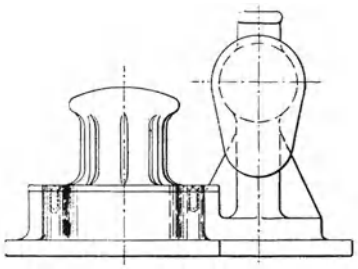


Fig. 20.

Projektierte Anordnung von elektrisch betriebenen doppeltätigen Welin Quadrant Davits für die Marinebehörden der Vereinigten Staaten von Amerika.

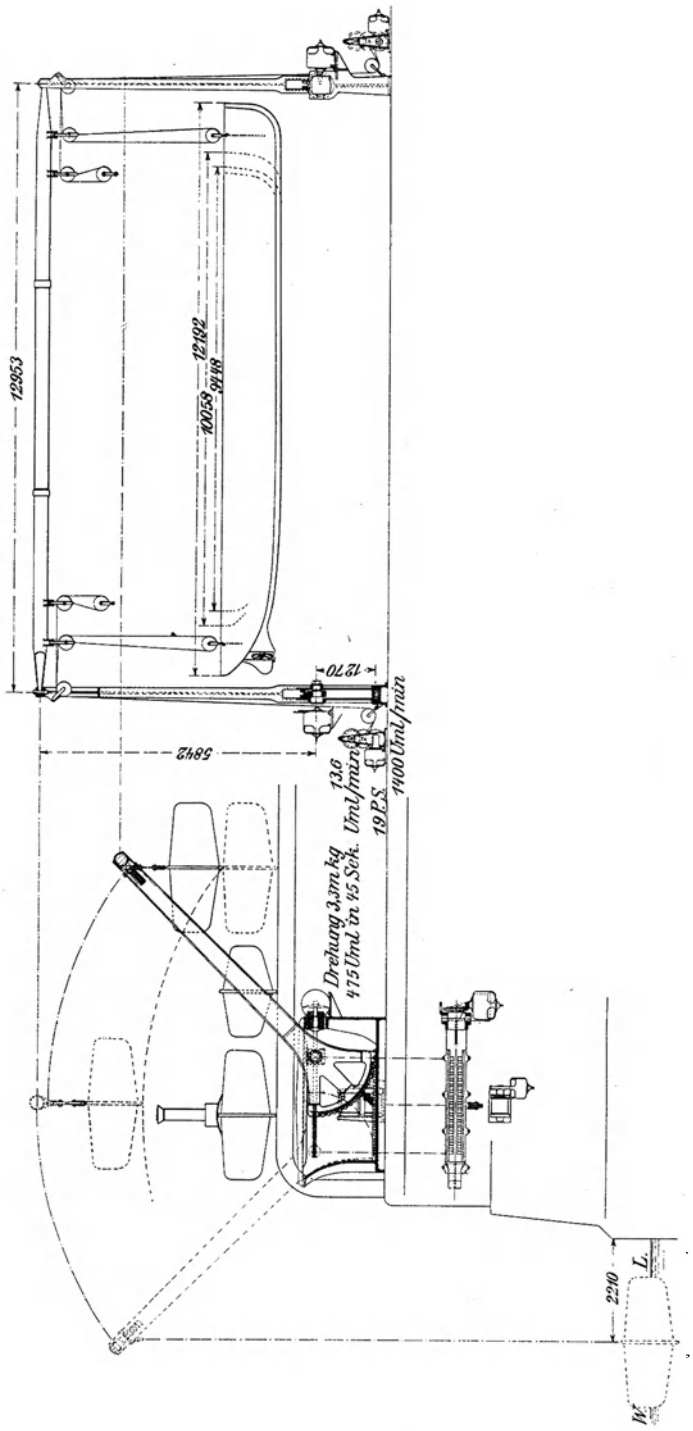


Fig. 21 und 22.

Die Fig. 21 bis 23 bezwecken eine projektierte Anordnung von elektrisch betriebenen doppelttätigen Davits zu zeigen, die jetzt bei den Marinebehörden der Vereinigten Staaten von Amerika zur Entscheidung vorliegt.

Da das Projekt noch nicht definitiv angenommen ist, kann ich mich auf Einzelheiten nicht einlassen; mein New Yorker Bureau, das die Angelegenheit

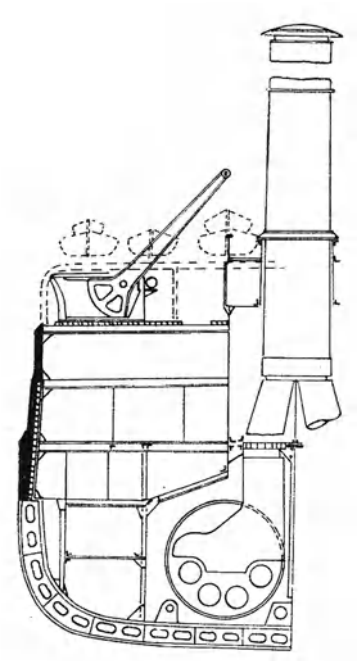


Fig. 23.

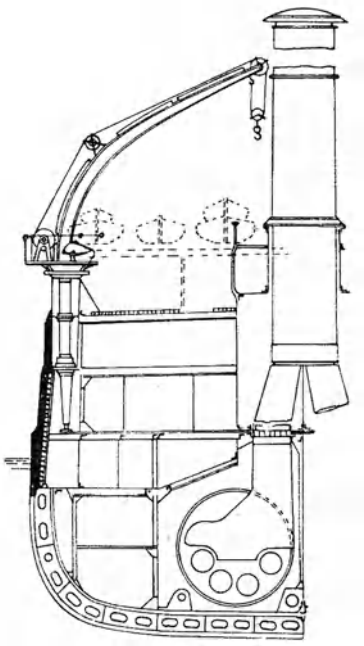


Fig. 24.

bearbeitet, berichtet aber, daß die Annahme dieser Anordnung statt der gewöhnlichen Kräne — siehe Fig. 24 — eine Gewichtsersparnis von 10 bis 15 t per Kran ermöglichen würde.

Im übrigen verweise ich auf den Vortrag, den ich bei der Stockholmer Versammlung Ihrer Gesellschaft über Quadrant-Davits gehalten habe. (Siehe Jahrbuch 1904, Seite 128—140.)

Jedenfalls glaube ich, daß die vielen verschiedenen Anforderungen, die an eine Bootsaussetz-Vorrichtung gestellt werden müssen, am besten durch den Welinschen Quadrant-Davit erfüllt worden sind. Nun ist es aber doch eine dringende Notwendigkeit, die Rettungsboote so aufzustellen, daß sie gleichviel mit welchen Davits sie bedient werden, auch so schnell und sicher wie möglich zu Wasser gelassen werden können.

Bootsdecks, die 60 Fuß oder mehr über der Wasserlinie liegen, sind schon jetzt keine Seltenheit mehr, und wenn es in dem bisherigen Tempo weiter geht, werden wir wohl schon binnen kurzem Bootsdecks in Höhe von 100 Fuß erleben. Allein die Rücksicht hierauf sollte genügen, um eine Änderung und Verbesserung dieses so wesentlichen Teiles einer Schiffsausrüstung herbeizuführen. Wenn auch meine Anregung durchaus keinen Anspruch auf eine endgültige Lösung dieser Schwierigkeit macht, mag sie vielleicht einen Schritt vorwärts in der Richtung dieser so dringenden Reform sein, und nur dadurch, daß ich mich in den letzten Jahren so viel mit Bootsaussetz-Vorrichtungen beschäftigt habe, ist mir die Sache zum Bewußtsein gekommen und die Veranlassung, dieselbe bei Ihnen ernstlich anzuregen.

Mit den Bootsdecks in solch enormen Höhen, wie jetzt vorgesehen, dürfte es nicht schwer sein, sich ein Bild von den entsetzlichen Folgen zu machen, die entstehen können im Falle einer Panik oder sonst wie, wenn die Boote schnell ausgesetzt werden müssen. Dabei braucht das Schiff nicht einmal übermäßig in Bewegung zu sein. Und nun frage ich Sie, ist es nicht besser, solchen schrecklichen Möglichkeiten tunlichst vorzubeugen, statt zu warten, bis wir durch eine Katastrophe dazu gezwungen werden?

Diskussion.

Herr Professor Laas-Charlottenburg:

Meine Herren, es ist uns allen bekannt, daß Welins Quadrantdavit eine Reihe von Vorteilen hat. Wir haben uns mit Interesse davon überzeugen können, daß die Anwendbarkeit dieses Systems außerordentlich vielseitig ist. Es gestattet, Boote über- und neben einander aufzustellen, während wir sonst mit gewöhnlichen geschwenkten Davits nur jedesmal mit einem Paar Davits ein Boot bedienen können. Es ist auch nicht nötig, darüber weiter zu sprechen, nachdem der Norddeutsche Lloyd, soviel mir bekannt, auf seinen sämtlichen Neubauten Welins Quadrantdavits angewandt hat. Es ist das der beste Beweis dafür, daß für Passagierdampfer dieses System eine große Menge von Vorteilen besitzt.

Ich möchte mir deshalb nur einige Worte zu dem ersten Vorschlage erlauben, den der Herr Vorredner gemacht hat, nämlich die Boote aus der Höhe wieder etwas herunterzubringen. Zweifellos wird es jedem, der einmal ein großes Schiff gesehen und sich die Frage vorgelegt hat, wie wird es wohl sein, wenn bei einer schweren Havarie die Boote aus dieser Höhe ins Wasser gelassen werden sollen, aufgefallen sein, daß es so nicht weiter gehen kann. Denn wenn ich mir im Augenblick die Zahl recht vergegenwärtige, so glaube ich sind wir bei der Kaiserin Auguste Viktoria mit dem Bootsdeck tatsächlich auf eine Höhe von 20 m über Wasser gekommen; das ist also eine Höhe, die weit über die Höhe des vierten Stockwerkes eines Berliner Hauses hinausgeht.

Ich möchte nun keine Beunruhigung in die große Zahl der Passagiere hineintragen, ich möchte nicht direkt behaupten, daß nicht das beste geschieht, was möglich ist, um die Boote auf einem Passagierdampfer gut unterzubringen. Aber trotzdem möchte ich doch wohl die Zeit für gekommen halten, sich zu überlegen, ob man wirklich immer das oberste Deck als Bootsdeck nehmen soll. Solche Fragen liegen manchmal in der Luft, und ich möchte nur des Interesses halber berichten, daß ich bereits vor zwei bis drei Jahren in meinen Vorträgen an der Technischen Hochschule unsere jungen Leute darauf hingewiesen habe, daß es zweifellos eine Frage der nächsten Zukunft sein wird, die Bootsaufstellung aus dieser Höhe wieder herunterzubekommen.

Ob nun gerade der Vorschlag des Herrn Axel Welin mit seinen Davits, den er hier in seinem Vortrag gemacht hat, in dieser Form ausführbar sein wird, kann man so ohne weiteres nicht erkennen. Es sind da eine Reihe von praktischen und sonstigen Raumfragen zu erledigen, die im Augenblick, in der kurzen Zeit nicht so schnell besprochen werden können. Ich möchte aber doch empfehlen, daß vielleicht die Reedereien, die bisher stets an der Spitze marschiert sind in fürsorglicher Behandlung der Rettungseinrichtungen auf Passagierdampfern, sich auch mit dieser Frage beschäftigen, soweit man es kurz übersehen kann, ist kein Nachteil damit verbunden, die Boote herunterzubringen, denn das oberste Deck ist stets das schönste für die Passagiere, und es hat mich häufig geärgert, wenn ich an Bord eines solchen Schiffes gefahren bin, daß gerade das Deck, das den schönsten Ausblick, vor allem in einer sternklaren Nacht, bietet, den Passagieren so gut wie verschlossen ist. Es gibt auch Passagierdampfer, wo das einzige Deck, das als Promenadendeck gelten kann, dadurch seinen Ausblick verliert, daß es mit einem undurchsichtigen Kranz von Booten umgeben ist und man nur zwischen zwei Booten einen Blick aufs Wasser gewinnen kann. Also, wenn kein Nachteil verbunden ist mit dem Herunterlegen der Boote nach unten und scheinbar ein Vorteil für die Sicherheit möglich ist, so glaube ich doch, daß man sich diese Frage ernstlich überlegen müßte. Es kann unmöglich so weiter gehen, daß wir mit den Booten immer höher in die Luft gehen.

Der Ehrenvorsitzende, Seine Königliche Hoheit, der Großherzog von Oldenburg:

Der Vortrag hat uns eine sehr interessante Darstellung gegeben von einer Erfindung die wohl leider in vielen Fällen des Platzmangels wegen kaum in die Praxis wird übersetzt werden können. Wir danken dem Herrn Vortragenden auf das herzlichste für seine Ausführungen.

XIX. Transporttechnische Gesichtspunkte bei Hellingen.

Vorgetragen von **C. Michenfelder**-*Düsseldorf.*

Heute vor 8 Jahren, als auf deutschen Werften rationelle Hellingtransporte die primitive Ursprünglichkeit der Lastenbewegung noch nicht verwischt hatten, ist an dieser Stelle von fachkundiger Seite vorausgesagt worden, daß „die allgemeine Einführung moderner Hellingkrane daselbst nur eine Frage der Zeit sei". Die erfreuliche Entwicklung unserer Werften hat diese Voraussage inzwischen bestätigt: unsere namhaften Schiffbauwerke haben moderne Hellingkrane großenteils schon in Betrieb, teils im Bau oder wenigstens im Entwurf.

Die Gründe für die Zweckmäßigkeit leistungsfähiger Transportmittel an unseren Hellingplätzen, wo die Entlöhnungsarten und die Organisationsverhältnisse der Arbeiter einer Einführung derselben im allgemeinen ja nicht ungünstig sind, günstiger als z. B. im schiffbauenden England, dürften heutzutage ernstlich kaum mehr angezweifelt werden. Wesentliche Ersparnis an Bauzeit, Übernahme und Einhaltung kurzer Lieferfristen, und möglichste Ausschaltung unzuverlässiger Menschenkräfte von roher Lastenarbeit erhöhen ja in ebenso unleugbarem wie schätzbarem Maße die Konkurrenzfähigkeit einer Werft und helfen die Sicherheit und Gleichmäßigkeit des Betriebes verbürgen.

Nicht so einmütig wie dies »Warum« dürfte indes das »Wie« bei der Lösung der Transportfrage für Hellinge beantwortet werden. Und mit Recht; „Eines schickt sich nicht für Alle!" gerade bei der Ausgestaltung der Helling mit Hebe- und Transportvorrichtungen.

In technischer Hinsicht sind es einerseits namentlich die örtlichen Verhältnisse auf der Werft — die Beschaffenheit des Baugrundes sowie die Lage und Größe des verfügbaren Platzes —, andererseits die Arbeitsgebiete und -verfahren, die, neben nicht minder maßgebenden, ja oft sogar ausschlaggebenden wirtschaftlichen Rücksichten, Ausbildungen der Hellingtransporte mitunter als undurchführbar oder doch als unzweckmäßig erscheinen lassen,

die für andere Fälle gerade als angezeigt gelten können. So ist denn eine Vielgestaltigkeit bei Hellingtransporten entstanden, die wohl auf den ersten Blick als planlos wirken mag, die sich bei näherer Betrachtung jedoch zum großen Teil als wohlbegründet erweist.

Ich will im Folgenden versuchen, die wesentlichsten transporttechnischen Gesichtspunkte für Hellingbauplätze zu beleuchten, wobei ich mich, wie gesagt, erfreulicherweise meist schon an Ausführungen auf deutschen Werften als faktischen Hintergrund anlehnen kann. Für manche Fälle konnten mir die erforderlichen Unterlagen hierzu entgegenkommender Weise überlassen werden, wofür ich auch an dieser Stelle meinen verbindlichsten Dank ausspreche.

Um einigermaßen System in die Flucht der Erscheinungen zu bringen, will ich die Hellingtransporte gruppieren in solche durch

I. feststehende Krane,

II. fahrbare Krane { a) auf Werftflur; b) auf Hochbahn { 1. neben der Helling, 2. über der Helling,

III. Drahtseilbahnen,

wobei jedesmal als weiteres Einteilungsmerkmal, in Würdigung des Einflusses auf die Gesamtdisposition der Transporte, die Lastaufnahmemöglichkeit durch das Hebezeug entweder an der Kopfseite oder an der Längsseite der Helling treten könnte.

Wie nun in anderen Fällen, so gilt auch hier: „Wo Licht ist, ist Schatten." Denn es liegt im Wesen wohl aller Dinge, daß deren Vorteilen zugleich Nachteile gegenüberstehen; diesfalls Vorteilen betriebstechnischer Natur Nachteile gleicher oder anderer, wirtschaftlicher oder sozialer Art. Dementsprechend wird sich auch bei den verschiedenen Hebetransportsystemen für Hellinge nur durch das Überwiegen der Vorteile für einen bestimmten Anwendungsfall die Zweckmäßigkeit eines Systems ergeben.

Der feststehende Kran, wie er in seiner bekannten ursprünglichen und einfachsten Form mit Holzmasten-Schrägauslegern und abseits aufgestellter Winde an älteren Hellingen selbst modernisierter Werften auch heute noch häufig angetroffen wird, als Überbleibsel vergangener Zeiten, dürfte mit seinen Vorzügen niedriger Anschaffungs- und Aufstellungskosten sowie geringer Platzbeanspruchung allerdings kaum die Mängel aufwiegen, geschweige denn überwiegen, die vor allem in der Beschränkung des Arbeitsfeldes auf einen nur kleinen Kreisbogen und weiter in der Unzulänglichkeit des Ausleger-

schwenkens von Hand liegen. Auch erfordert seine geringe Arbeitsfeldgröße für eine nur einigermaßen hinreichende Bedienung größerer Hellingplätze eine unverhältnismäßig große Anzahl solcher Mastenkrane oder deren umständliches Versetzen mit fortschreitenden Spanten, was natürlich den Vorzug der Billigkeit bezw. die Unabhängigkeit des Arbeitens an beliebigen Stellen wieder beeinträchtigt. Als Hilfsmittel zum rationellen Bau größerer Schiffe dürften diese primitiven Hebevorrichtungen mit Ladebäumen bei uns daher kaum noch eine Neueinführung erleben. Soviel verlautet, beabsichtigen denn auch jene unserer größeren Werften an der Ostsee, deren Hellgen bisher ausschließlich noch mit solchen Masten arbeiten, diesbezügliche Neuanlagen vorzunehmen. —

Durch konstruktionstechnische Vervollkommnung dieses ältesten Systems feststehender Hellingkrane lassen sich die vorgenannten Nachteile mit einer Vergrößerung der Ausladung bei eisernen Lastarmen und mit Einführung eines maschinellen Schwenkwerkes sowie mit Zentralisierung der Antriebe und Vermeidung ungeschützter Fernseilleitungen nach getrennt stehenden Hubwerken zwar entsprechend verringern, doch erscheinen selbst hierbei manche unvermeidbar in der stationären Ausbildung des Wippkranes gelegenen Mängel hinreichend, um auch diesen Typus aus künftigen Wettbewerben um rationelle Hellingtransporte auszuschalten. Zunächst kann selbst bei einer für wipp- und drehbare Schrägausleger schon ansehnlichen Ausladung von etwa 15, ja sogar 20 m und selbst bei Zuhilfenahme von 3 bis 4 solcher Krane für eine Helling bei weitem nicht die ganze Grundfläche eines zu erbauenden großen Schiffes bestrichen werden. Die zur Bewegung schwerer Teile nach den vielen Zwischenstellen dann meist provisorisch aufzustellenden Flaschenzugsgerüste müssen als Notbehelf auch dann gelten, wenn deren Hubwerke von den Winden der benachbarten Krane in Gang gesetzt werden. (Als nicht viel vollkommener erscheint mir auch eine Verteilung der Baulasten außerhalb der beschränkten Wirkungszonen solcher Krane mittels besonderer auf provisorischen Gleisen über den Decks fahrender Wagen, wie sie mir beispielsweise für die Lusitania-Helling bei John Brown & Co. in Clydebank als besonders wirkungsvoll hingestellt worden ist. Die hierbei allerdings erzielten günstigen Bauresultate dürften aber wohl mehr auf die anerkannte Leistungsfähigkeit der dortigen Schiffbauarbeiter als auf die Qualität der Transporteinrichtung zurückzuführen sein.)

Indes läßt sich auch dort, wo zwingende Rücksichten, zumeist auf die Bodenbeschaffenheit oder das Anlagekapital die Herstellung einer Kranfahr-

Feststehende Turmdrehkrane der Koninklijke Maatschappy „de Schelde", Vlissingen (Benrather Maschinenfabrik).

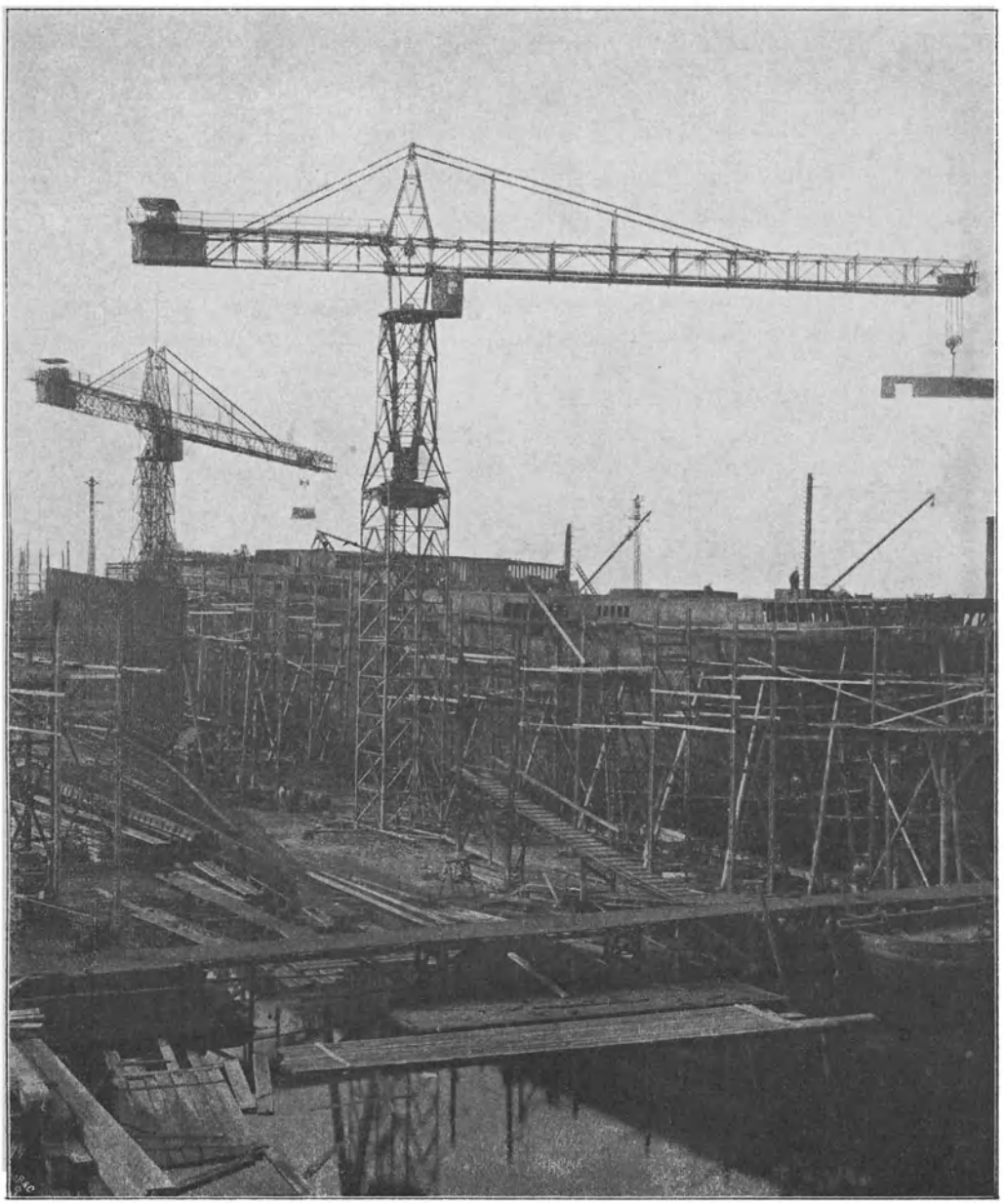


Fig. 1.

bahn, in Terrainhöhe oder auf Hochgerüsten, ausschließen, die Wirksamkeit selbst feststehender Krane dadurch wesentlich erhöhen, daß man an Stelle des wippbaren Schrägauslegers horizontale Lastarme mit auf diesen laufenden Katzen wählt. Solche ermöglichen es, zumal mit Hilfe einer einfachen diametralen Verlängerung dieses Lastarmes als Gegengewichtsarm, die Nutzausladung leicht bis auf Werte zu steigern, die schon bei Verwendung von 2 Kranen pro Helling eine angenähert vollständige Bedienung sogar größerer Neubauten gestatten. Daß bei derartigen Kranen — Fig. 1 zeigt die Hellgen der Koninklijke Maatschappy „de Schelde“ in Vlissingen mit den von der Benrather Maschinenfabrik im Jahre 1906 ausgeführten Kranen —

Feststehende Turmdrehkrane und fahrbarer Halbbockkran der Koninklijke Maatschappy „de Schelde“, Vlissingen (Benrather Maschinenfabrik).

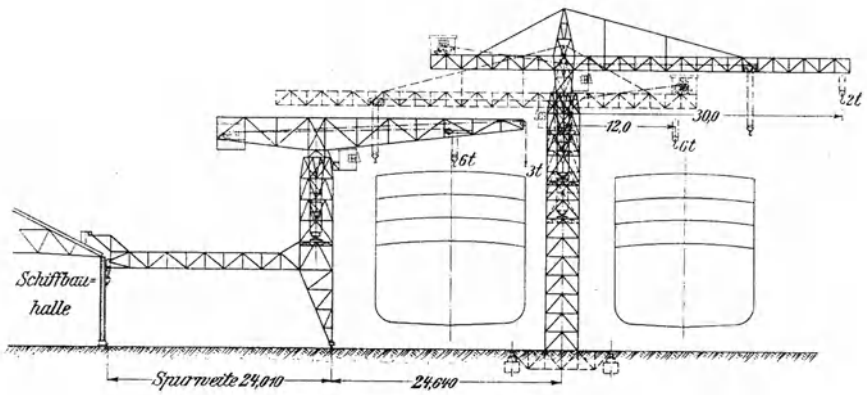


Fig. 2a.

durch das radiale Katzenfahren auch die Vorzüge einer reinen wagerechten Lastbewegung (gegenüber der geneigten Lastbewegung bei wippenden Auslegern) vorhanden sind, spricht weiterhin zu ihren Gunsten. Gemeinsam mit allen neben der Helling angeordneten Kranen, gleichgültig ob feststehend oder fahrbar, weist eine solche Ausführung endlich die schätzenswerte Möglichkeit auf, zur Bedienung zweier benachbarter Bauplätze herangezogen zu werden. Die zu diesem Zweck von der Benrather Maschinenfabrik gegenwärtig durchgeführte Erweiterung der Anlage durch einen dritten, zwischen den Hellingköpfen feststehenden Turmdrehkran und einen seitlich fahrenden Halbportalkran veranschaulicht die Dispositionszeichnung Fig. 2. Während erstgenannter Kran namentlich den vorderen Teil der Schiffe, der bei größeren Bauten den bisherigen beiden Kranen entrückt war, bedienen kann, vermag

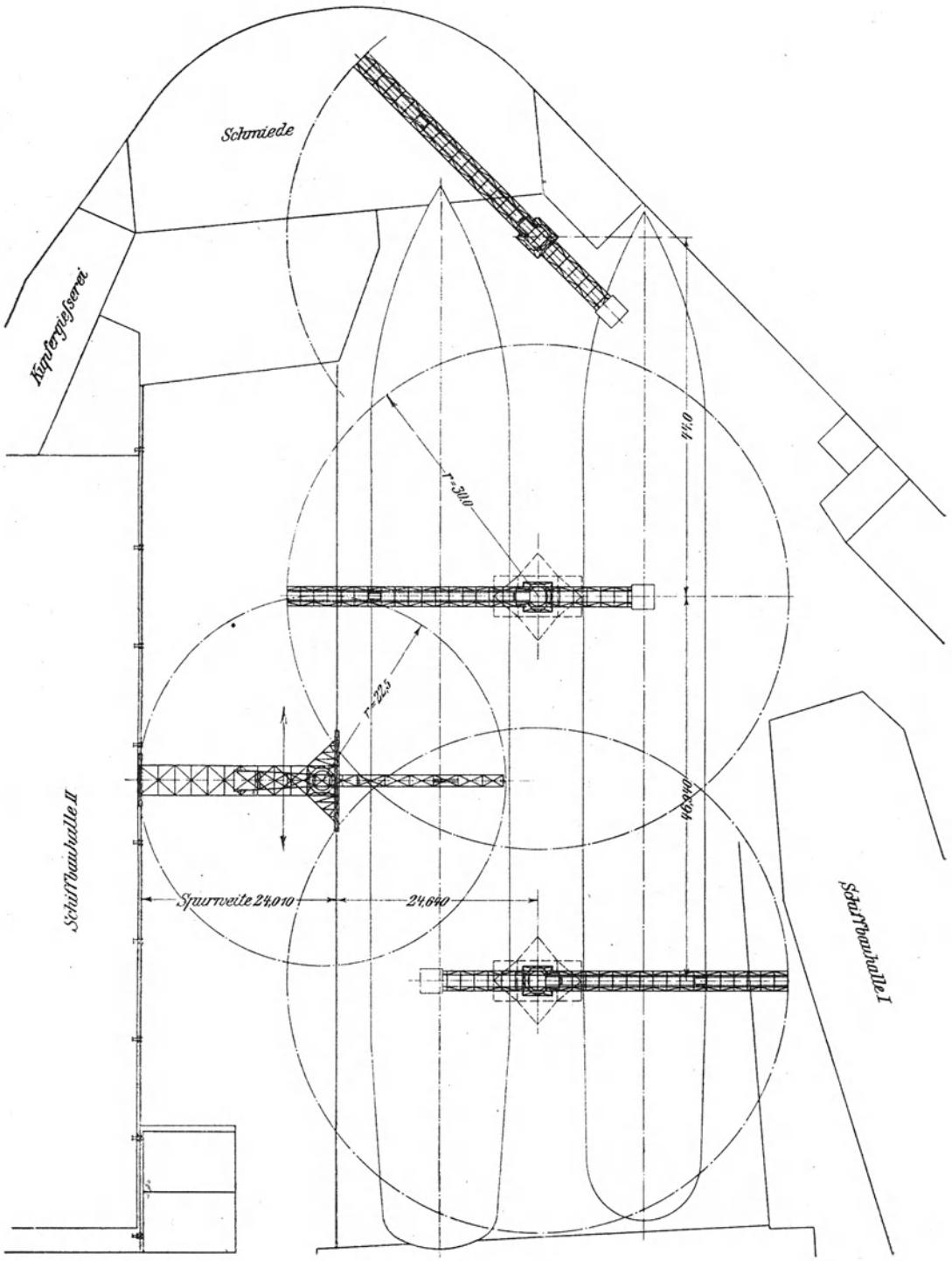

Schmiede
Kupfergiesserei
r=30,0
44,0
r=22,5
44,0
Schiffbauhalle II
Spurweite 24,010
24,640
Schiffbauhalle I

Fig. 2b.

der neue Halbportalkran die längere der beiden Hellinge nahezu vollständig zu bestreichen. Abgesehen von dem Interesse, das in kranbaulicher Hinsicht die meines Wissens neuartige Vereinigung eines hammerförmigen Schwenkauslegers mit einem einhüftigen Fahrgestell hat, dürfte für den Schiffbauer hauptsächlich der damit erzielte verkehrstechnische Vorteil in Betracht kommen, daß die störend große Platzinanspruchnahme anderer Fahrportale hierbei, gleichsam durch die Auseinanderziehung und einseitige Hochlegung der Stützfüße, auf ein für den Flurverkehr, für die Materialzufuhr und -ablage aus der seitlichen Schiffbauhalle gewiß erträgliches Maß gebracht wird.

Entsprechend den in der Tabelle I (S. 468 u. 469) verzeichneten Daten der auf deutschen Werften z. Zt. benutzten fahrbaren Turmdrehkrane mögen auch für diesen Kran die Hauptangaben aufgeführt werden: die Tragkraft beträgt 6 t bezw. 3 t bei 14 m bezw. 22,5 m fester Ausladung. Die Portalspurweite ist 24 m (Höhendifferenz der Laufschienen 8 m). Das Heben der Maximallast erfolgt mit 20 m pro Minute durch einen 40 PS-Motor, das Schwenken mit 90 m und das Fahren mit 50 m in der Minute vermittels eines 8 bezw. eines 40 pferdigen Motors.

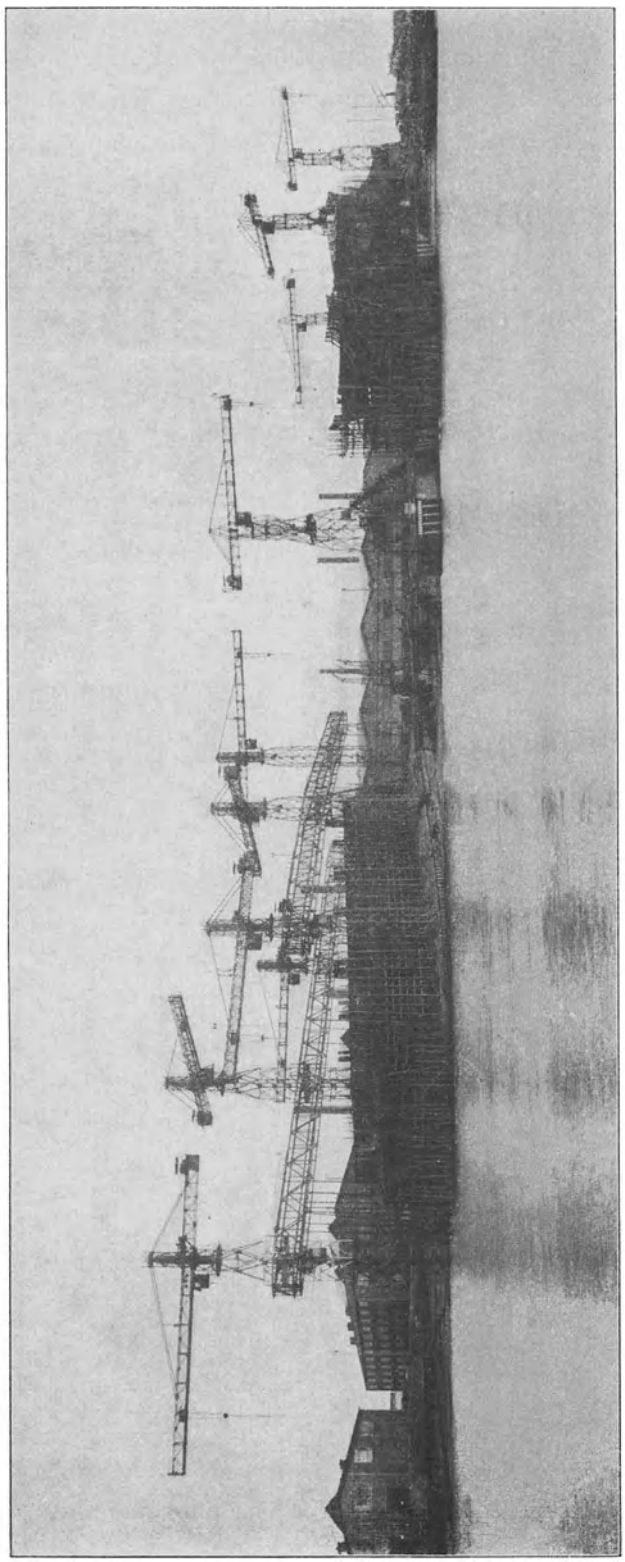
Da feststehende Krane im allgemeinen auf die seitliche Zufuhr der Baumaterialien durch besondere Krane, Wagen oder dergl. angewiesen sind, so ist die Aufrechterhaltung ihres Betriebes selbst in den Grenzen der Hellingausdehnung in steter Abhängigkeit von diesen ebenerdigen Zuführungsmitteln; eine Abhängigkeit, die den Fortschritt der Bauarbeiten natürlich beeinträchtigen kann, sobald jene Zufuhrmittel z. B. durch anderweitige Inanspruchnahme, durch Versperrung oder Beschädigung ihrer Bahn oder dergl. in Mitleidenschaft gezogen werden. Die Vorzüge feststehender Krane — geringe Rauminanspruchnahme und Kosten ihrer Aufstellung — müssen mithin um ein ganz Bedeutendes gewinnen, wenn diese unliebsamen Eventualitäten in wirksamer Weise ausgeschlossen werden.

Eine treffliche Lösung solcher Art veranschaulichen die Fig. 3 u. 4 der neuesten Hellingtransporte der A.-G. Weser: Dort hat Mitte vorigen Jahres (nach einem Vorschlage des Werftbetriebsleiters Overbeck) die Benrather Maschinenfabrik eine kombinierte Kran- und Hängebahn-Anlage zur Ausführung gebracht, bestehend aus sechs feststehenden Turmdrehkranen des letztbetrachteten Systems, von denen jederseits drei in etwa halber Höhe durch ein endloses Hängebahngleis untereinander verbunden sind (Fig. 5). Auf jeder dieser beiden in sich geschlossenen Hängebahnen laufen, also ohne

Additional information of this book

(Ein Beitrag zur Entwicklung des europäischen Textildrucks; 978-3-211-80135-2; 978-3-211-80135-2_OSFO2) is provided:

http://Extras.Springer.com



Feststehende Turmdrehkrane mit Hängebahnen und fahrbare Turmdrehkrane der Akt.-Ges. „Weser", Bremen (Benrather Maschinenfabrik).

Fig. 3.

gegenseitige Behinderung, zwei Katzen (Fig. 6 u. 7), die stets bereit sind, die von der Werkstatt fortlaufend am Kopf der Helling angelieferten fertigen Teile in die Nähe ihrer Bestimmungsorte längsseits des Schiffsneubaues zu transportieren und abzulegen, von wo aus sie dann schließlich einer der nächsten Turmkrane übernimmt. Ist diese Methode der ungestörten und rationellen Versorgung der Turmkrane mit Schiffbaumaterial nach dem Gesagten an sich schon recht vorteilhaft, so kommt ihre Zweckmäßigkeit im vorliegenden Falle dadurch noch besonders zur Geltung, daß erstens der

Anordnung der Hängebahn an den feststehenden Turmdrehkranen der Akt.-Ges. „Weser", Bremen (Benrather Maschinenfabrik).

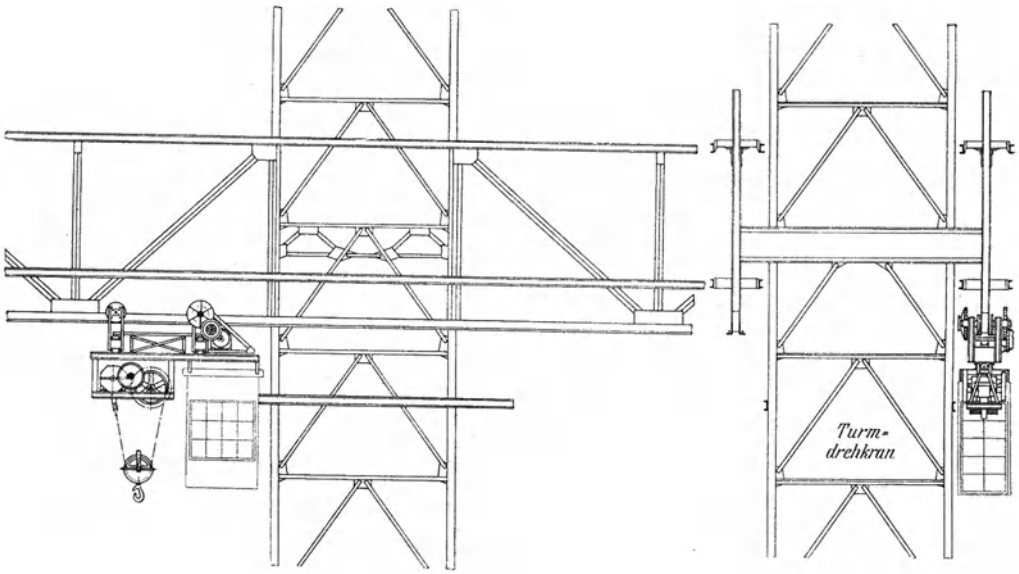


Fig. 5.

gerade am Kopfende der Hellinge stark beengte Raum (s. Fig. 8) ein möglichst schnelles Abführen der anlangenden Teile erfordert und daß zweitens die durch häufige Unregelmäßigkeit in der Materiallieferung doppelt gerechtfertigte Arbeitsweise der Werft mittels „Zulegen", d. h. unabhängig von dem Baufortschritt auf der Helling, ein geordnetes Aufstapeln der fertiggestellten Teile gleich an der Stelle ihrer späteren Verwendung wünschenswert erscheinen läßt. Dieser Umstand ist überhaupt mitbegründend gewesen für die Wahl eines Transportsystems, bei dem längsschiffs gut zugeführt und abgelegt werden kann. Die Lageskizze (Fig. 8) der Schiffbauplätze sowie die ausführlichere Krandispositionszeichnung (Fig. 4) geben weiterhin noch zu erkennen,

Hängebahnkatzen für die feststehenden Turmdrehkrane der Akt.-Ges. „Weser", Bremen (Benrather Maschinenfabrik).

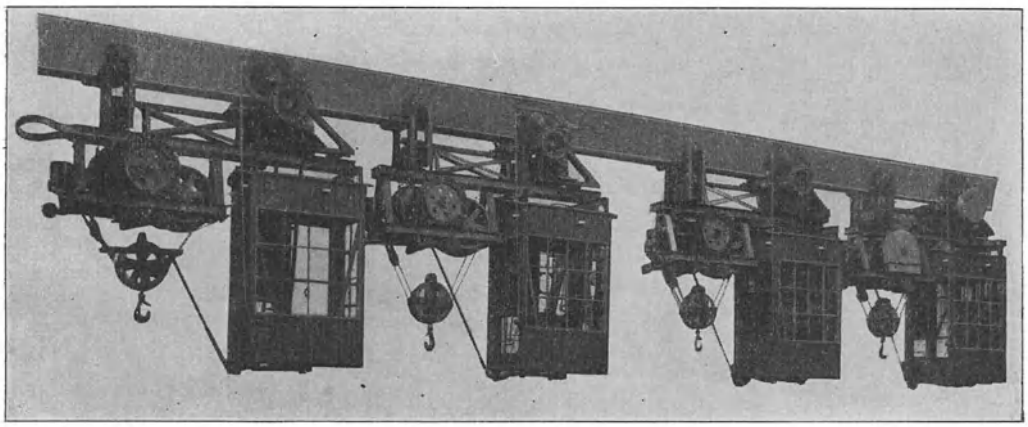


Fig. 6.

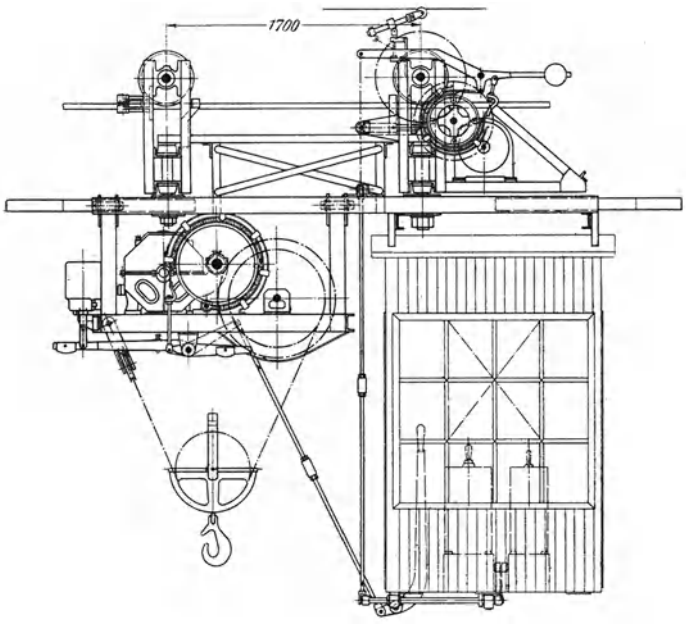


Fig. 7a.

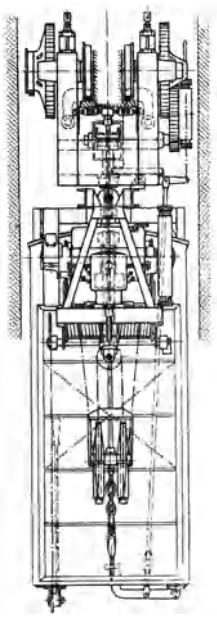


Fig. 7b.

daß die von den feststehenden Turmkranen mit ihren 25 m langen und jeweils natürlich verschieden hohen Auslegern eingeschlossene Helling (II) vollständig von den Lasthaken bestrichen werden kann, und daß auch die beiden benachbarten Hellinge (I u. III) großenteils noch in das Arbeitsfeld dieser Krananlage einbegriffen werden können. Eine nach dem eingangs Gesagten indes naturgemäß zu erwartende Kehrseite auch all' dieser, durch eine immerhin große Anzahl von Hebezeugen erkauften Annehmlichkeiten besteht außer in

Anordnung der Turmdrehkrane der Akt.-Ges. „Weser", Bremen.

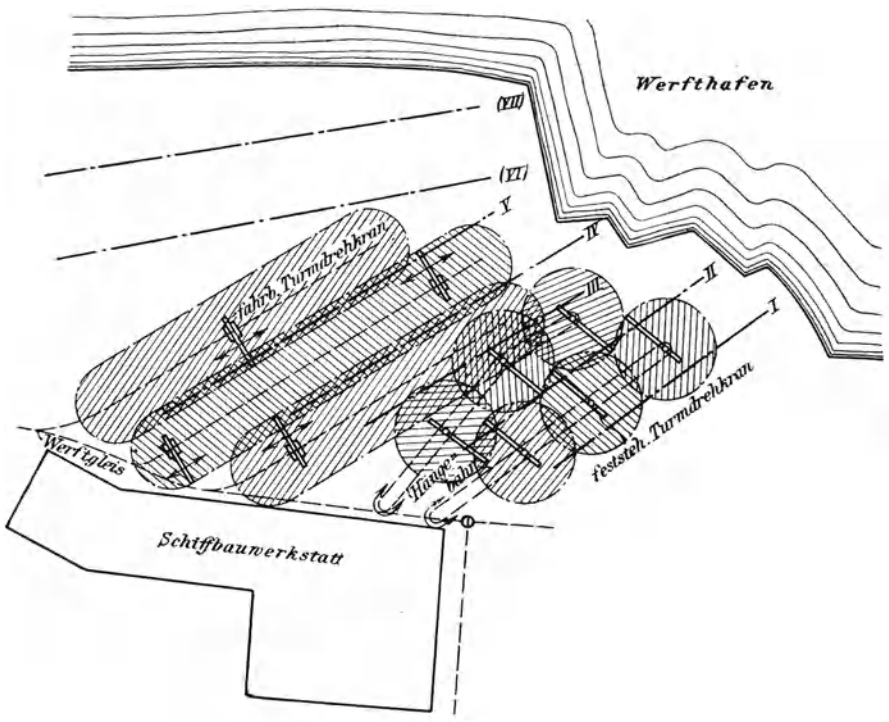


Fig. 8.

dem für eine Helling bei vollem Betrieb reichlich benötigten Kranpersonal auch in den verhältsnismäßig hohen Anlagekosten der Gesamtanlage (die für die betriebsfertige Einrichtung — 6 feste Turmdrehkrane, 2 Hängebahnen mit 4 Führerlaufwinden, Fundamentierung und Stromleitung — ca. M. 430 000.— betragen haben sollen). Berücksichtigt man ferner den durch das örtliche Gebundensein der Anlage sich ergebenden Fortfall jeder Benutzungsmöglichkeit der Krane an anderen Hellingen oder gar auch einer gelegentlichen Verwendung bei der Schiffsausrüstung, so wird man dem fahrbaren System der Turmdrehkrane, das diese Nachteile nicht aufweist, eine entschiedene Eignung

zum Transportmittel beim Schiffbau jedenfalls nicht absprechen können. Es liegt in dieser Erweiterung des Arbeitsfeldes und in dieser Vervollkommnung der Arbeitsweise auch der Grund, warum diese noch junge, spezifisch deutsche Kranbauart — die ersten beiden fahrbaren Helling-Turmkrane mit Laufkatzen wurden im Jahre 1905 von Stuckenholz auf der Werft des Bremer Vulkan in Betrieb gesetzt — bereits eine vielartige konstruktive Ausbildung durch unsere hervorragendsten Kranbauanstalten erfahren haben und zugleich die Berechtigung dafür, daß diese Typen schon eine zahlreiche praktische Anwendung durch unsere großen Werften gefunden haben. Eine vergleichende Nebeneinanderstellung der verschiedenen Ausführungen (s. Fig. 10 bis 18) sowie eine übersichtliche tabellarische Anführung ihrer Hauptdaten und Merkmale dürfte mithin wohl einiges Interesse bieten (s. Tabelle I).

Die beiden seit dem Jahre 1905 auf der Kaiserlichen Werft Wilhelmshaven bisher für Hellingtransporte, künftig nur für die Arbeiten an den Docks benutzten fahrbaren Drehkrane der Vereinigten Maschinenfabriken Augsburg-Nürnberg (Fig. 9) sind noch mit zwei für feste Ausladungen eingerichteten Lasthaken versehen, für 16 m und für 7,5 m bei Lasten bis zu 3 bezw. bis zu 6,5 t. Und zwar hängen die kleineren Lasten, wie die Abbildung zeigt, an einem einfachen Seil, die größeren an einer losen Rolle in einer Schlinge dieses Seiles, die sich bei Arretierung des Hakenseilendes gegen die Kopfrolle des Auslegers von dessen Mitte herab bildet.

Die neueren Konstruktionen fahrbarer Hellingturmdrehkrane unterscheiden sich von diesen Wilhelmshavener Ausführungen nicht sowohl durch die größeren Abmessungen und Geschwindigkeiten — die höchste Hakenstellung über S.-O. betrug dort nur 21,6 m, die Spurweite 4 m und die Fahrgeschwindigkeit bloß 30 m i. d. Minute — nicht sowohl durch die hiernach angezeigte erhöhte Rücksichtnahme bei der Durchbildung von Fahrwerk u. a. m., als hauptsächlich dadurch, daß mit Hilfe einer Laufkatze auf horizontalem Ausleger eine weitere selbständige Beweglichkeit der Last in radialer Richtung geschaffen worden ist. Diese ermöglicht es, der Last mit Hilfe einer kleinen, leichtverschieblichen Katze, also mit Beschleunigung geringster toter Massen eine gradlinige Bewegung auch querschiffs zu erteilen, die eine genaue Anpassung bei der Arbeit ja ungleich besser und schneller gestattet, als das sonst gleichzeitige Schwenken und Verfahren des ganzen Kranes.

Als vorteilhaft erscheint an all diesen Ausführungen auf den ersten Blick die bei den stattlichen Abmessungen doch überaus leichte und luftige Durchbildung der Eisenkonstruktion, die nicht nur die Manövrierfähigkeit des

Fahrbare Drehkrane der Kaiserl. Werft Wilhelmshaven (Ver. Maschinenfabriken Augsburg-Nürnberg).

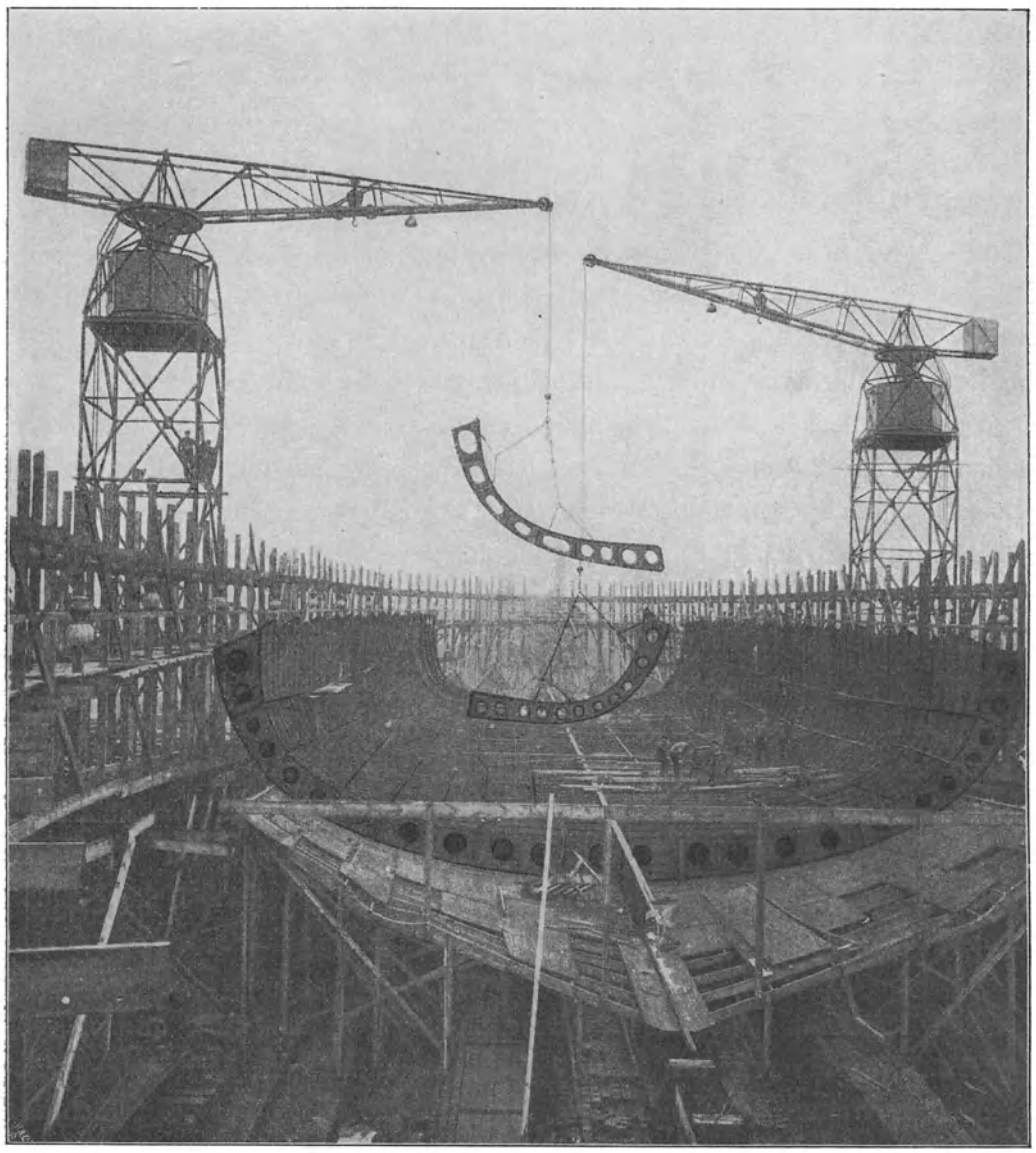
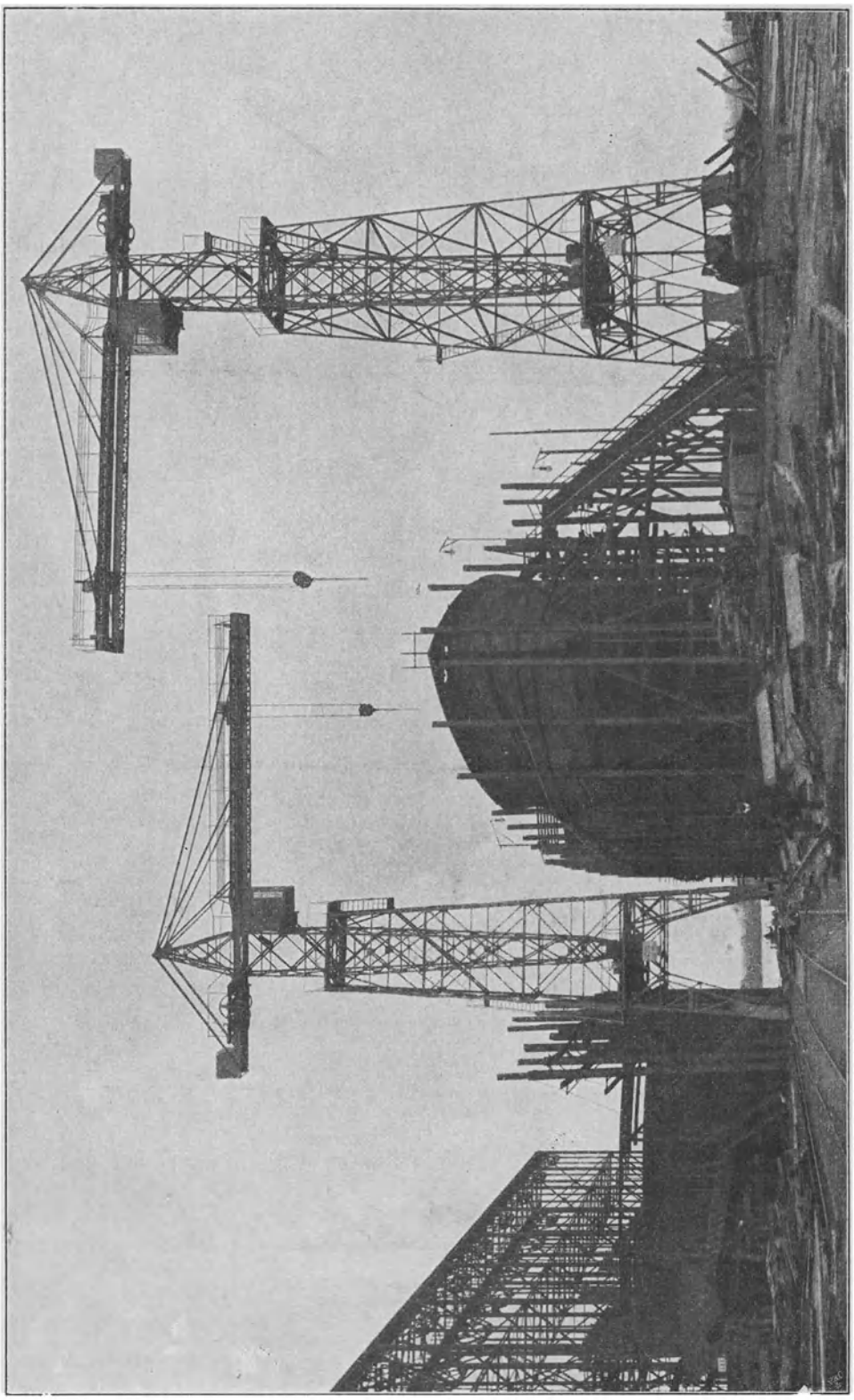


Fig. 9.

Kranes erhöht, sondern auch dessen Herstellungs- bezw. Anschaffungskosten entsprechend reduziert. Daß dadurch solche fahrbaren Turmdrehkrane, die ganz nach Bedarf gemeinsam oder getrennt an einer oder an mehreren Hellingen verwendet werden können, — zweckmäßigerweise allerdings gleiche Spur vorausgesetzt! — zu einem verhältnismäßig billigen Hilfsmittel für den

Schiffbau werden, dürfte ihnen, trotz rein betriebstechnisch vielleicht noch vollkommenerer Lösungen der Hellingtransportfrage, auch künftig gewiß noch ein bestimmtes Feld sichern. Auf der nämlichen Werft der A.-G. Weser z. B. werden die Hellgen III, IV, V (s. Fig. 8) mit Hilfe einer dreisträngigen Gleisanlage von 4 fahrbaren Turmkranen bedient, deren Gesamtkosten, einschließlich der Fahrbahnen, sich auf ca. M. 300 000.— belaufen haben. Durch Anführung dieses Wertes, im Anschluß an den vorigen, kann natürlich nur hinsichtlich der unter gleichen Verhältnissen erforderlichen Anlagekapitalien ein ungefährer Vergleich beider Transportsysteme angestellt werden. Wenn auch dieser Faktor oft sehr gewichtig mitspricht, so müßten zur Feststellung der totalen wirtschaftlichen Überlegenheit eines von mehreren für die gleiche Örtlichkeit technisch in Frage kommenden Systemen natürlich vor allem noch die für die nämliche Leistung insgesamt benötigten Betriebsunkosten an Energieaufwand, Reparatur und Bedienung als laufende Ausgaben berücksichtigt werden.

Zu den Vorbedingungen, die die Anschaffung und den Betrieb solcher fahrbaren Krane zweckmäßig sein lassen können, gehört außer einem der Erstellung der Fahrbahn günstigen Untergrund auch noch das Vorhandensein genügenden Platzes zwischen den Hellgen. Denn die Standfestigkeit des hohen Kranes gegen Querkippen erfordert trotz zusätzlicher Belastung der Stützfüße durch Gewichtskästen doch noch eine Spannweite des Portales von 5 bis 6 m, die das zwischen den benachbarten Stellagen freizuhaltende lichte Minimalprofil nicht unwesentlich größer werden lassen muß, als z. B. bei den schlankprismatischen Stützgerüsten feststehender Turmkrane. Für die Wirtschaftlichkeit des Arbeitens mit Fahrturmkranen dürfte es weiterhin Voraussetzung sein, daß die Beaufsichtigung des Betriebes besonders darauf gerichtet ist, daß der Kran nicht allgemein auch für die Längstransporte benutzt wird. Ist es doch selbstverständlich, daß ein häufiger und beträchtlicher Arbeitsaufwand zur Massenbeschleunigung eines Kranes von 80 bis 100 t und mehr Eigengewicht für die Beförderung von im Mittel vielleicht hundertmal kleineren Nutzlasten den Betrieb nicht so rationell gestalten wird als die Zufuhr der leichten Bauteile bis neben die zur Einbaustelle mittels entsprechend leichter Transportmittel. Hierin mag es wohl auch begründet sein, daß gerade auf unseren Reichswerften, wo neben Platz auch Aufsicht genügend vorhanden, mit den fahrbaren Turmdrehkranen auch in wirtschaftlicher Beziehung gute Erfahrungen gemacht worden sind, und daß, wie verlautet, als dritte im Bunde auch die Danziger Kaiserliche Werft ihre alten, auf wenig stabilen Holz-



Fahrbare Turmdrehkrane des Bremer Vulkan, Vegesack (Ludwig Stuckenholz).

Fig. 10.

stellagen laufenden 3 t × 4 m-Drehkrane durch moderne fahrbare Turmdrehkrane zu ersetzen beabsichtige. Die Fahrbarkeit dieser Krane stellt sich als Vorzug eben dadurch dar, daß ihr Standort bei gelegentlichem Bedarf zweck-

Fahrbarer Turmdrehkran für den Bremer Vulkan, Vegesack (Ludwig Stuckenholz).

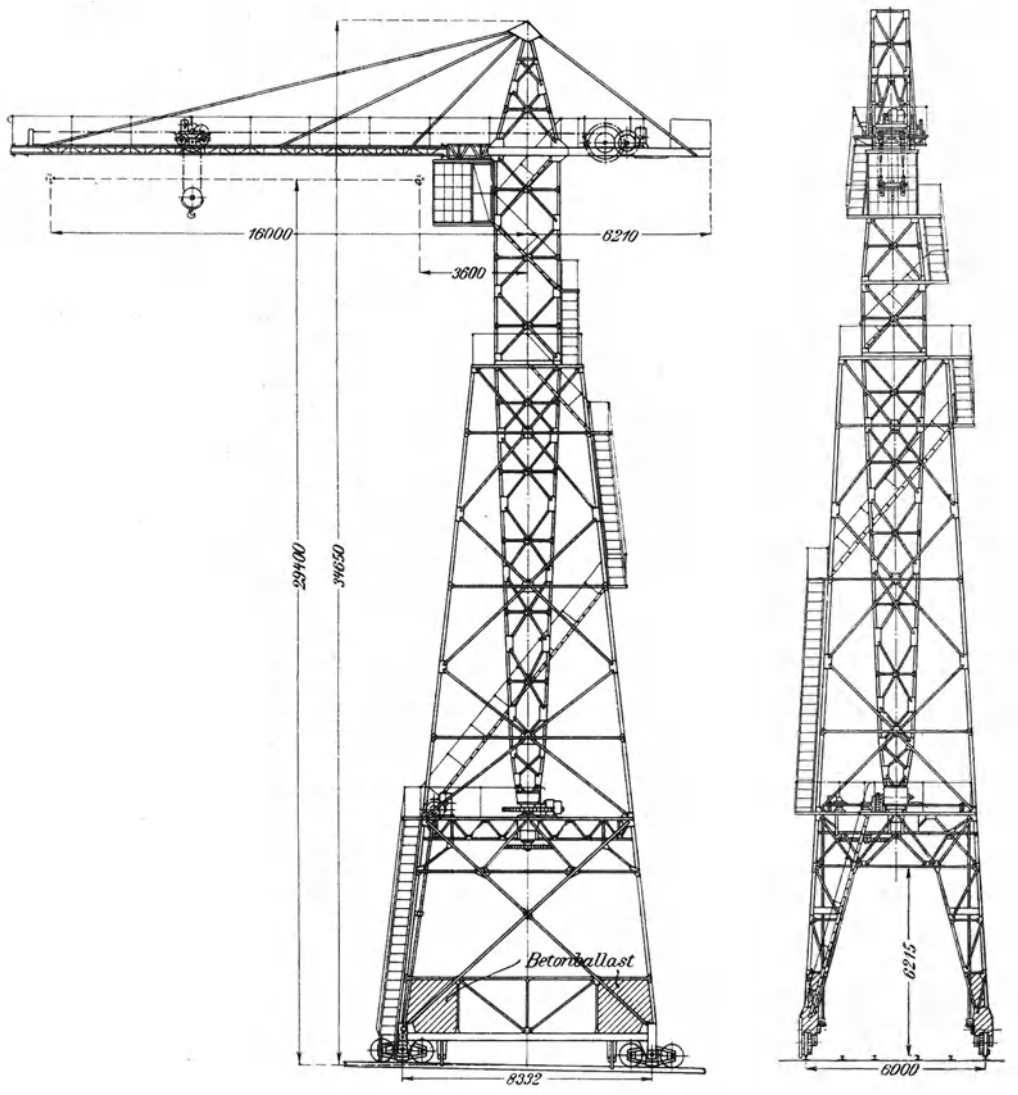


Fig. 11a. Fig. 11b.

mäßigst für die beliebig wechselnde Baustelle eingenommen werden kann und daß die Krane nötigenfalls auch sich selbst mit Arbeitsgut versorgen können.

Im allgemeinen wird man bei den auf Flur laufenden Hellingkranen, entsprechend dem Fall der Helling, mit einer Neigung ihrer Fahrbahn zu

Verwendungsort	Anzahl	Tragkraft	Nutzausladung	Höchste Hakenstellung über S.-O.	Spurweite des Portals	Minutliche Geschwindigkeiten der Höchstlast bezw. Motorleistungen							
						Heben	Motorstärke	Katzfahr.	Motorstärke	Schwenken	Motorstärke	Kranfahr.	Motorstärke
		t	m	m	m	m	PS	m	PS	m	PS	m	PS
Bremer Vulkan	1	6 bezw. 3	9,3 bezw. 16	29,40	6	15	34	15	2,5	75	6	60	55
„	1	„	„	27,10	6	15	34	15	2,5	75	6	60	55
„	1	6 bezw. 2	9 bezw. 20,2	25	5	15,2	34	15,1	4	70	6	52,5	68
„	1	6 bezw. 3	9 bezw. 16	27,10	6	20	40	15	6,8	70	11,5	60	60
„	1	6 bezw. 2	9 bezw. 20	25,10	5	20	40	15	6,8	70	11,5	60	60
„	1	6 bezw. 2,75	10 bezw. 20	29,40	6	22,5	41	15	6	75	9	60	60
„	1	„	„	.	6	22,5	41	15	6	75	9	60	60
A.-G. Weser	1	6 bezw. 2,75	10 bezw. 20	.	6	20	36	30	10	75	9	60	60
„	1	„	„	.	6	20	36	30	10	75	9	60	60
„	1	„	„	.	5	20	36	30	10	75	9	60	60
„	1	„	„	.	5	29	36	30	10	75	9	60	60
Kaiserl. Werft Kiel	1	6 bezw. 3	12 bezw. 24	26	6	16	28	20	6	120	7	60	20
„	1	„	„	26	6	16	28	20	6	120	7	60	20
Kaiserl. Werft Wilhelmshaven	1	7 bezw. 3,15	11,25 bezw. 22,5	.	6	15,5	36	20	8	90	8	45	36
„	1	„	„	.	6	15,5	36	20	8	90	8	45	36

rechnen haben, die in Verbindung mit der beträchtlichen Windfläche der Turmkrane eine besonders sorgfältige Durchbildung der Fahrwerksbremsvorrichtungen als unerläßliche konstruktionstechnische Voraussetzung für einen gesicherten Betrieb fordert. So ist beispielsweise bei den Benrather Kranen für den Bremer Vulkan — wo bei einem Gefälle von 1 : 60 die Verhältnisse in dieser Beziehung am ungünstigsten sind — zur Verhütung des Durchgehens derselben beim Bergabfahren zunächst der Fahrmotor abweichend von der sonst üblichen Ausführung als Nebenschlußmotor gewickelt. Alsdann sind für den Stillstand des Kranes zwei Schlingbandbremsen auf der gemeinsamen Fahrantriebswelle — vgl. auch Fig 16 — angeordnet, deren eine

Tabelle I.

Lagerung des Auslegers	Anordnung des Hubwerkes	Anordnung des Katzfahrwerks	Jahr der Inbetriebnahme	Abbildungen	Geliefert von
Durch Drehsäule im untern Teile des Stützgerüstes	auf dem Gegengewichtsarm	auf der Katze	1905	10 u. 11	Stuckenholz
Durch Haube an der Spitze des Stützgerüstes aufgehängt	auf dem Ausleger	auf dem Ausleger	1906	13 u. 14	Bechem & Keetman
Durch Drehsäule im mittlern Teile des Stützgerüstes	auf einer Fundamentplatte am Gegengewichtsarm	auf der Katze	1906	.	Benrather Maschinenfabrik
Durch Drehsäule im mittlern Teile des Stützgerüstes	auf einer Fundamentplatte am Gegengewichtsarm	auf der Katze	1906	16	Benrather Maschinenfabrik
Durch Drehsäule im untern Teile des Stützgerüstes	in der Drehsäule	in der Drehsäule	1907	12	Augsburg-Nürnberg
Durch Drehsäule im mittlern Teile des Stützgerüstes	auf einer Fundamentplatte am Gegengewichtsarm	auf der Katze	1907	15, 17 u. 18	Benrather Maschinenfabrik

bei Stromloswerden des Fahrmotors in bekannter Weise durch Gewichtsbelastung selbsttätig einfällt, während die andere entweder durch einen unabhängigen Elektromagneten, dessen Stromkreis vom Führer geschlossen wird, oder auch von Hand in Tätigkeit gesetzt werden kann, und zwar sowohl von oben als von unten aus. Bei Betriebspausen können weiterhin noch kräftige Schienenzangen mittels Schraubenspindeln angezogen sowie Hemmschuhe vor die bergaufwärtigen Laufräder niedergelassen werden. Diese Hemmklötze können gleichzeitig als Notbremsen sowohl vom Führerstand wie vom Flur aus auch dann vorgelegt werden, wenn selbst beide der vorgenannten Bandbremsen versagen sollten, wie sie endlich auch bei etwaigem Überfahren der End-

stellung durch einen Anschlag am unteren Kranbahnende zur Wirkung gebracht werden können. Ist die Kranfahrbahn, wie z. B. in Kiel und Wilhelmshaven, horizontal verlegt, so mag wohl auch eine dementsprechend einfachere Ausbildung des Fahrtriebwerkes gerechtfertigt sein. Bei letztgenannter Werft, wo die Fahrbahn z. Zt. noch eine kopfseitige Krümmung aufweist (s. Fig. 15), zeigt dieses Fahrwerk übrigens noch eine Maßnahme, die auch wegen

Fahrbare Turmdrehkrane der Kaiserlichen Werft Kiel
(Ver. Maschinenfabriken Augsburg-Nürnberg).

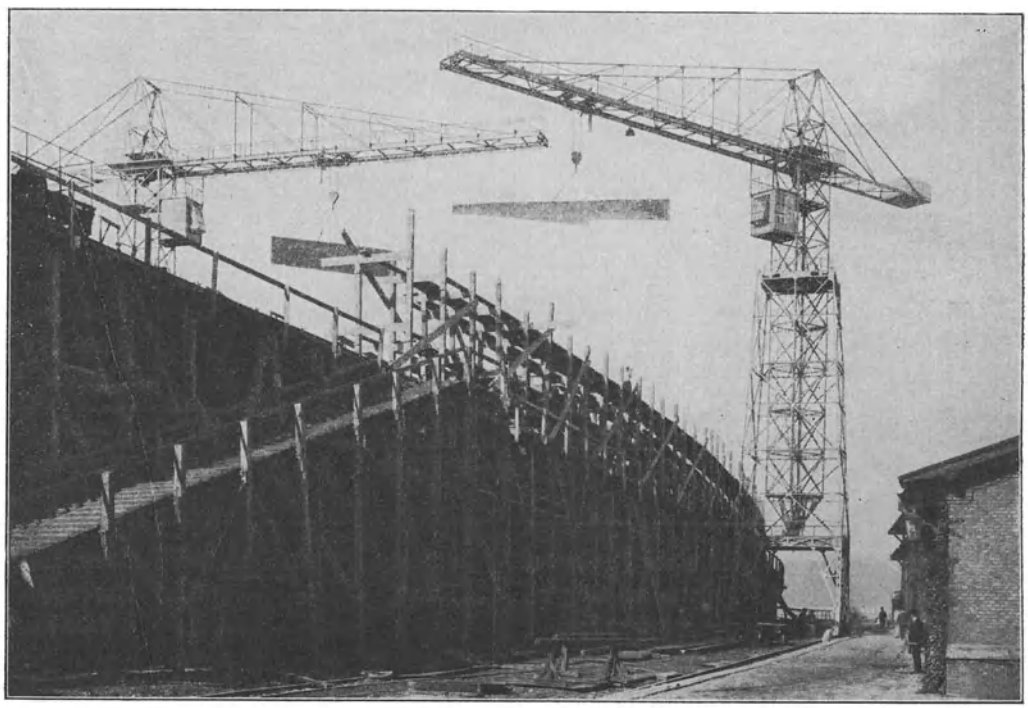


Fig. 12.

ihrer allgemeinen Übertragbarkeit auf alle ähnlichen Fälle zeitweisen Kurvenfahrens auch an dieser Stelle Erwähnung verdient. Jedes der äußeren Kranlaufräder ist außer mit seinem normalen Laufkranz (a) noch mit einem solchen von etwas größerem Durchmesser (c) versehen (Fig. 17), der beim Übergang in die Kurvenstelle die außenseitige Abstützung des Kranes auf der entsprechend niedriger verlegten Kurvenschiene (d) stoßlos und automatisch übernimmt. Es ist einleuchtend, daß sich bei Bemessung der Laufradkranzdurchmesser im Verhältnis der Krümmungsradien (r und r_1) der zugehörigen Kurvenschienen

Fahrbarer Turmdrehkran des Bremer Vulkan, Vegesack (Bechem & Keetman).

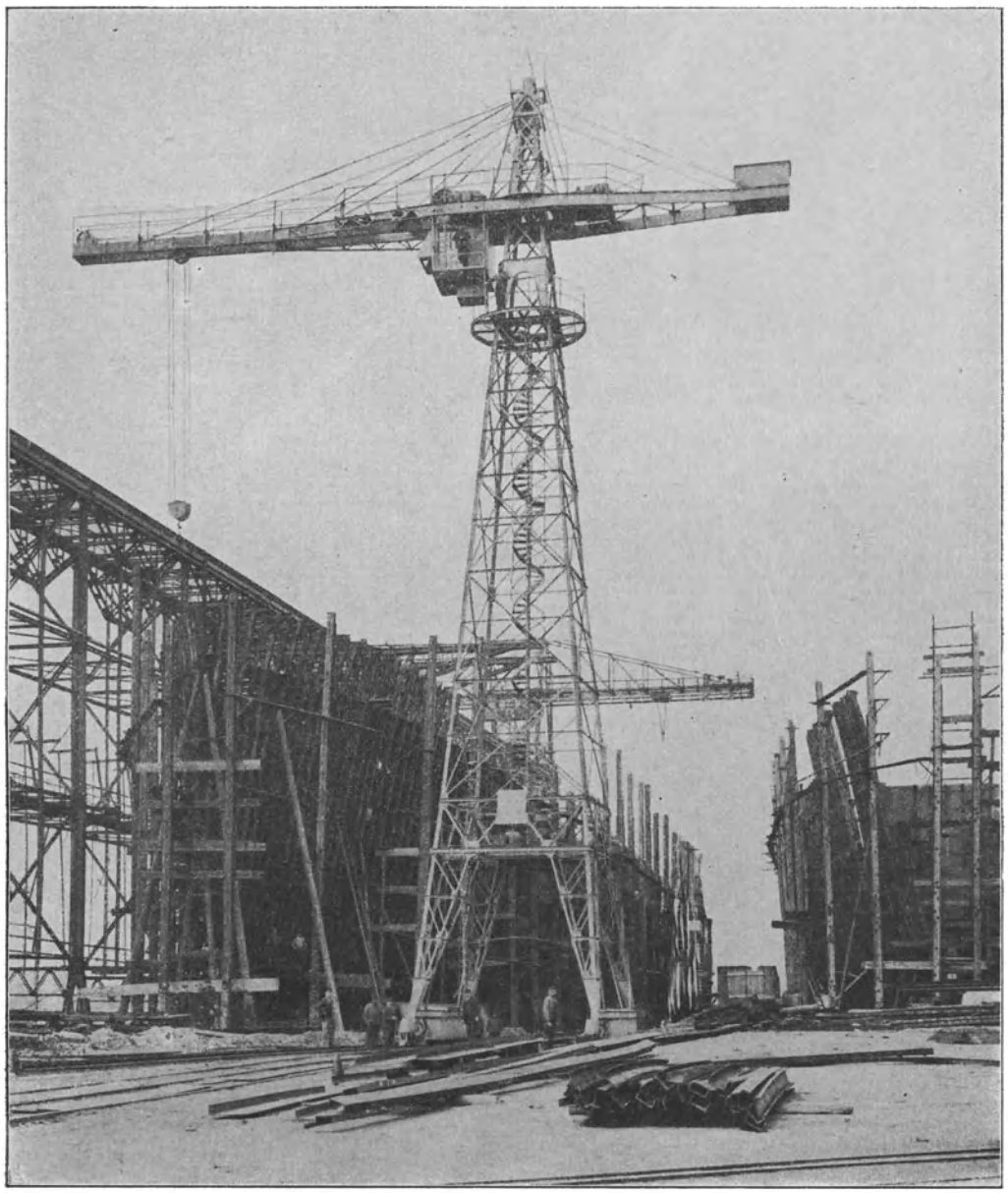


Fig. 13.

eine das Ecken oder Schleifen der Räder verhütende Umfangs-Geschwindigkeitsdifferenz derselben in einfachster Weise, ohne die sonst hierfür üblichen besonderen Triebwerksumschaltungen einstellen wird. — In welcher Weise

Fahrbarer Turmdrehkran für den Bremer Vulkan, Vegesack (Bechem & Keetman).

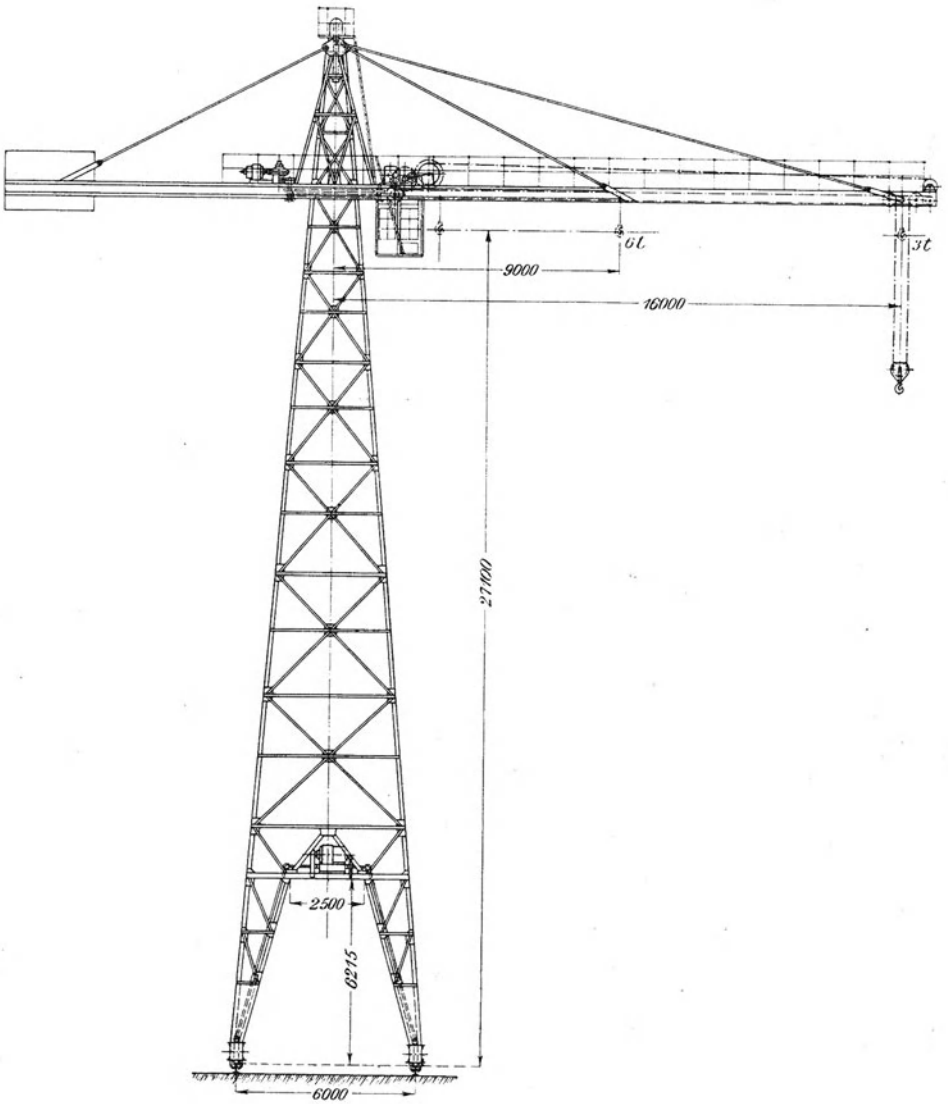


Fig. 14.

zweckmäßig und unter Ausschluß unnötigen Hin- und Herfahrens der Turmkrane die Lastenzufuhr zu diesen erfolgt, läßt die weitere photographische Aufnahme (Fig. 18) des Wilhelmshavener Hellgen mit den beiden neuen Benrather Kranen

Fahrbarer Turmdrehkran der Kaiserl. Werft Wilhelmshaven (Benrather Maschinenfabrik).

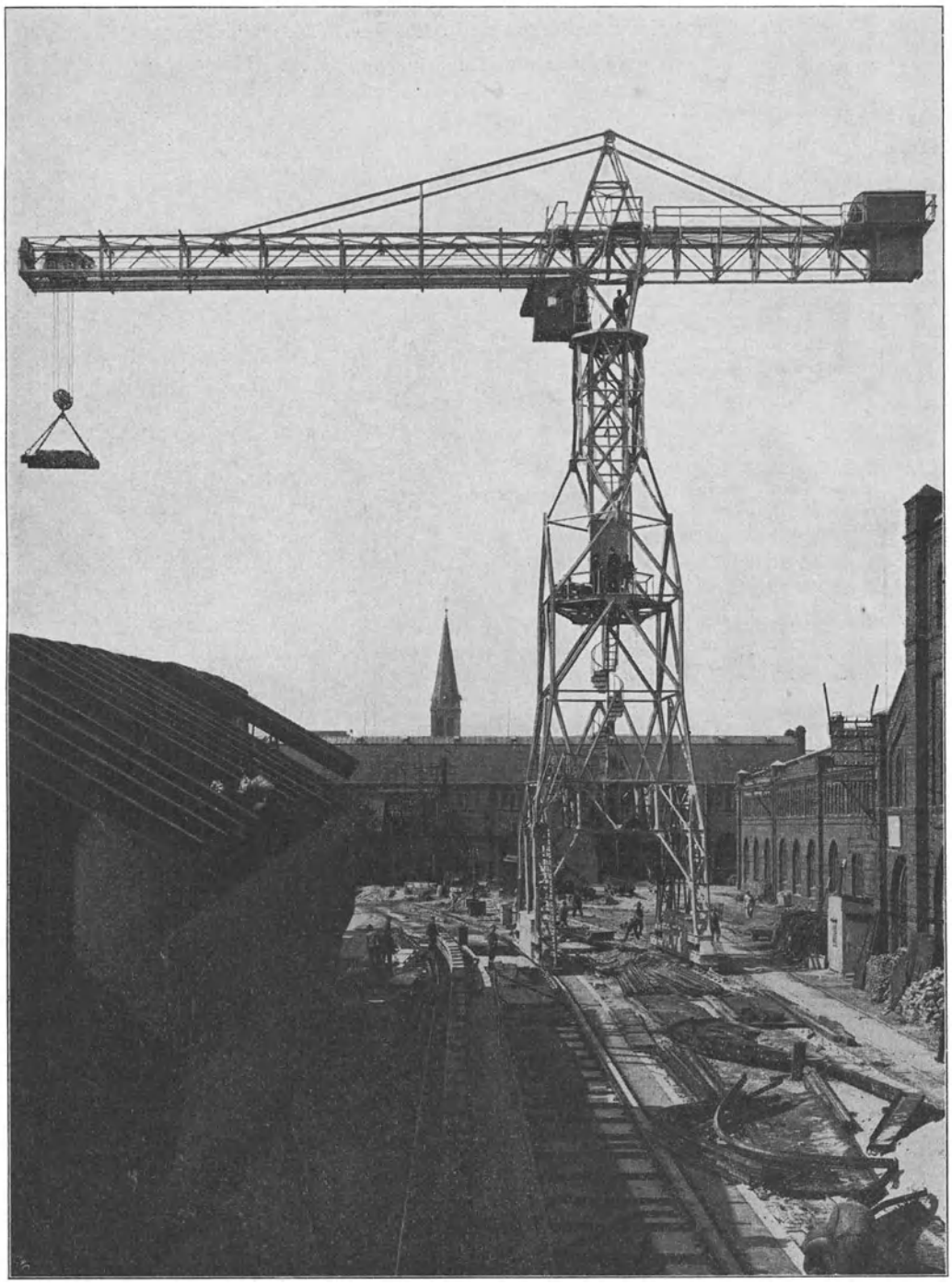


Fig. 15.

erkennen. Während aus den quer vor der Helling und den parallelen Nachbardocks gelegenen Werkstätten Lowren mittels Drehscheiben die Materialien

Fahrbarer Turmdrehkran der Akt.-Ges. „Weser", Bremen (Benrather Maschinenfabrik).

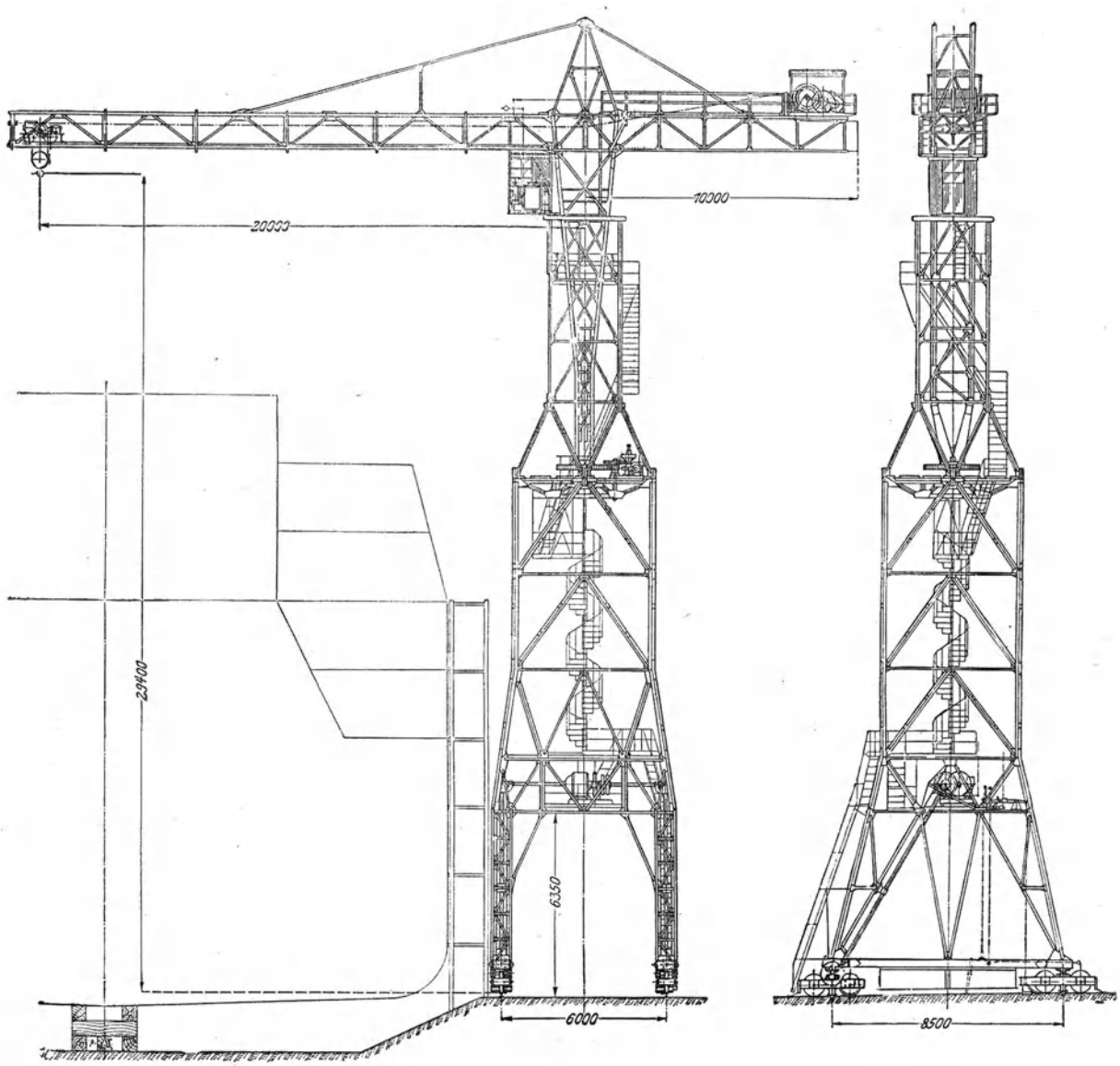


Fig. 16.

auf direktem Wege bis zur Einbaustelle den Kranen zubringen, fahren es aus der zweiten, neben der Helling stehenden neuen Werkstatt Laufkrane unmittelbar bis zu der seitlichen Aufnahmestelle durch die Turmkrane.

Als eines weiteren Vertreters von auf Flurgleisen neben der Helling laufenden Kranen sei der Vollständigkeit halber noch kurz des fahrbaren Bockkranes gedacht, der, mit seinem Portal den Neubau samt der Stelling quer umspannend, m. W. bei uns bloß eine einzige Ausführung für eine größere Anzahl kleinerer Hellinge einer ostdeutschen Werft gefunden hat. Wenn er mit den Fahrturmdrehkranen auch die in der Ortsveränderlichkeit gelegenen

Fahrwerk der Turmdrehkrane der Kaiserl. Werft Wilhelmshaven (Benrather Maschinenfabrik).

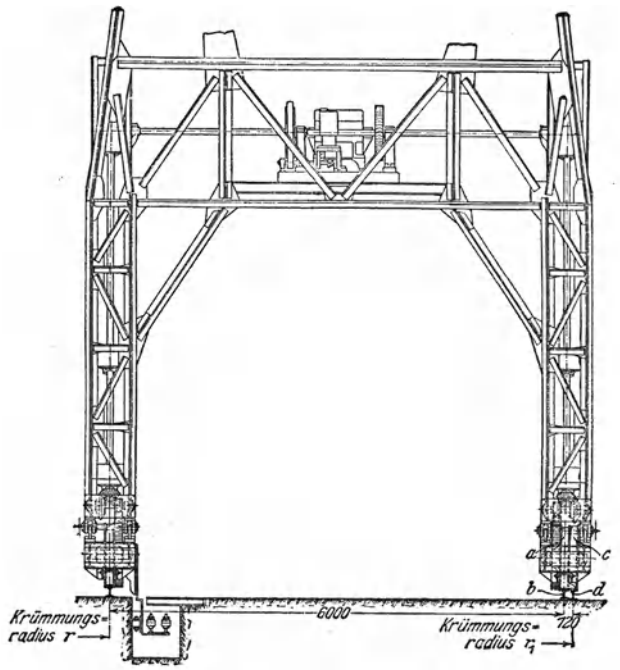
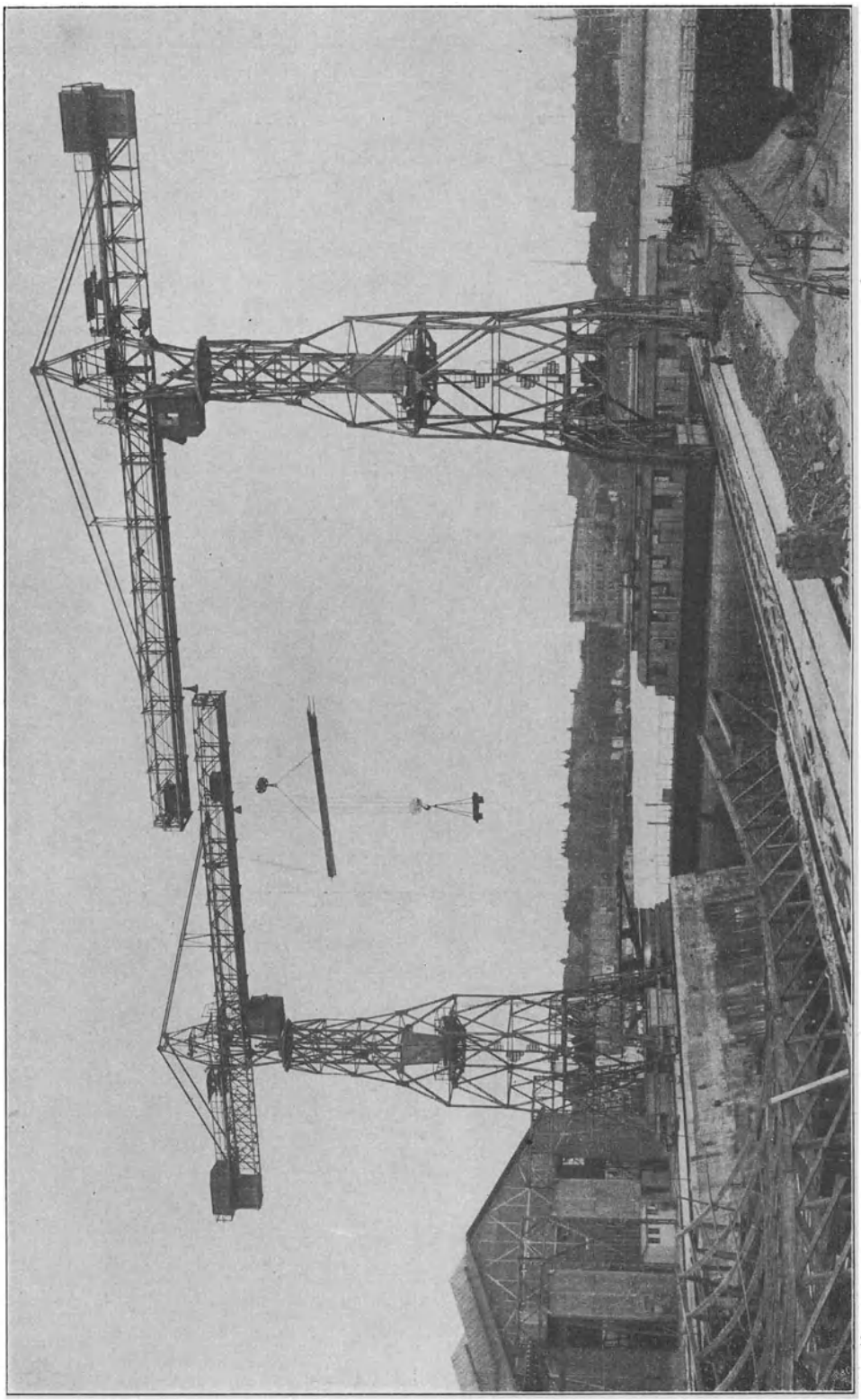


Fig. 17.

Vorzüge gemein hat — es kann mit Rücksicht auf die große Spur vorteilhaft z. B. eine Schiebebühne zum Versetzen des Kranes auf die nebeneinander liegenden Hellingfahrbahnen dienen —, und wenn auch die Herstellung der letzteren wegen der beiderseitig verteilten Stützböcke vereinfacht und weniger platzbedürftig ist, so dürfte doch seine Verwendung außer zum Halten von Bearbeitungsmaschinen etwa auch zum Materialtransport bei größeren Schiffsbauten — wie auf einigen englischen und amerikanischen Werften — nach meinem Dafürhalten kaum mehr in Frage kommen. Denn die kopfseitige Aufnahme der Bauteile würde durch das jedesmalige Ver-



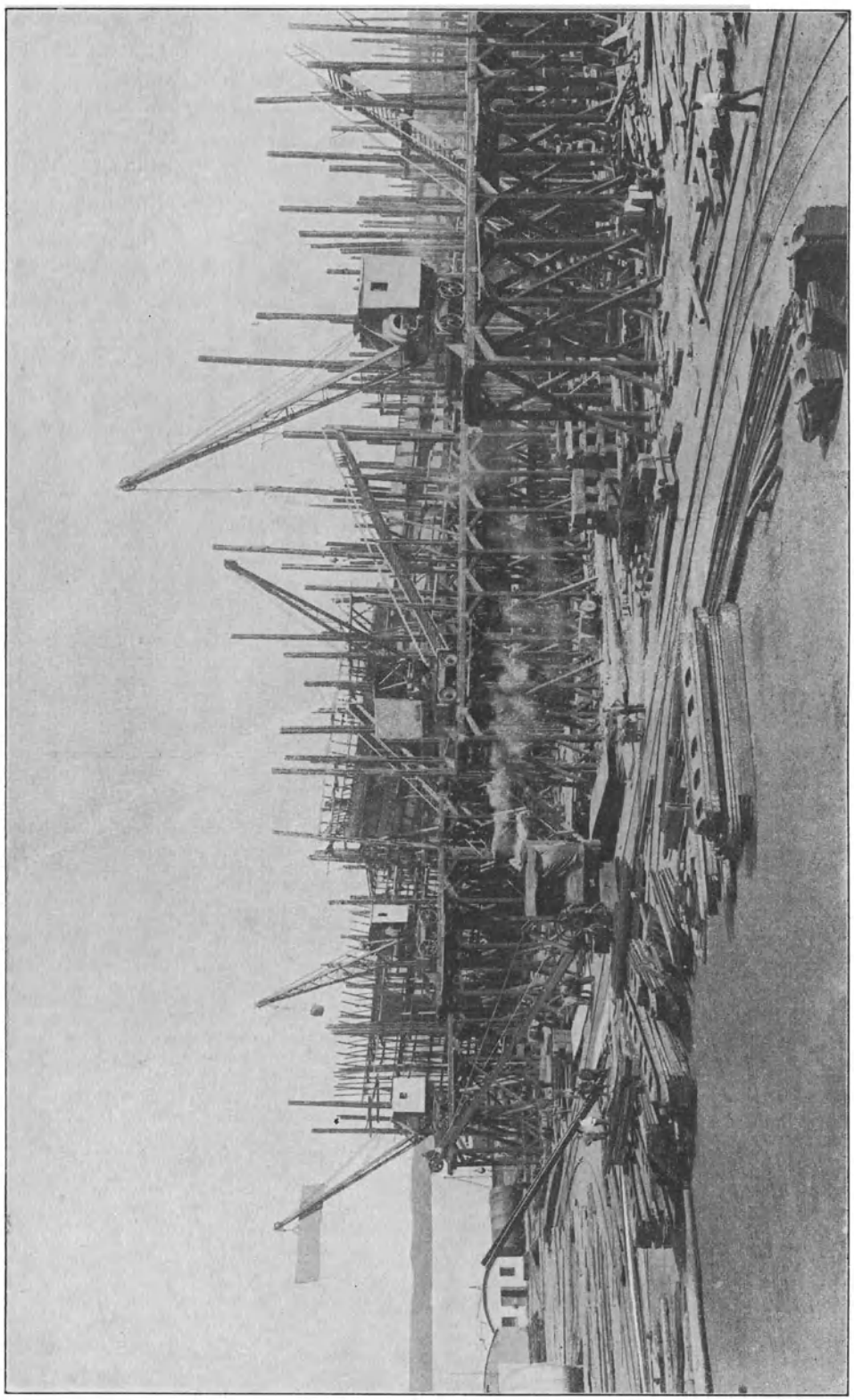
Fahrbare Turmdrehkrane der Kaiserl. Werft Wilhelmshaven (Benrather Maschinenfabrik).

fahren des ganzen Kranes natürlich zu schwerfällig und kostspielig werden, und die Schaffung einer seitlichen Lastaufnahmemöglichkeit durch die Laufkatze bei weiteren seitlichen Zufuhrgleisen würde sich wieder schlecht mit der Forderung geringer Platzbeanspruchung zwischen den Hellgen vertragen.

Aus dem wohlzuverstehenden Bestreben, den neben der Helling fahrenden Auslegerkranen die nachteilige Eigenschaft einer Verkehrsbehinderung zu nehmen, die Notwendigkeit auszuschließen, ihre Fahrbahn für den Betrieb sorgfältig frei zu halten, und die Gefahr zu beseitigen, Zusammenstöße oder Beschädigungen zu erleiden, aus diesem Bestreben heraus mag die Anordnung von Fahrdrehkranen auf seitlichen Hochbahnen mit Vorteil geschaffen sein. Bei einer solchen Disposition können sich leicht als weitere Vorteile ergeben: eine einfachere Herstellung der Kranbahn bei selbst nicht günstigem Untergrund durch entsprechend große Entfernung der Fahrbahnstützen; eine leichtere Konstruktion der niedriger werdenden Krane selbst und damit auch eine rationellere kopfseitige Lastaufnahmemöglichkeit durch eben diese Krane, bei platzsparender Erübrigung einer längsseitigen Materialzufuhr.

Abgesehen von der Kaiserlichen Werft Danzig, die, wie gesagt, z. Zt. auch noch (allerdings wenig vollkommene) Hochbahndrehkrane benutzt, bedient von unseren größeren Werften bisher wohl nur die Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft ihre Hellgen ausschließlich mit diesem Kransystem, teilweise auch die Kieler Germaniawerft, denen sich in Zukunft dem Vernehmen nach auch die Werft von Klawitter in Danzig anschließen will.

Die Anordnung und Arbeitsweise der Flensburger Krane, die mit der neuen Werft schon seit etwa 6 Jahren mit gutem Erfolge in Betrieb sind, geht anschaulich aus der Photographie (Fig. 19) hervor: Zwischen den fünf Hellgen sind in etwa halber Schiffsseitenhöhe Fahrbahnen auf gut versteiften Holzgerüsten verlegt, auf denen leichte elektrische Drehkrane von 2 t Tragfähigkeit laufen, deren Ausladung durch Wippbewegung des Lastarmes bis auf rd. 9 m vergrößert werden kann. Die gedrängte Lage der Hellinge, zwischen denen (bei sogar nur einreihigen Stellingpfosten) für die vorbesprochenen Fahrturmdrehkrane kaum Platz bliebe, läßt die Eignung der gewählten Kranordnung gerade für solche Fälle besonders zu Tage treten. Gestattet doch die dem Verkehr auf der Werft entrückte Kranfahrbahn ohne Gefahr eine beträchtliche Geschwindigkeit der Krane für den Längstransport der vor den Hellingköpfen abgelegten Bauteile, der bei der leichtmöglichen Durchbildung solcher Krane auch keineswegs eine unwirtschaftliche Arbeits-



Fahrbare Hochbahn-Drehkrane der Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft.

Fig. 19.

weise darstellt. Bei einer zulässigen Fahrgeschwindigkeit von 2 m und mehr — die Fahrbahnen können, wie im vorliegenden Fall, ja ohne allzu große Mehrkosten horizontal verlegt werden — dürfte auch das Heranbringen des Materials an die Einbaustelle zeitlich kaum zu wünschen übrig lassen. Der Umstand, daß das Fahrbahngerüst verhältnismäßig niedrig ist, hat weiterhin die günstige Folge, daß dessen Herstellung entsprechend billig werden kann und daß auch der zum Verfahren des Kranes erforderliche Lasthub nur dem zum Einbau durchschnittlich benötigten zu entsprechen braucht; er verlangt

Situation der Hellinge der Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft.

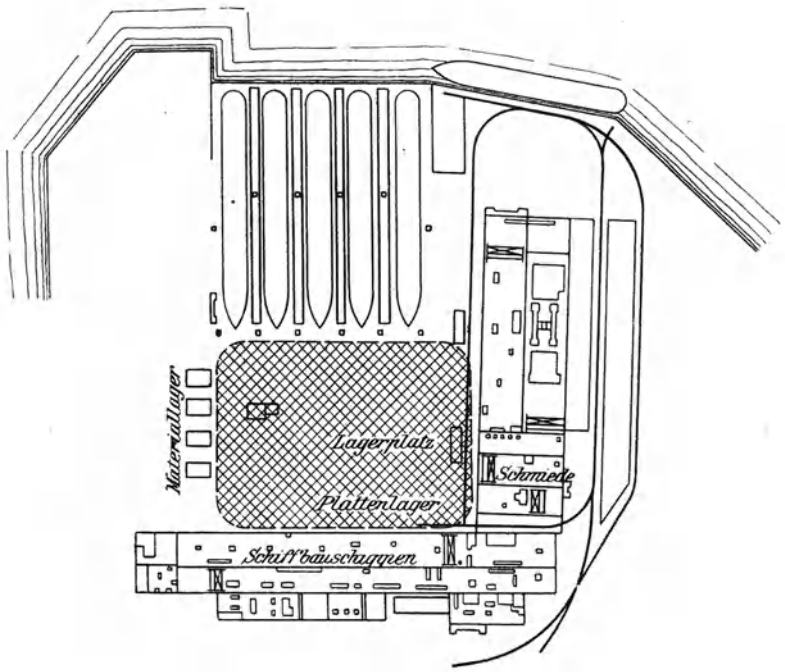
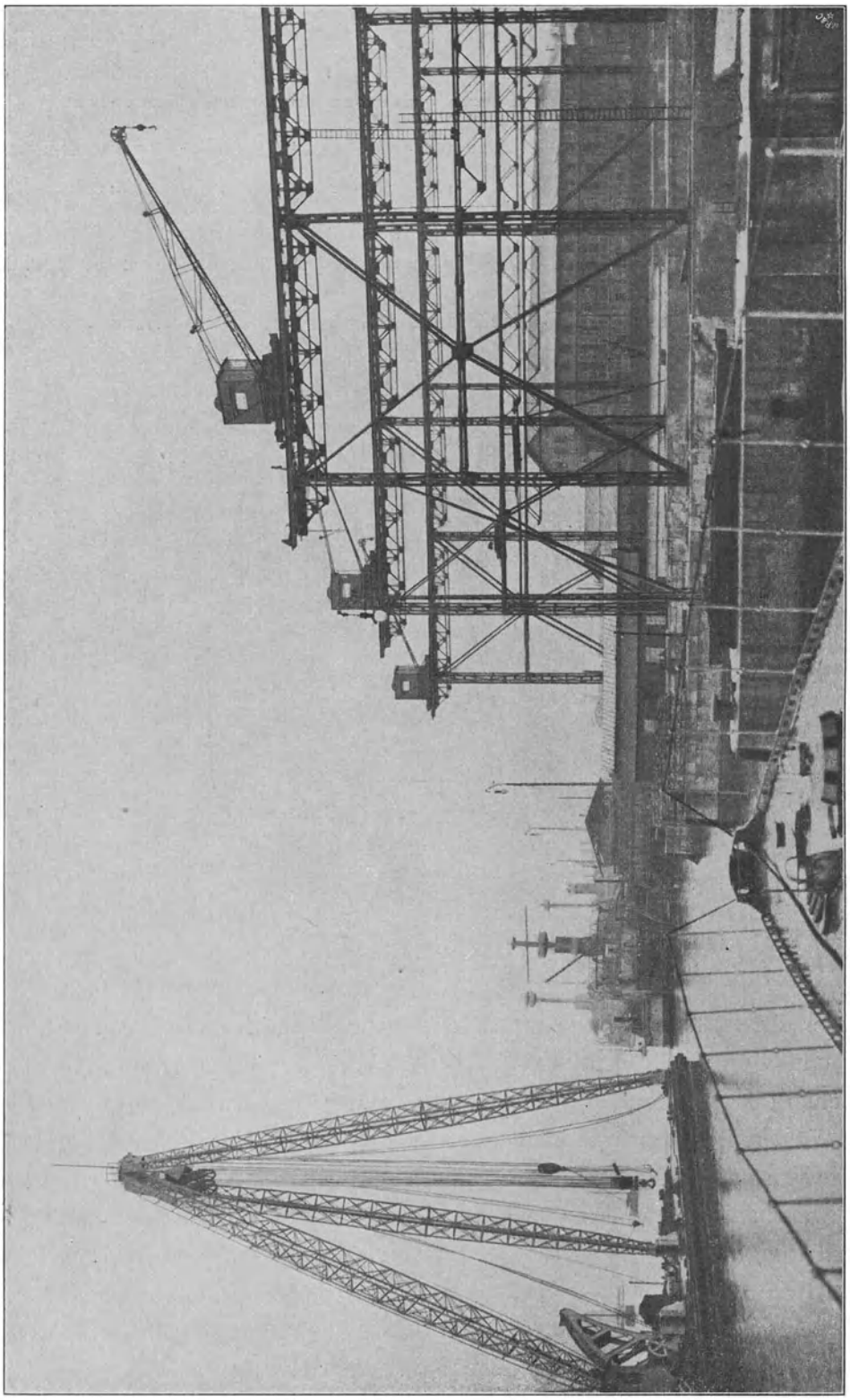


Fig. 20.

andererseits natürlich vom Kranführer ein nicht geringes Maß von Achtsamkeit und Geschicklichkeit, um Last und Ausleger jedesmal ohne Schaden zwischen den Pfosten der Arbeitsbühnen hindurchzuschwenken.

Während die teilweise Bedienung der äußeren Hellinge sowie die Materialzufuhr von auf Flur fahrenden Kranen — gleicher Bauart, doch wegen der erschwerten Stromzuführung mit Dampfantrieb — erfolgt, beabsichtigt die Werftleitung, ihren bewährten Grundsatz: möglichst alle Transportarbeiten durch Krane besorgen zu lassen, in erhöhter und bemerkenswerter Weise auf dem geräumigen Platz zwischen Schiffbauschuppen und Hellingen durchzuführen (s. d. kreuzschraffierte Fläche d. Fig. 20). Um daselbst den Last-



Fahrbare Hochbahn-Drehkrane der Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft-Kiel (Grusonwerk).

Fig. 21.

verkehr unter möglichster Ausschaltung von Handarbeit wirtschaftlicher und gänzlich ohne Behinderung des bisherigen Verkehres zu gestalten, soll der ganze Platz noch mit einem Netz von Hängebahnen überspannt werden. Deren eventuell mit in die Hallen übergreifenden Auslegern versehene Windwerkskatzen, die von dem mitfahrenden Führer an den Kreuzungsstellen über Weichen beliebig werden zu leiten sein, werden alsdann auf dem kürzesten Wege und unabhängig von einander den Verkehr zwischen Lagerplatz, Werkstatt und Hellingkranen vermitteln können.

Fahrbarer Hochbahn-Drehkran für die Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft-Kiel (Grusonwerk).

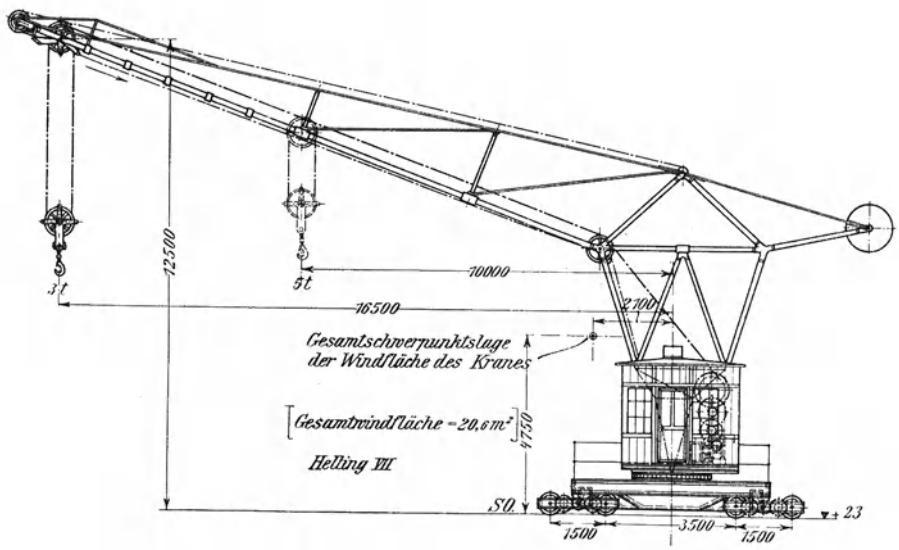
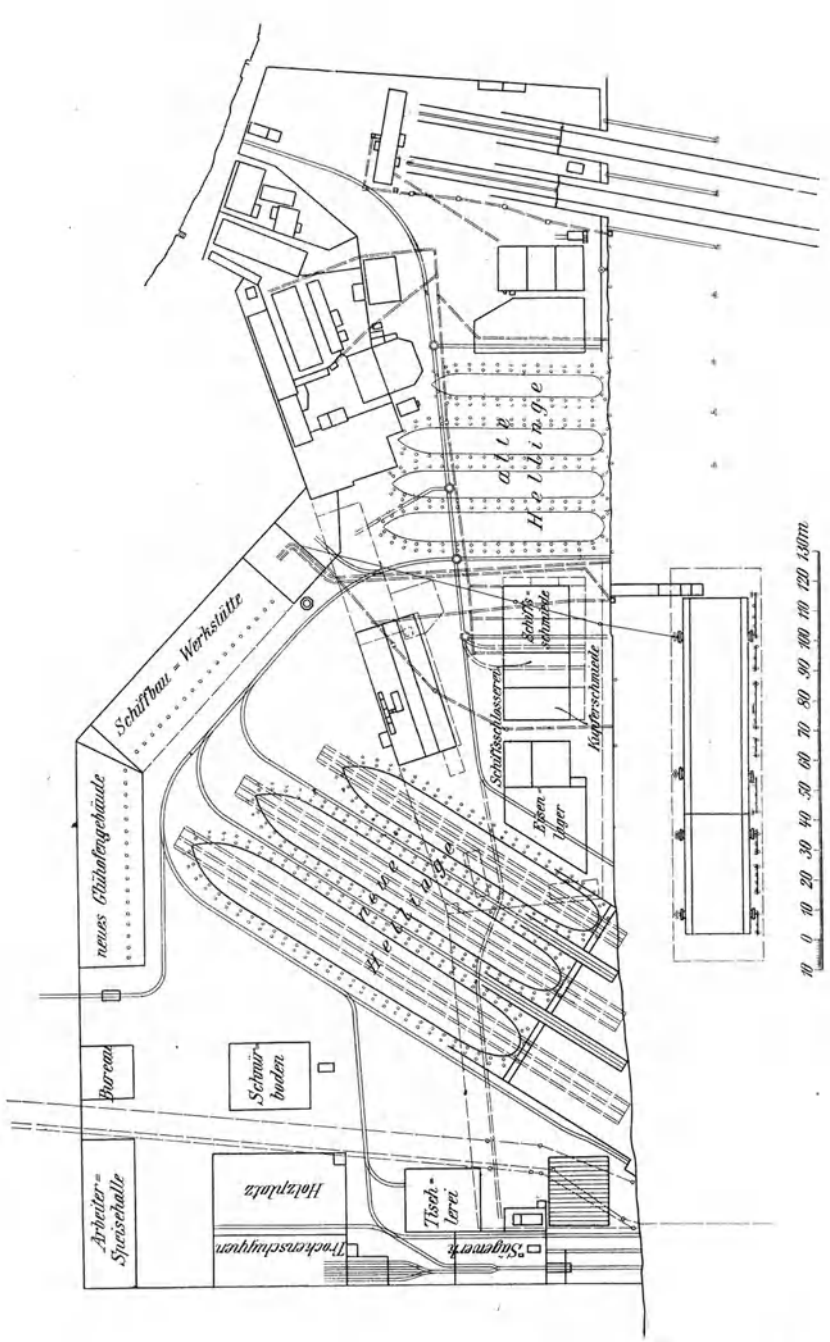


Fig. 22.

Auf hochlaufende Drehkrane fiel auch die Wahl der Kruppschen Germaniawerft bei der — ursprünglich allerdings nur provisorisch gedachten — Anlage ihrer offenen Hellinge V bis VII, zu deren etwaiger Bedachung man zunächst die Erfahrungen mit den ersten 4 Hellingen abwarten wollte. Die in Fig. 21 veranschaulichten 3 t × 13,5 m-Drehkrane des Grusonwerkes-Magdeburg, bei deren Formgebung angesichts der exponierten Hochlage der Fahrbahn mit gutem Grund die möglichste Beschränkung der Windfläche maßgebend gewesen ist, sollen in allernächster Zeit ergänzt werden durch grundsätzlich wohl ähnliche, doch größere Krane nach Fig. 22, die mit den bereits vorhandenen zusammenarbeiten sollen. Bei ihnen wird, als Ersatz für das Auslegerwippen, die Verstellung der Ausladung für Lasten von

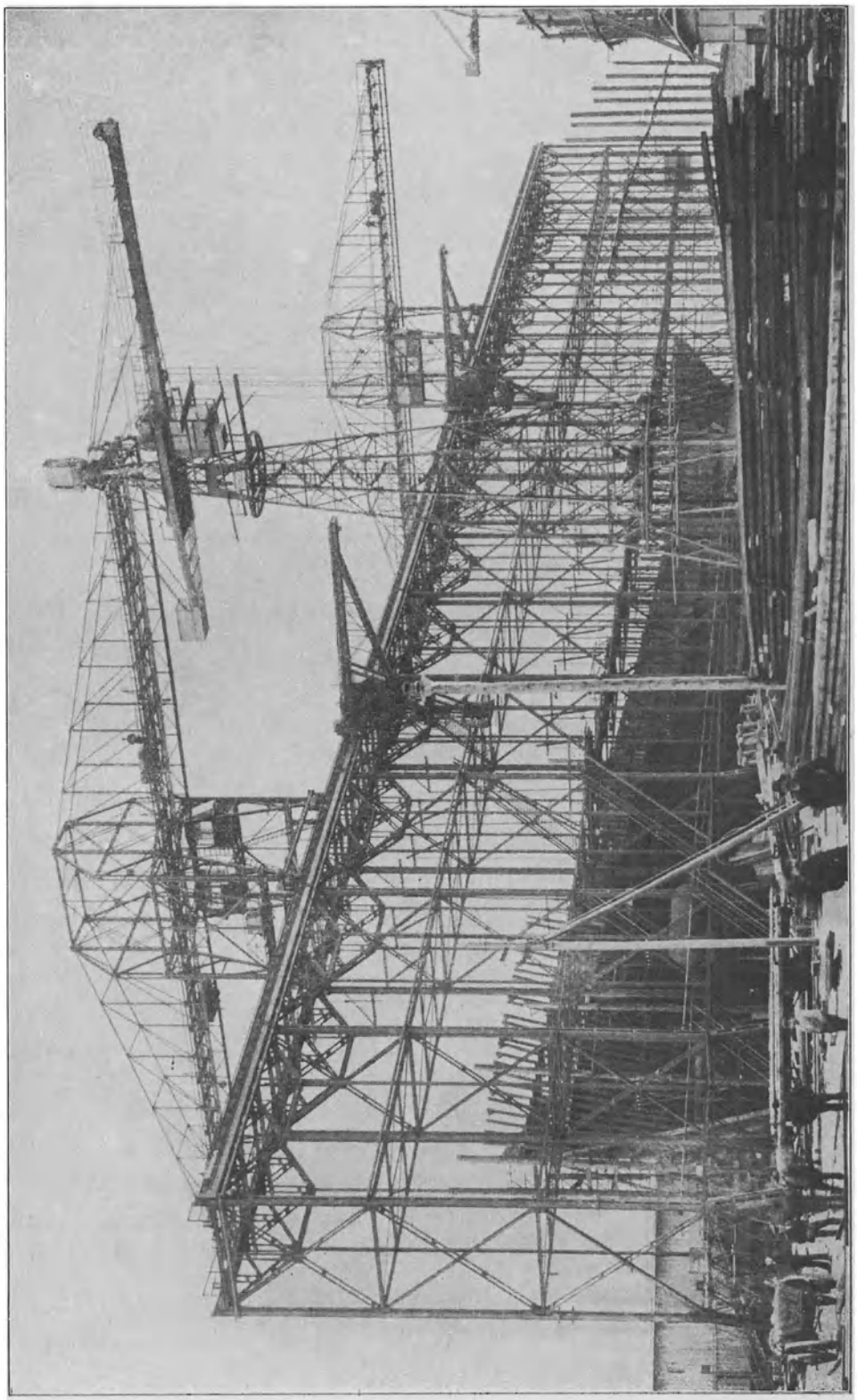


Situation der Hellinge von J. W. Klawitter, Danzig.

3 bis 5 t durch eine Handschneckenradwinde im Führerhaus dadurch bewirkt, daß von dieser aus über Leitrollen am Ausleger ein endloser Seilzug mit angeschlossener Lastrollenlaufkatze bewegt wird. Durch Fänger und Anschläge wird diese Katze in ihrer oberen bezw. ihrer unteren Grenzlage festgestellt.

Die günstigen Betriebsergebnisse, die namentlich die Flensburger Werft auch mit ihrem Hellingtransportsystem erzielt, dürften, wie gesagt, auch die Werft von J. W. Klawitter in Danzig veranlassen, die beim Wiederaufbau ihrer abgebrannten Anlagen neu und vergrößert zu errichtenden Hellinge (Fig. 23) durch Hochbahndrehkrane bedienen zu lassen. Das bisher, wie früher ja allgemein, übliche Verteilen der mühsam herangeschafften Baumaterialien über die Schiffsbauplätze durch Mastbäume sollen auch dort künftig moderne Krane besorgen, die durch eiserne Fahrbahnhochgerüste ohne Störung zu einem uneingeschränkt schnellen Weiterbefördern der an den Kranbahnköpfen neben den Werkstätten bequem abzulegenden Bauteile befähigt werden.

Nach dem Vorgange amerikanischer Werften entschied sich von unseren deutschen Werften schon vor 8 Jahren bekanntlich der Bremer Vulkan dazu, seine beiden östlichsten Hellinge durch auf zwischenliegender Hochbahn fahrende starre Doppelausleger (sog. Cantileverkrane) bedienen zu lassen (Fig. 24). Hinsichtlich der Lastquerbewegung wird ein solcher Ersatz der letztbeschriebenen Krane mit Drehausleger im Prinzip unzweifelhaft einen analogen Vorteil zur Folge haben, wie er mit der Einführung der horizontalen Katzenbewegung bei den Turmdrehkranen zu verzeichnen war, d. h. leichtestes Einstellen der Last lediglich mittels der gradlinig zu verschiebenden, leicht beweglichen Katze. Wegen seiner symmetrischen Tragarme, die bei Ausbalanzierung — die Windwerkskatze wird durch eine über ihr entgegengesetzt laufende Gegengewichtskatze verfahren (Fig. 25) — die Standfestigkeit des Kranes außerordentlich unterstützen, kann der Lasthakenbereich eines Kranes leicht über die ganze Breite zweier beiderseits gestapelter Schiffe ausgedehnt werden. Praktisch wird diese weitreichende Bedienungsmöglichkeit indes durch einen Kran nur unvollkommen ausgenutzt werden können, da dieser für beide Bauplätze ja nicht gleichzeitig, sondern nur abwechselnd tätig sein kann. Und selbst bei Zuhilfenahme mehrerer dieser Krane, die wohl vorteilhaft zum Transport schwerer Stücke zusammenarbeiten können — beim Bremer Vulkan laufen auf dem 6,5 m Spur-Hochbahngleis von rd. 185 m Länge zwei Krane mit den aus der Zeichnung Fig. 25 ersichtlichen Abmessungen und Trag-



Fahrbare Hochbahn-Auslegerbockkrane und -Konsolkrane (nebst Fahrturmdrehkran) des Bremer Vulkan, Vegesack (Bechem & Keetman).

kräften — wird eine unabhängige gleichzeitige Versorgung beider Hellinge wieder wegen der gegenseitigen Behinderung der Längsfahrbewegungen der Krane kaum zu erreichen sein. Eine völlige Unabhängigkeit des Arbeitens ist aber auch dann nicht zu erzielen, wenn die Aufnahme der Lasten nur seitlich erfolgen würde,

Fahrbarer Hochbahn-Auslegerbockkran des Bremer Vulkan, Vegesack (Bechem & Keetman).

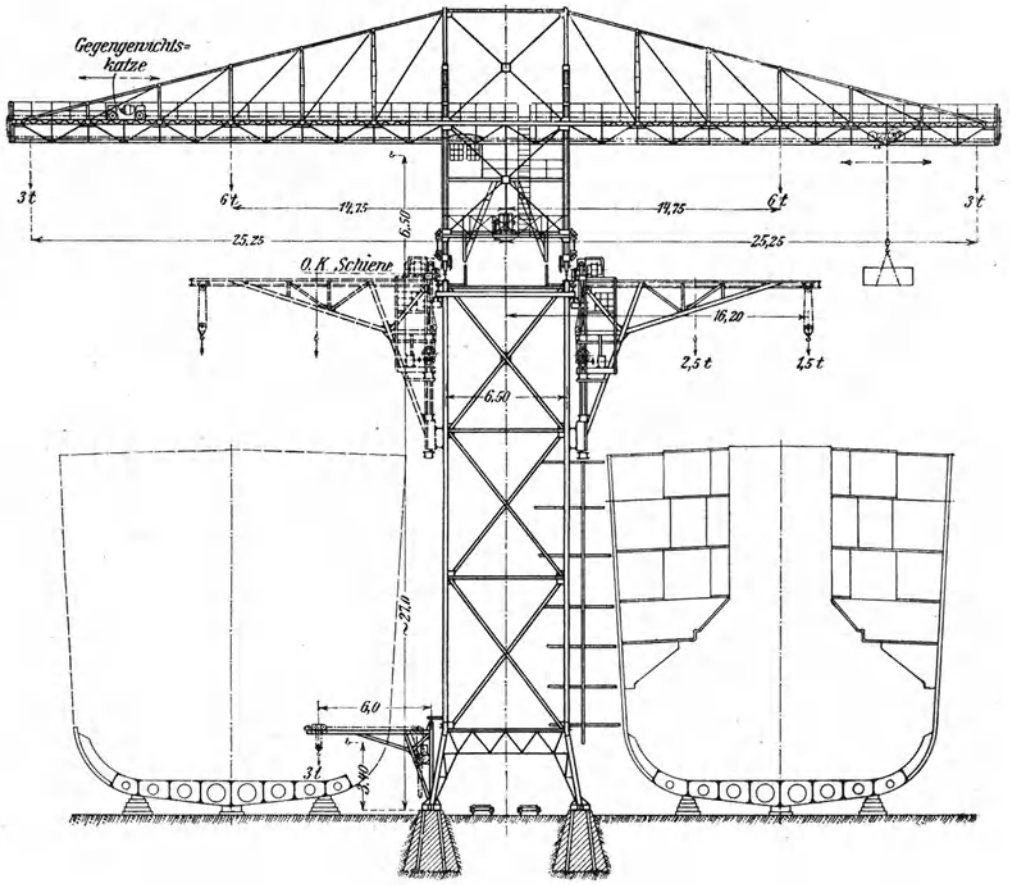


Fig. 25.

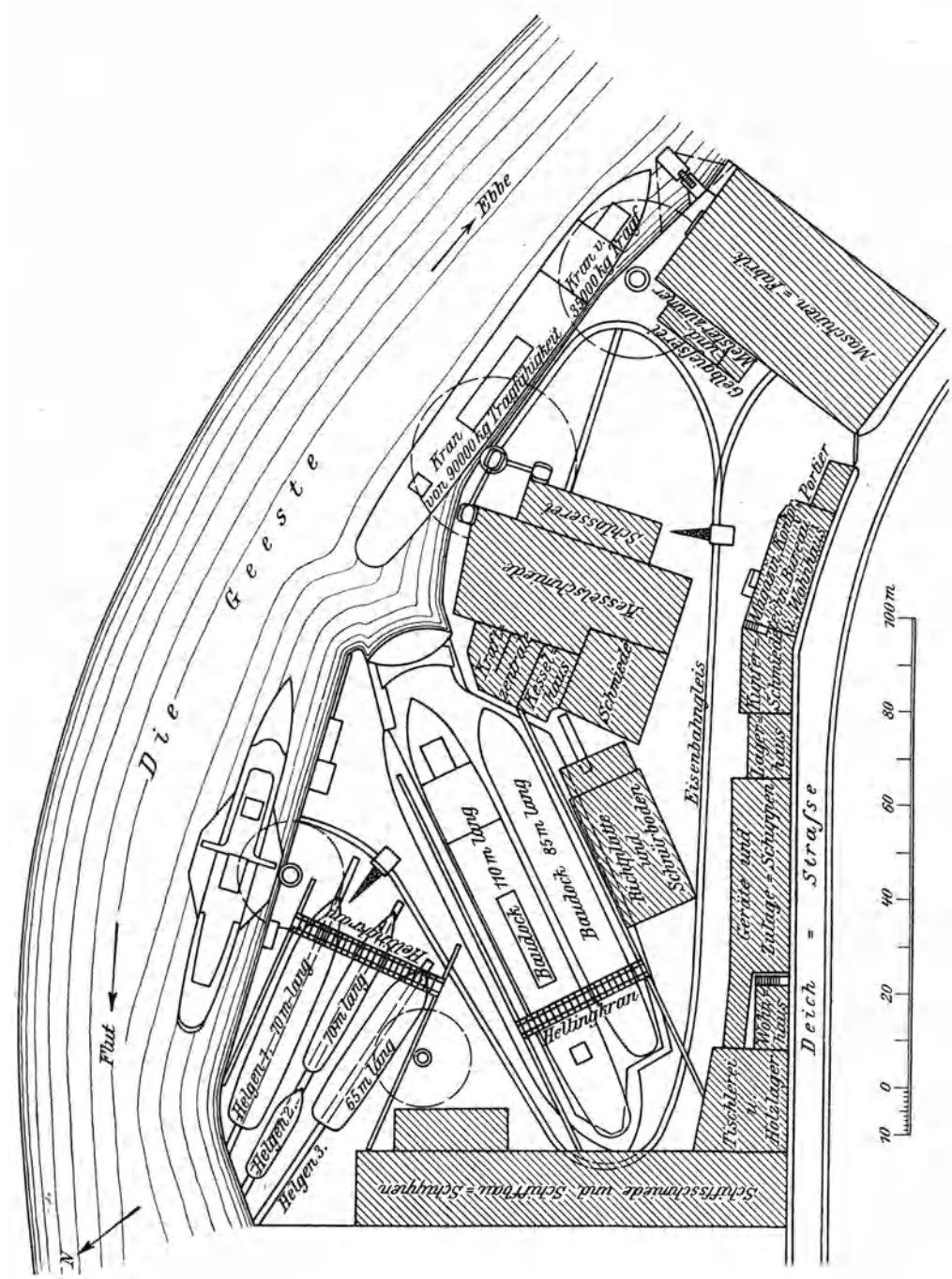
wozu das große Gewicht der fahrbaren Konstruktion (im vorliegenden Fall ca. 128000 kg) ja noch dringender als bei den Turmdrehkranen rät, und wozu diesfalls die von der seitlichen Werkstatt aus neben eine jede Helling geführten Gleise der Dampfkrane und Schmalspurwagen auch eine bequeme Möglichkeit bieten. — Die besonders große Höhe des Fahrbahngerüstes von nahezu 30 m, welche dieses (bei allerdings entsprechend niedrigeren Kranen) nicht unwesentlich schwerer und teuerer macht, schließt indes den Vorteil in sich, daß seitlich an ihm

Konsolkrane fahren können, deren wagerechte Ausleger dadurch auch ohne weiteres über die Schiffs- und Gerüstbauten hinwegzustreichen vermögen. Diese leichteren Hilfskrane — vorläufig sind nur an einer Seite zwei solcher von 1,5 t Tragfähigkeit bei 12, 13 m Ausladung angebracht — leisten besonders zum Transport und Halten von Nietmaschinen für die schweren Bauteile namentlich dann gute Dienste, wenn beide Hellgen belegt und beide Hauptkrane schon durch den Transport der Baumaterialien voll in Anspruch genommen sind. Diese Rücksichtnahme auf die Arbeit von Nietmaschinen erklärt wohl auch am treffendsten die Wahl eines Kransystems, das hinsichtlich der Längstransporte zweifelsohne recht unvollkommen ist. Die im vorliegenden Fall etwa 9 m weiter ausladenden Tragarme der Hauptkrane machen es zweckmäßigerweise bei den meisten Lasten auch nicht notwendig, diese erst über die Konsolausleger hinwegzuheben; nötigenfalls läßt aber auch hierfür die Jochhöhe der Bockkrane noch genügend Platz. Vervollständigt wird diese Hellingtransportanlage durch 4 an gegenüberliegenden Gerüstfüßen angebrachte 3 t × 6 m-Drehkrane (mit lediglich elektrischem Hubwerk), die das auf den Schmalspurwagen in das Gerüst eingefahrene Material von diesen nach außen in den Greifbereich der Katzenwinden schwenken können.

Der naheliegende Gedanke, nach dem Vorbilde der bewährten Werkstättenbedienung auch den Hellingplatz durch längsfahrende Bühnenlaufkrane zu überspannen, hat bis vor kurzem noch auf deutschen Werften nur eine spärliche Verkörperung finden können. Nachdem meines Wissens zuerst die Seebecksche Werft — i. J. 1900 — dieses Prinzip in seiner einfachsten Ausführung sowohl bei ihrem Baudock als auch bei ihrer geneigten Ablauf-Helling zur Anwendung gebracht hat, nachdem es im Jahre darauf auch der Stettiner „Vulkan“ und die Germaniawerft in einer für vielseitigere Arbeitsfähigkeit vervollkommneten Ausbildung angenommen haben, ist in jüngster Zeit bekanntlich eine stattliche Reihe großer deutscher Werften auf diesem Wege gefolgt. Wenn auch in teilweise noch weitergehender Durchbildung, so muß doch schon diese Tatsache an sich — seitens des Stettiner „Vulkan“ bei seiner Hamburger Neuanlage überdies eine grundsätzliche Wiederholung! — ebenso deutlich wie günstig für das Prinzip sprechen und muß das Interesse an diesem besonders stark erwecken.

Die vom Werkstattbetrieb her bekannten Hauptvorteile des Laufkransystems gehen bei dessen Übertragung auf den Hellingbetrieb ohne weiteres auf diesen mit über: der Fortfall jeglicher Behinderung des

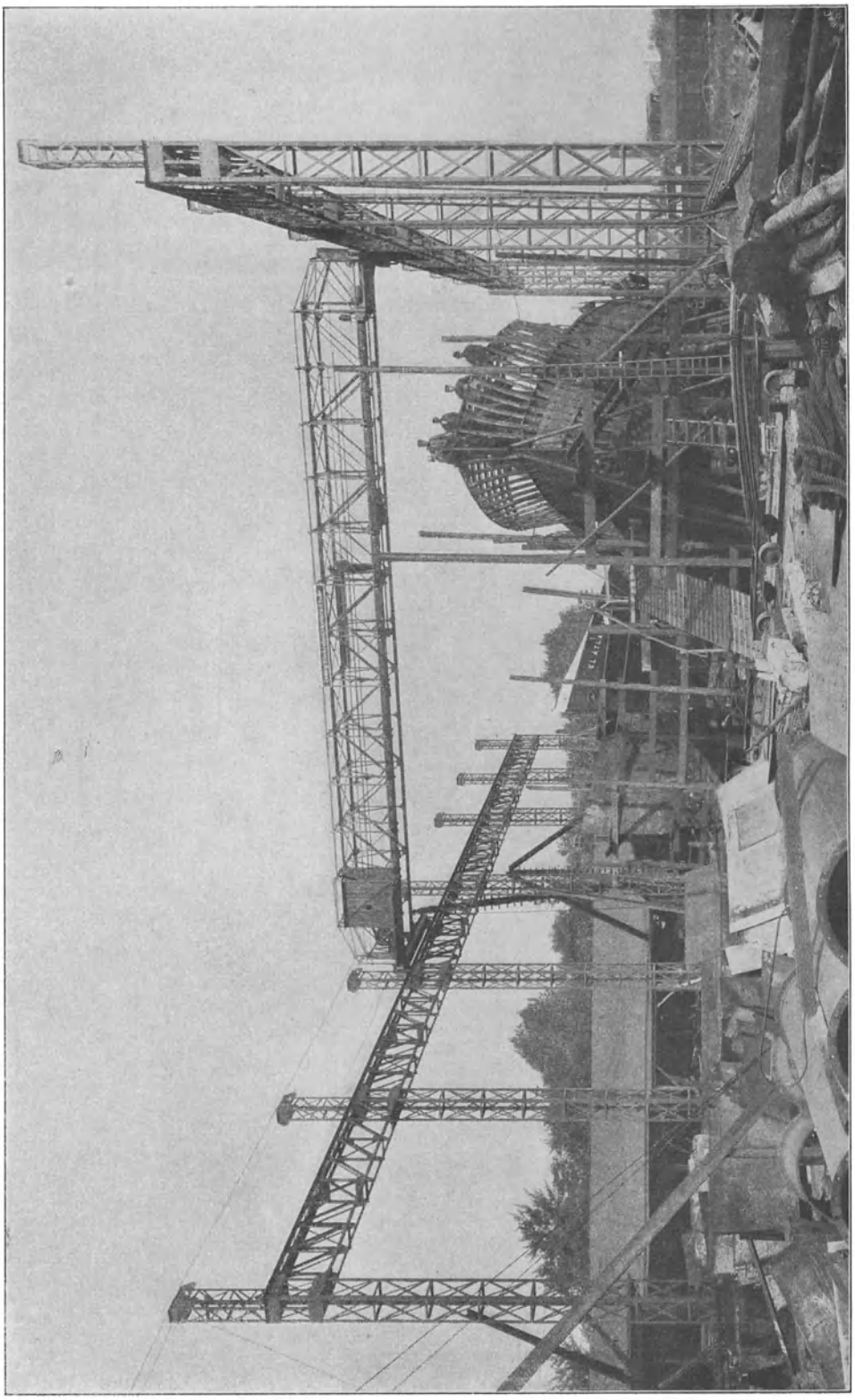
Flurverkehres durch bewegte Krankonstruktionen, die infolgedessen beliebig steigerbaren Fahrgeschwindigkeiten der Krane, die gesicherte Freihaltung der Bahn von Fahrhindernissen und der Ausschluß von Zusammenstößen und Beschädigungen — all dies sind ja hier wie dort schätzenswerte Folgeerscheinungen aus der Wahl hochlaufender Maschinen überhaupt. Als wertvoller wirtschaftlicher Gewinn kommt bei der Verwendung von Laufkranen allgemein noch die leicht durchführbare Reduktion der Beschleunigungsmassen hinzu, die bei Benutzung der bisher betrachteten Kranbauarten doch namentlich für die Längsfahrbewegungen in einem für den praktischen Betrieb mehr oder minder starken, d. h. kostspieligen Mißverhältnis zur Nutzlast standen. Dieses aber findet seinen Ausdruck nicht allein in dem entsprechend vergrößerten Energieaufwand für die Kranlängstransporte, sondern auch darin, daß mit den meist auch entsprechend größeren Windflächen, namentlich der weitausladenden Bock- und Turmdrehkrane, auch die Häufigkeit von Arbeitseinstellungen bei Sturm wächst. Zieht man ferner in Betracht, daß die Beherrschung des vom Laufkran nur gerade soweit als wirklich ausnutzbar überspannten Arbeitsfeldes eine vollkommene ist, ohne die toten Konstruktionsflächen beispielsweise der seitlichen Auslegerkrane, und berücksichtigt man vor allen Dingen, daß die beiderseitigen Stützgerüste seiner Fahrbahn in den meisten Fällen zum einfachen Anbringen der Laufstege und Arbeitsbühnen benutzt werden können, so wird man in diesen vielen Vorzügen ein reichliches Äquivalent für die Schwierigkeiten und Kosten erblicken können, die die Herrichtung der hohen Fahrbahnen verursachen mag. Ich glaube auch nicht fehlzugehen in der Behauptung, daß zufolge der genannten Systemvorzüge der Laufkrane deren wohl allgemeine Anerkennung als, absolut genommen, geeignetste Hellingtransportmittel gegebenenfalls nur dann eine Verwirklichung nicht findet, wenn eben die Höhe des für die Fahrbahnerstellung nach Maßgabe der örtlichen Verhältnisse zu investierenden Kapitals, also finanzielle Gründe, die Werft davon Abstand nehmen lassen muß. Technische Bedenken aber dürften bei Neuanlagen von Werften kaum je das Laufkransystem verwerfen, ähnlich wie mehr oder weniger zutreffend von manchen Seiten sachliche Einwendungen oder Befürchtungen geltend gemacht werden z. B. gegen den Turmdrehkrantypus, und zwar wegen des immerhin beschränkten Lasthakenbereiches oder der großen Anzahl der benötigten Krane bei ortsfester, wegen großen Platzbedarfes oder geringer Standfestigkeit bei ortsveränderlicher Ausbildung, oder gegen den schweren Bockkrantypus wegen mangelnder Manövrierfähigkeit und dergleichen mehr.



Situation der Hellinge und Baudocks der G. Seebeck A.-G., Bremerhaven (alte Werft).

Fig. 26.

Bei der alten Werft von G. Seebeck, A. G. in Bremerhaven kommt der nur durch ganz schmale, schlanke Stützsäulen für die Laufkranbahn in minimalster Weise beanspruchte Platz den durch Wasserlauf und Straße außerordentlich beengten Verhältnissen — vergl. Fig. 26 — besonders zustatten. Die Materialaufnahme kann bezw. muß hier an den Kopfenden der Baudocks und der Hellgen durch die Laufkrane erfolgen (Fig. 27), woselbst die Dampfkrane das vor der Straße angerollte Material nach Passieren des Schiffbauschuppens abzulegen vermögen. Jeder der beiden Krane, von 2,5 t Tragkraft und 28 bezw. 29 m Spannweite, bedient meist eine größere Anzahl kleinerer Neubauten, steht dann für jeden derselben also nur kärglich zur Verfügung. Trotzdem gaben die namentlich im alten Baudock gemachten Erfahrungen, in Sonderheit die bei dem Materialtransport daselbst auftretenden günstigen Momente, die Veranlassung, daß auch die neue Seebeck'sche Werft für den Bau von Schiffen das gleiche transporttechnische Grundprinzip beibehalten wird. Neben den Ersparnissen, die das Ausdocken namentlich größerer Schiffe im Vergleich zum Stapellauf, ganz abgesehen von der größeren Sicherheit, gewähren soll, hat man durch das Baudock gerade hinsichtlich der Transporteinrichtungen entschiedene Vorteile, die für die Werft den Nachteil der erhöhten Anlagekosten neuer Baudocks überwogen: Einmal können die Fahrgerüste auf die ganze Länge um die ansehnliche Tiefe der Docksohle — hier etwa $7^1/_2$ m — niedriger und entsprechend billiger werden, und sodann werden die senkrechten Wege der Baulasten durchschnittlich ganz bedeutend kürzer. Dieses hat zur Folge eine dauernde Ersparnis von Kraft und Arbeitszeit, d. h. von Betriebskosten, jenes eine beträchtliche Verringerung der Anschaffungskosten. Der Gewinn an Zeit wird bei diesen Baudocks weiter noch dadurch erhöht, daß auch die Wege für die vielen Gänge der Arbeiter im allgemeinen kürzer werden; umsomehr, da leichter als bei den hohen Stellagen eine größere Anzahl von Treppen oder Leitern an die schrägen Dockwände gelegt werden können. Die neue Werftanlage wird nun in der Disposition der Transportvorrichtungen für den Schiffbaubetrieb wesentliche Verbesserungen insofern aufweisen, als zunächst die Zufuhr der Bauteile von den die Docks umgebenden Werkstätten aus eine ungleich vielseitigere, freiere und übersichtlichere ist, da neben verschiedenen ebenerdigen (fahrbaren und feststehenden) Drehkranen auch aus den Hallen ausmündende Gleise von Laufkranen die fertigen Teile für die eigentlichen Hellingkrane fortlaufend neben den Docks ablegen können (s. Fig. 28). Daß letztere Krane in doppelter Anzahl über jedem Bauplatz verkehren — auf jeder der 176,5 m



Laufkran über den Hellingen der G. Seebeck A.-G., Bremerhaven (alte Werft) (Ludwig Stuckenholz).

Fig. 27.

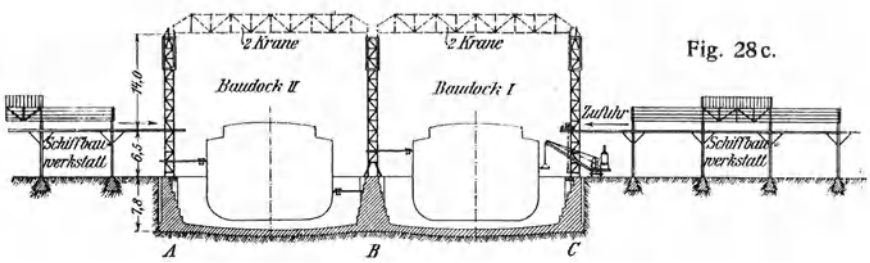


Fig. 28c.

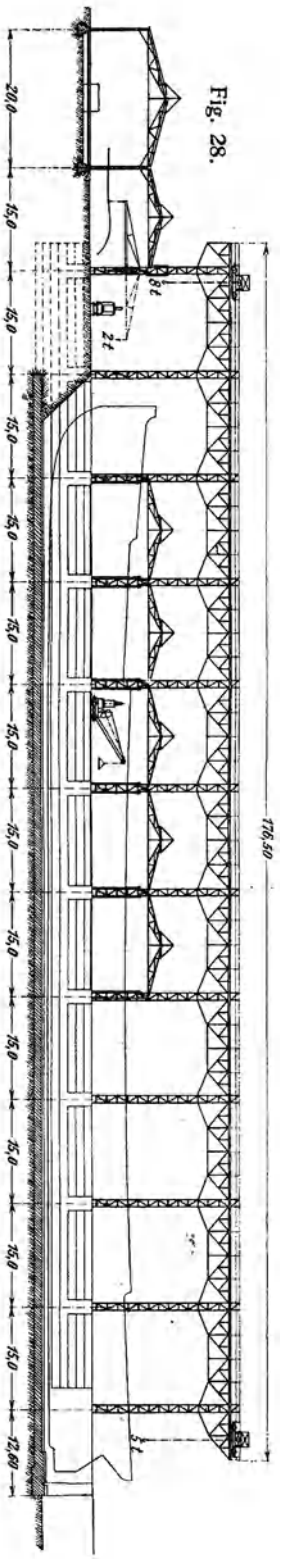


Fig. 28.

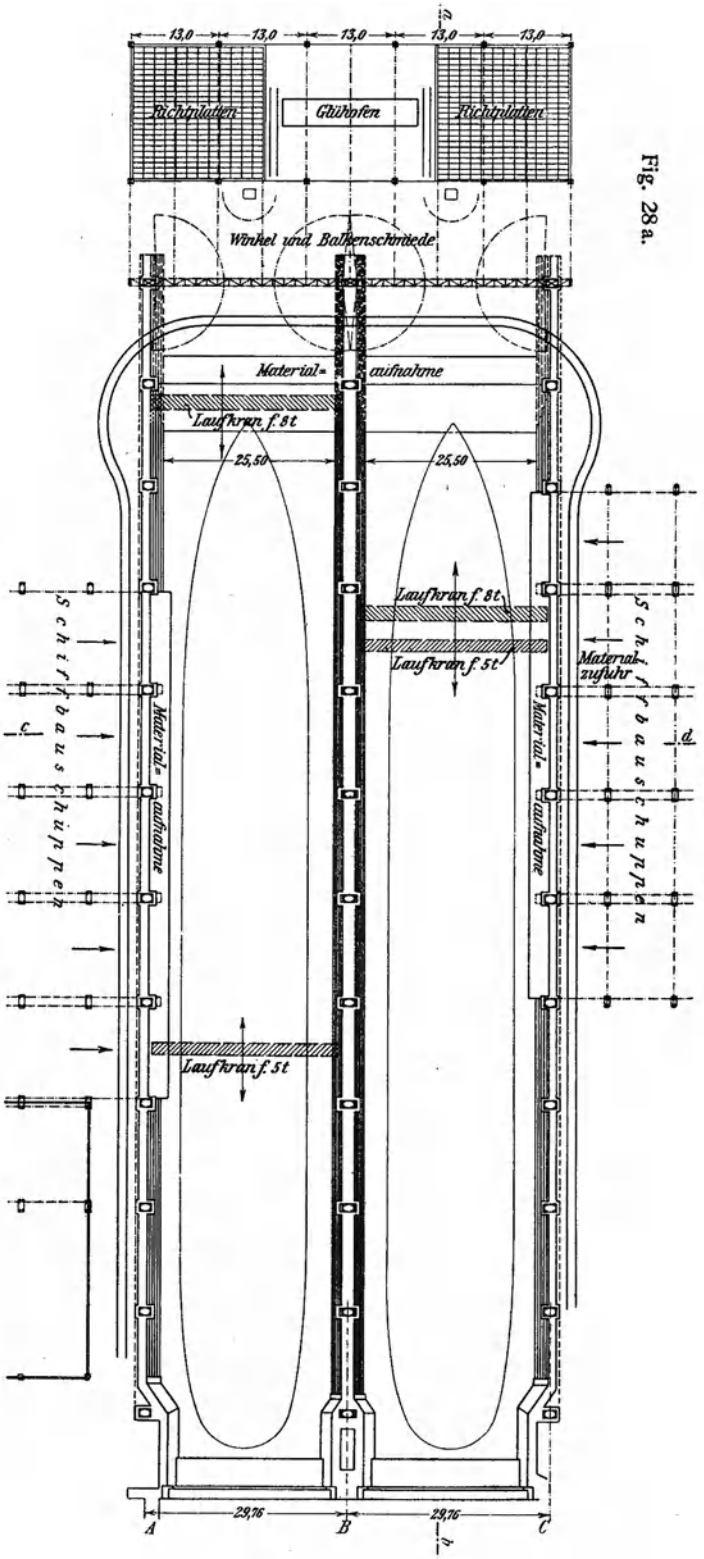
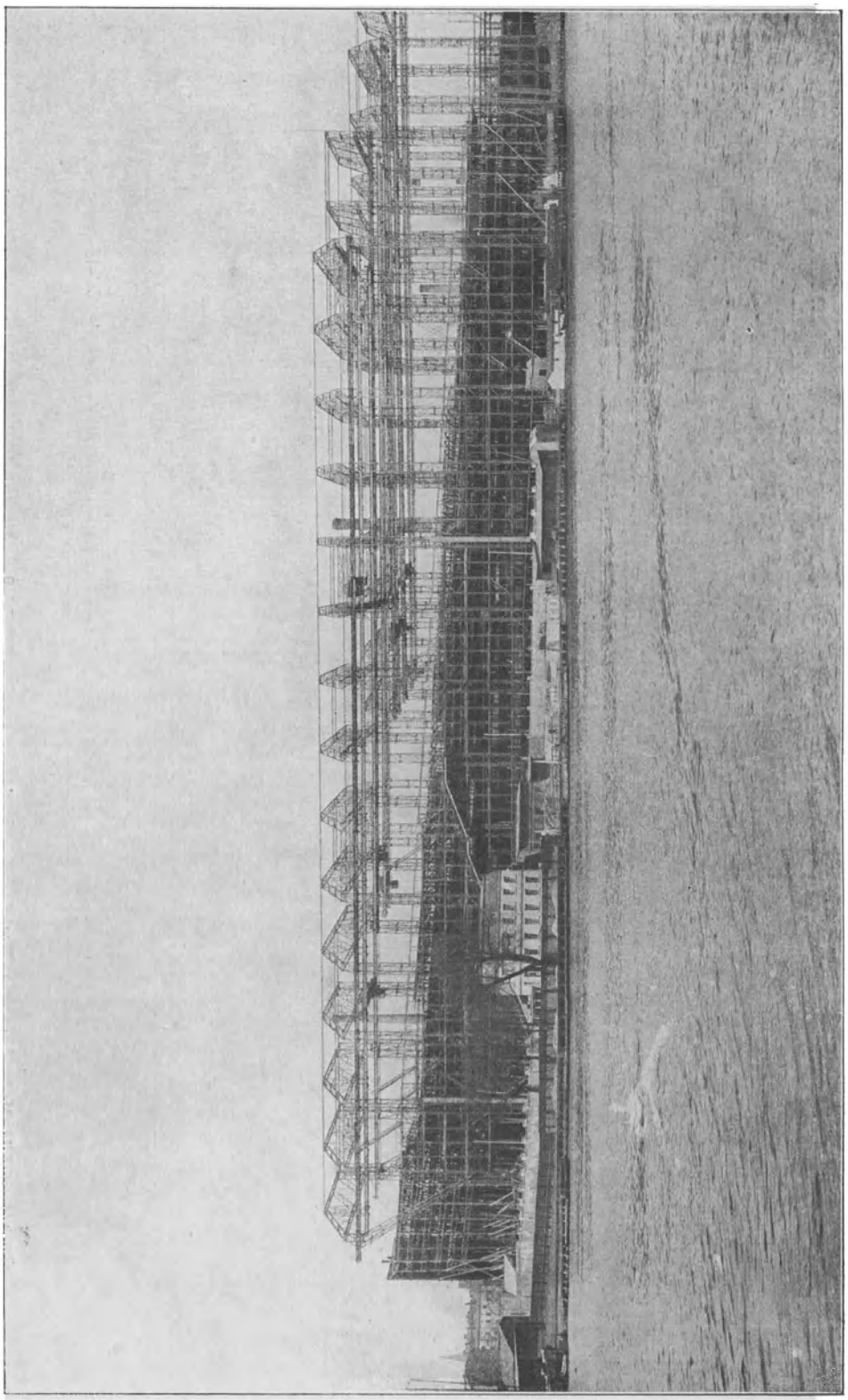


Fig. 28a.

Krananordnung bei den Baudocks der G. Seebeck A.-G., Geestemünde (neue Werft).

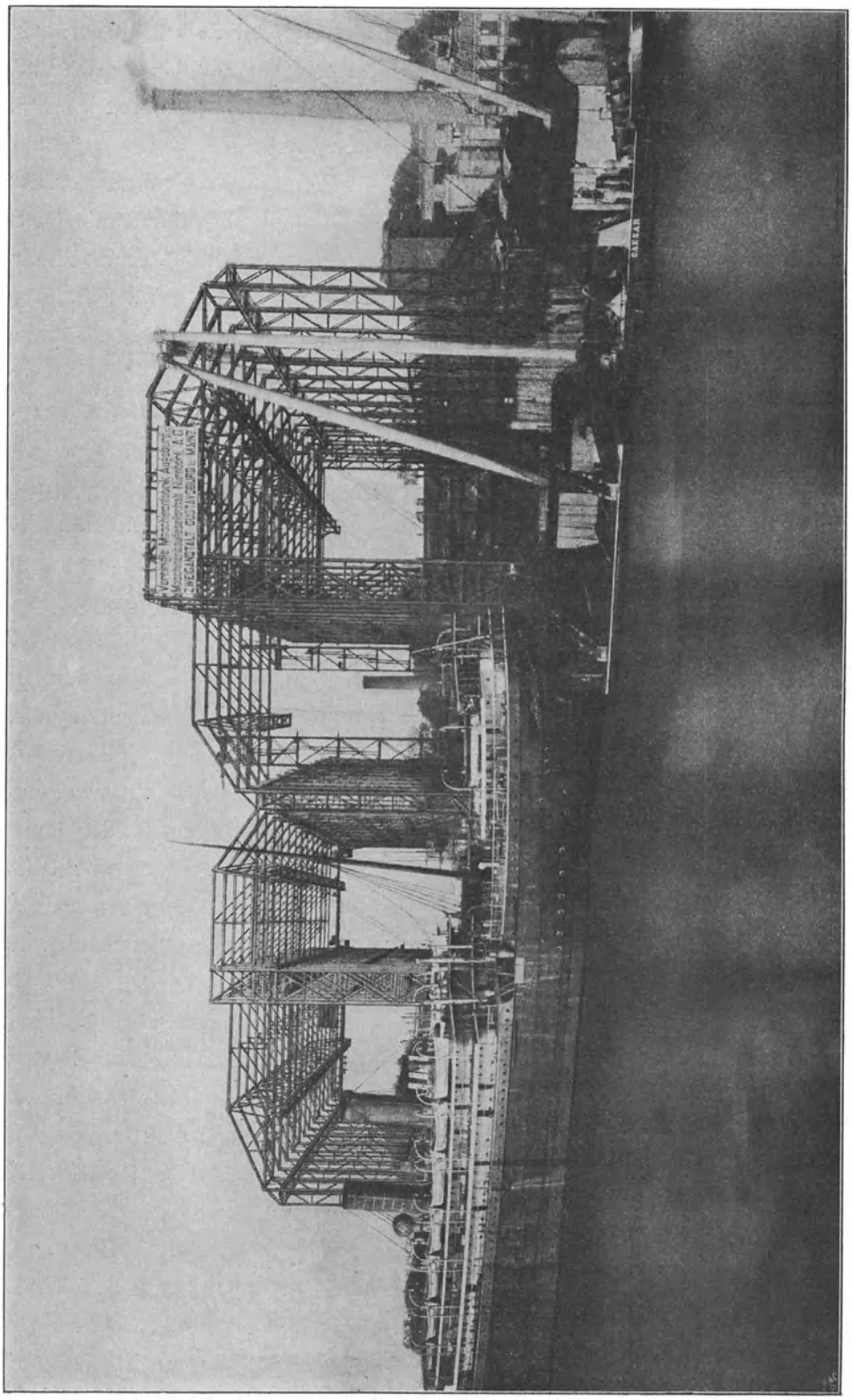


Hellinganlage der Stettiner Maschinenbau-Akt.-Ges. „Vulkan", Stettin-Bredow (Ver. Maschinenfabr. Augsburg-Nürnberg).

Fig. 29.

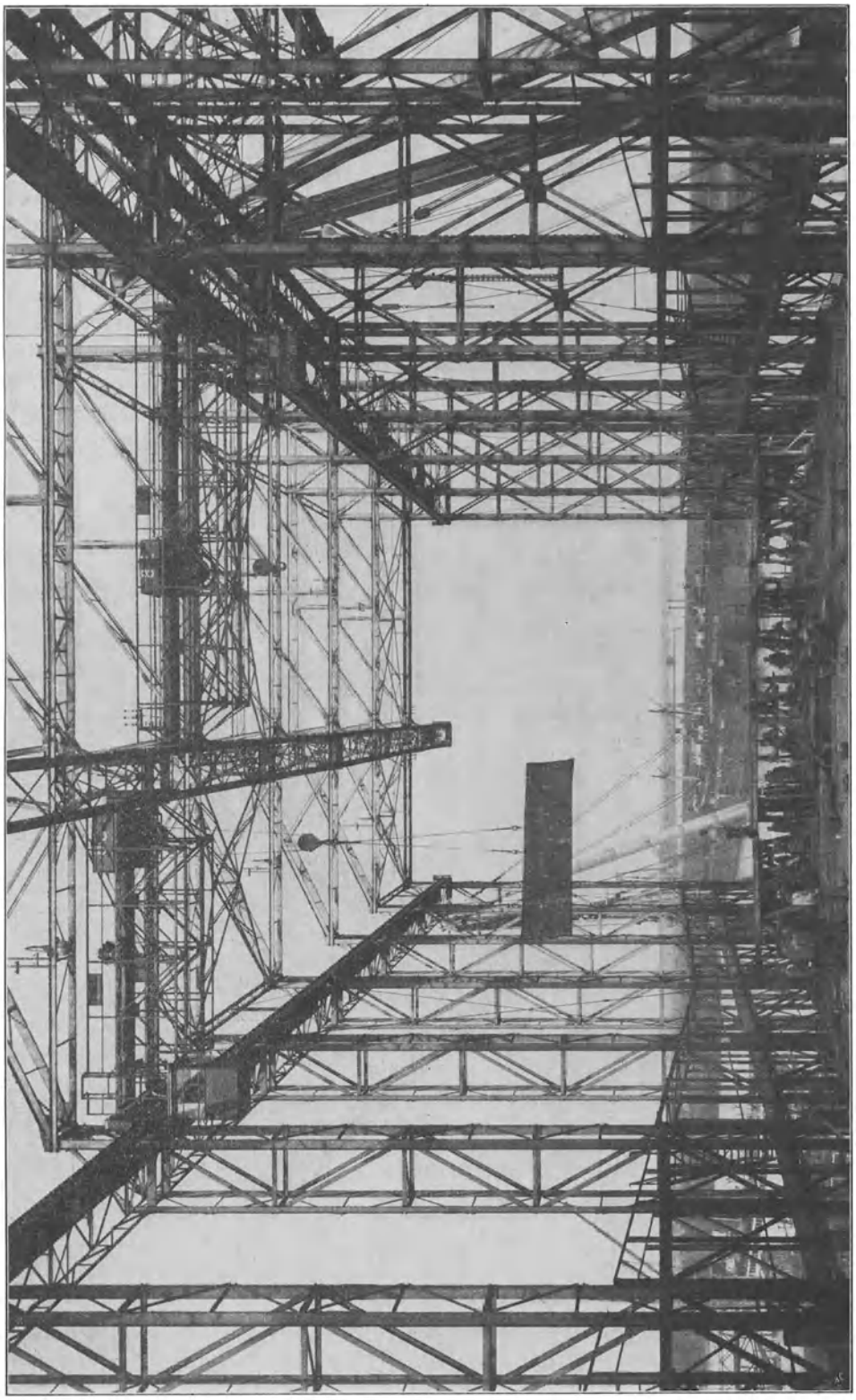
langen und 20,5 m hohen Eisengerüstbahnen laufen hintereinander ein 8 t- und ein 5 t Kran — bewirkt eine Unabhängigkeit und flotte Abwicklung der ineinander greifenden Transportarbeiten umsomehr, als die Ablage des Einbaumaterials nicht mehr wie bei der alten Werft lediglich am Kopfende, sondern auch an den äußeren Längsseiten geschehen kann, sodaß eine gegenseitige Behinderung der Krane bei der Lastaufnahme kaum merklich auftreten dürfte. Wenngleich also für den vorliegenden Fall (einer sich durch die Gesamtdisposition der Werft als günstig ergebenden einseitlichen Materialanlieferung für jeden Bauplatz) gerade die Hintereinanderanordnung der Laufkrane als zweckdienlich gelten darf, deren jeder somit in gleichem Maße den ausgedehnten seitlichen Anlieferungsplatz beherrschen kann, so wird doch für die meisten Werften die ausschließlich kopfseitige Materialaufnahme eine Nebeneinanderanordnung der Krane als beste Lösung ergeben. Dabei treten zu den nämlichen Fähigkeiten der Krane, einer ungehinderten und zwar gänzlich ungehinderten Lastaufnahme sowie eines beliebigen Zusammenarbeitens, noch die besonders wertvollen Eigenschaften, daß erstens eine völlig unabhängige Bedienung jeder Schiffsseite möglich ist und daß zweitens wegen der durch die Breitenunterteilung der Helling reduzierten Spannweiten der Krane deren Einzelgewichte weiterhin außerordentlich verringert, also deren tote Fahrmassen in ein möglichst rationelles Verhältnis zu den Nutzlasten gebracht werden. Es sind dies Eigenschaften, die sich auf Grund vollkommenerer Anpassungsfähigkeit der Gesamtanlage an den Wechsel der Bauarbeiten, auf Grund erhöhter Manövrierfähigkeit und verringerter Stromkosten der einzelnen Transportmittel gleich günstig in technischer wie in wirtschaftlicher Hinsicht auf den Betrieb äußern und einen Ausgleich bilden für die gegen vorhin allerdings ganz erhebliche Vermehrung der Gerüstmassen durch die notwendige Aufhängung der Zwischenträger für die Kranlaufbahnen.

Die allbekannte Stettiner Hellinganlage des „Vulkan“ (Fig. 29 bis 32), die mit der der Germaniawerft bei uns unzweifelhaft bahnbrechend gewesen ist für das Prinzip der laufkranartigen Hellingtransporte, hat bei der Nebeneinanderanordnung der Krane durch das Versetzen des gemeinsamen Laufbahnträgers aus Hellingmitte noch die schätzenswerte Arbeitsmöglichkeit vorgesehen, auch die für das Absetzen von Lasten so wichtige Kiellinie der Schiffe mit dem Kran ohne weiteres beherrschen zu können (s. Fig. 32b). Durch Hinzunahme weiterer Laufkrane auf eine Fahrbahn — bisher ist nur auf der nördlichen Helling IV hinter jedem der beiden allgemeinen 4 t-Krane noch ein Laufkran von 8 t Tragfähigkeit angeordnet — kann nicht nur eine jederzeitige



Hellinganlage der Stettiner Maschinenbau-Akt.-Ges. „Vulkan", Stettin-Bredow (Ver. Maschinenfabr. Augsburg-Nürnberg).

Fig. 30.



Laufkrane über der Helling (IV) der Stettiner Maschinenbau-Akt.-Ges. „Vulkan", Stettin-Bredow (Ver. Maschinenfabriken Augsburg-Nürnberg).

Fig. 31.

Hellinge der Stettiner Maschinenbau-Akt.-Ges. „Vulkan", Stettin-Bredow (Ver. Maschinenfabr. Augsburg-Nürnberg).

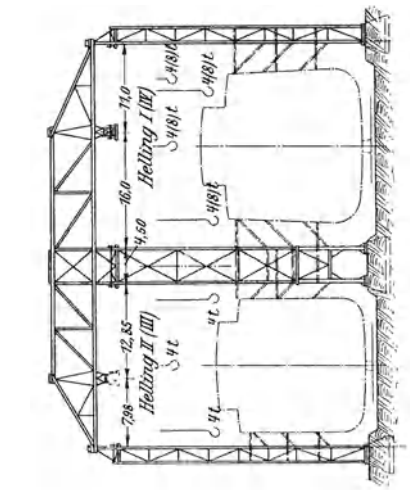
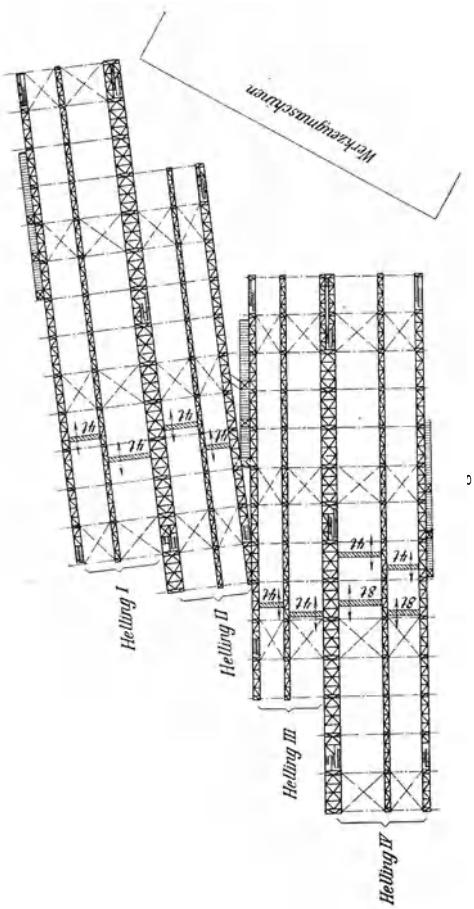


Fig. 32b.



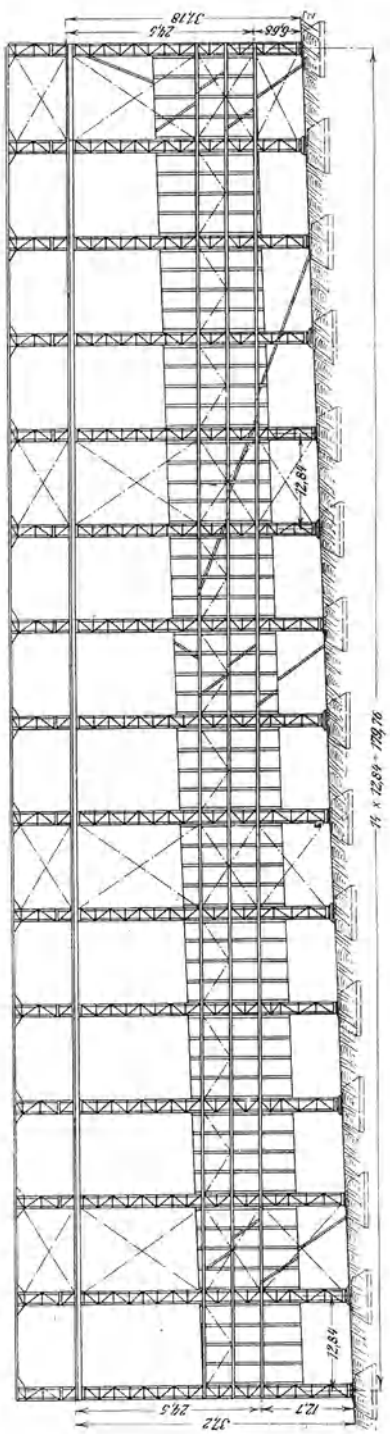


Fig. 32c.

Reserve geschaffen, sondern auch das Zusammenarbeiten der Hellingkrane in weitere Grenzen gebracht werden. (Diesfalls läßt die Festigkeit der Fahrbahnkonstruktion allerdings nur eine Gesamtbelastung der zusammenarbeitenden

Hellinganlage der Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde (Ver. Maschinenfabriken Augsburg-Nürnberg).

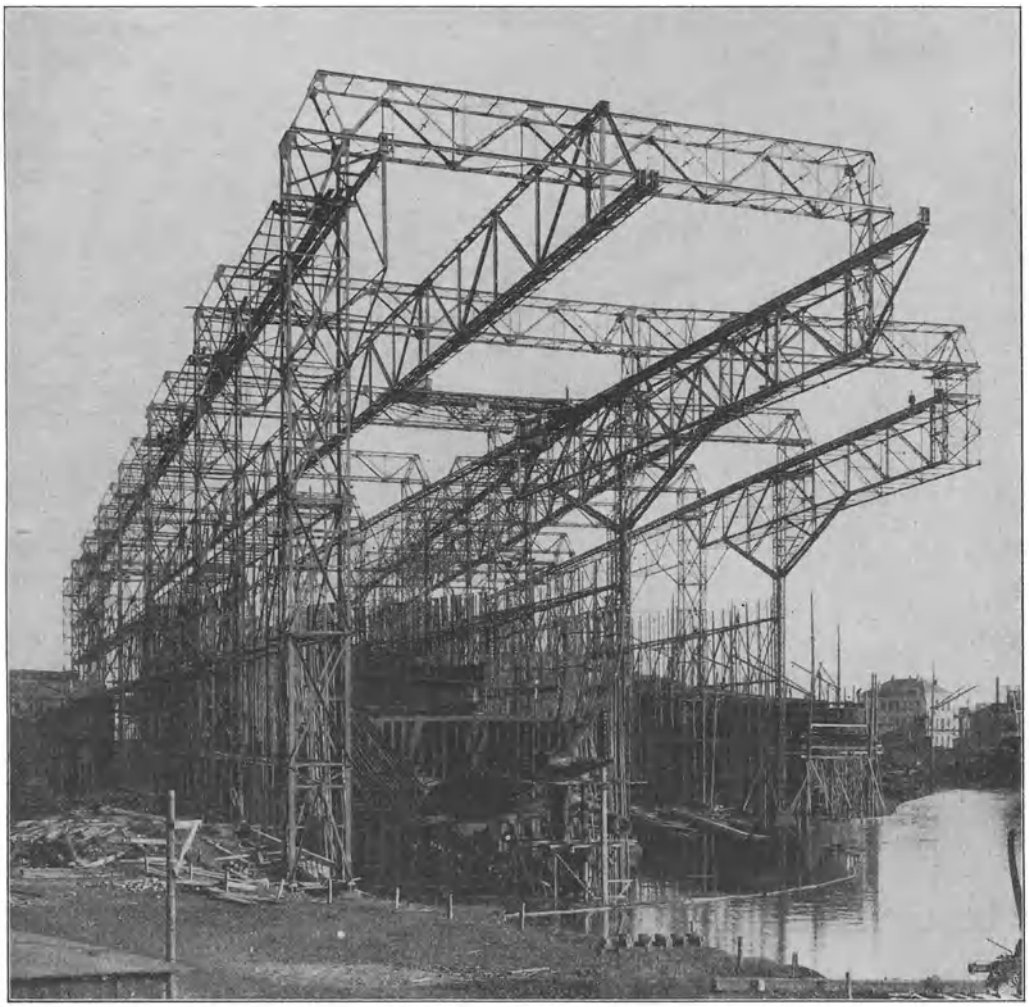


Fig. 33.

Krane bis 16 t zu.) Außerdem werden hierdurch die Krane natürlich leichter für die Nietmaschinen frei und könnten, wie im vorigen Beispiel, unter Umständen auch seitlich zugeführte Materialien ungehinderter abfertigen. Hier kommt eine Verwendung für den letztgenannten Zweck allerdings nicht in Frage, da

die Aufnahme der Baulasten durch die Krane ausschließlich und in der bequemsten Weise an den Stirnenden der Hellinge, in unmittelbarer Nähe der anliefernden Werkstätten erfolgt, während lediglich Hilfsmaterialien, wie

Anordnung der Arbeitsbühnen-Träger bei den Hellinggerüsten der Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde (Ver. Maschinenfabriken Augsburg-Nürnberg).

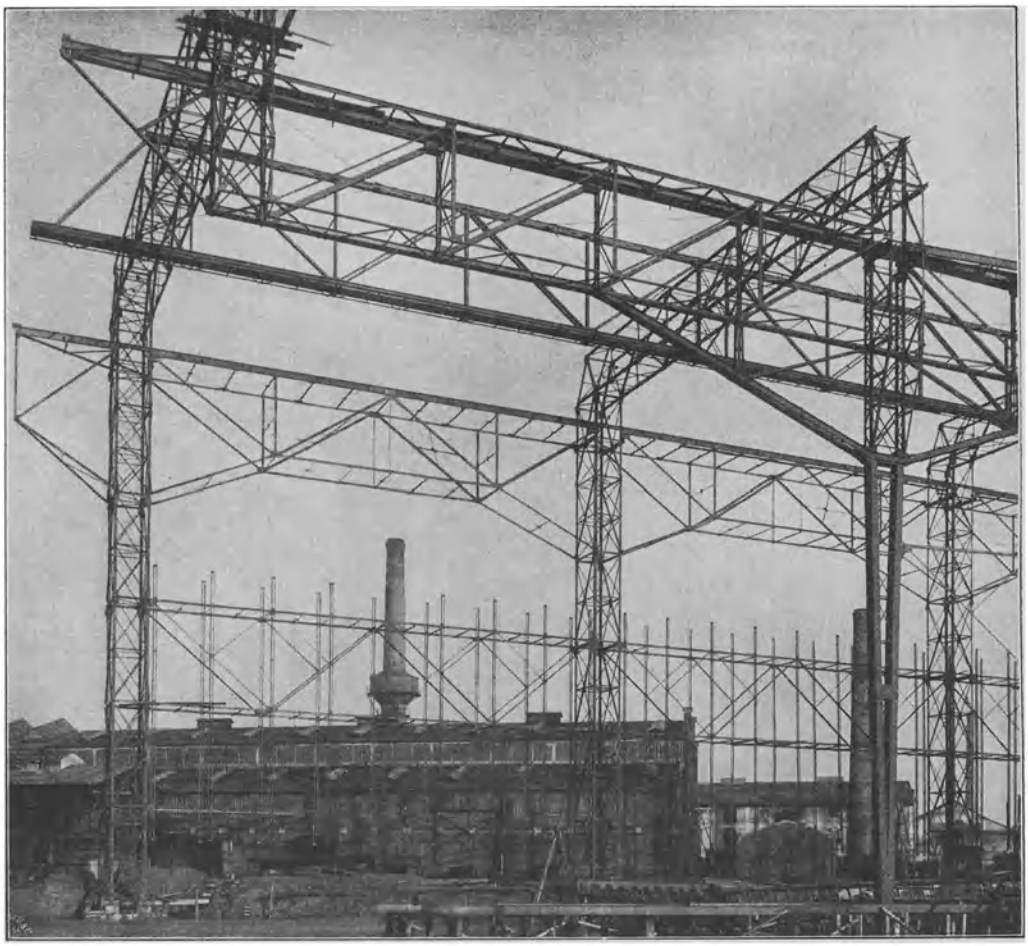


Fig. 34.

Stellingstützen, Pallhölzer u. a. m., durch die geräumigen Portale der Gerüstsäulen zwischen jedem Hellingpaare seitlich zugeführt werden.

Die schweren Gerüste, dieses leider unvermeidliche Erfordernis für die leichten Laufkrane, werden in ihrer Gewaltigkeit anschaulich illustriert durch die Gewichtsgröße von 3 760 000 kg, in ihrer Anforderung an die Kapitalkraft der Werft durch die Herstellungskosten von 1,8 Millionen Mark.

Die auf die Krane bezüglichen Daten sind in Tabelle II (S. 500 u. 501) aufgeführt, die zugleich eine auch die allerneusten Ausführungen enthaltende Übersicht unserer großen deutschen Hellingkrananlagen nach dem in Rede stehenden Teillaufkransystem gibt.

Hiernach ähnelt den Stettiner Hellgen in der Disposition der Transportvorrichtungen noch am meisten die neue Tecklenborgsche in Anlage Geestemünde. Auch hier sind die Hellinge, die in Ausnutzung der wenig günstigen Wasserverhältnisse wiederum in einem Winkel zueinander angeordnet werden mußten, von je zwei Laufkranen ungleicher Spannweite überbrückt (Fig. 33), deren Fahrbahnen hier wie dort mit Hilfe weit überstehender Konsolträger noch um ein Beträchtliches über die letztmöglichen Stützsäulen hinaus verlängert sind und dadurch den Arbeitsbereich der Krane erheblich erweitern. Die Leichtbeweglichkeit der Krane, deren Gewichte nur etwa 11,5 bezw. 13,5 t, deren Fahrgeschwindigkeiten dagegen 130 bis 150 m betragen, läßt die gleichfalls ausschließliche Aufnahme des Materials am Kopf der Hellinge zweckmäßig erscheinen, das daselbst aus der seitwärts gelegenen Werkstätte durch Motorlaufwinden und weiterhin durch Dampfkrane auf kürzestem Wege zugeführt werden kann.

Befestigung der Arbeitsbühnen an den Hellingsgerüsten der Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde (Ver. Maschinenfabriken Augsburg-Nürnberg).

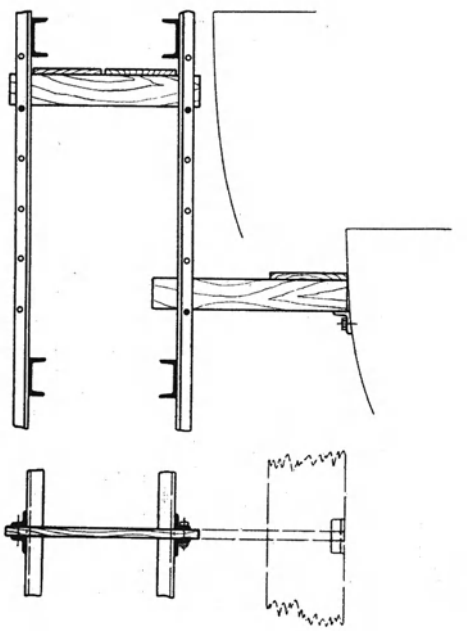


Fig. 35.

Die gleich schätzbare Bequemlichkeit wie Sparsamkeit der Benutzung des Eisenfachwerkes als Ersatz sperriger Holzstellagen ist bei dieser ohnehin leicht-eleganten Gerüstkonstruktion der Brückenbauanstalt Gustavsburg — das Gesamtgewicht beträgt 1300 t — dadurch besonders augenfällig, daß, wie Fig. 34 und 35 zeigen, die zwischen den Säulen doppelwandig angeordneten ⊥-Vertikalen ein äußerst leichtes Zwischenstecken und Verstellen der Arbeitsbühnenträger ermöglichen.

Eine wesentlich weitere Durchbildung der Anwendungsweise des reinen Laufkransystems für Hellingzwecke hat die Benrather Maschinenfabrik bei

	Verwendungsort	Anzahl der Hellinge	Breite der Hellinge ca. m	Gattung der nebeneinanderlaufenden Einzelkrane	Länge der Fahrbahn ca. m	Max. Höhe der Fahrbahn über Werftflur ca. m	Tragkraft t	Spannweite der m
1.	Germaniawerft	1	23	1 Fahrdrehauslegerlaufkran	116	32	6	10,53
				1 „	.	.	6	11,4
		1	23	1 Drehauslegerlaufkran . .	.	.	6	8,4
				1 „ . .	.	.	6	8,4
		1	25	1 Fahrdrehauslegerlaufkran	.	.	6	12,4
				1 „	.	.	6	12,05
		1	26	1 Fahrdrehauslegerlaufkran	.	.	6	12,4
				1 „	.	.	6	12,4
2.	Stettiner Vulkan, Stettin	1	27	1 Laufkran	180	37	4	10,04
				1 „	.	.	4	15,04
		1	20,75	1 Laufkran	154	.	4	11,89
				1 „	.	.	4	6,94
		1	20,75	1 Laufkran	141	.	4	6,94
				1 „	.	.	4	11,89
				1 Laufkran } hintereinander	180	.	4	15,04
		1	27	1 „ } laufend	.	.	8	15,04
				1 „	.	.	4	10,04
				1 „ „ „	.	.	8	10,04
3.	Tecklenborg	1	24	1 Laufkran	185	31	6	10,45
				1 „	.	.	6	11,95
		1	27	1 Laufkran	230	.	6	12,90
				1 „	.	.	6	14,40
4.	Blohm & Voß	1	ca. 60	1 Laufkran	266	45	5	11,96
				1 Drehauslegerlaufkran . .	.	.	5	4,88
				1 Laufkran	.	.	5	11,96
		1		1 Laufkran	.	.	5	11,96
				1 Drehauslegerlaufkran . .	.	.	5	4,88
				1 Laufkran	.	.	5	11,96
				1 Laufkran	.	.	5	11,96
		1	33	1 Drehauslegerlaufkran . .	.	.	5	8,54
				1 Laufkran	.	.	5	11,96
		1 querlaufender Bockkran			65	48	20	8,4
5.	Stettiner Vulkan, Hamburg	1	32	1 Laufkran	248	40	6	7,3
				1 Drehauslegerlaufkran . .	.	.	6	6
				1 Laufkatze	.	.	6	1
				1 Drehauslegerlaufkran . .	.	.	6	6
				1 Laufkran	.	.	6	7,3
				1 Laufkran	217	.	6	7,3
				1 Drehauslegerlaufkran . .	.	.	6	6
		1	32	1 Laufkatze	.	.	6	1
				1 Drehauslegerlaufkran . .	.	.	6	6
				1 Laufkran	.	.	6	7,3
6.	Howaldtswerke	1	35	1 Laufkran	175	32	5	15,75
				1 Laufkatze	.	.	5	1,12
				1 Laufkran	.	.	5	15,75

Tabelle II.

Ausladung Krane m	Minutliche Geschwindigkeiten der Höchstlast bezw. Motorleistungen: Heben m	Motorstärke PS	Kranfahren m	Motorstärke PS	Katzfahren m	Motorstärke PS	Schwenken m	Motorstärke PS	Jahr der Inbetriebnahme	Abbildung	Geliefert von
2,35	11,5	18	75	18	20	3	90	3	1901	38 u. 39	
2,7	11,5	18	75	18	20	3	90	3	1901		
6,25	11,5	18	75	18	—	—	90	3	1901		
6,25	11,5	18	75	18	—	—	90	3	1901		Stuckenholz
2,7	11,5	18	75	18	20	3	90	3	1901		
2,35	11,5	18	75	18	20	3	90	3	1901		
2,35	11,5	18	75	18	20	3	90	3	1901		
2,35	11,5	18	75	18	20	3	90	3	1901		
—	10	15	80	11	20	3	—	—	1901	29 bis	
—	10	15	80	11	20	3	—	—	1901	32	
—	10	15	80	11	20	3	—	—	1902		
—	10	15	80	11	20	3	—	—	1902		
—	10	15	80	11	20	3	—	—	1902		Augsburg-Nürnberg (Bleichert)
—	10	15	80	11	20	3	—	—	1902		
—	10	15	80	11	20	3	—	—	1902		
—	6	23	50	7,5	15	2	—	—	1902		
—	10	15	80	11	20	3	—	—	1902		
	6	23	50	7,5	15	2	—	—	1902		
—	12	19	150	19	30	2	—	—	1907	33 bis	
—	12	19	150	19	30	2	—	—	1907	35	Augsburg-Nürnberg
—	12	19	150	19	30	2	—	—	1907		
—	12	19	150	19	30	2	—	—	1907		
—	24	33	60.	10	30	3	—	—	1908	40 bis	
3,9	24	33	60	10	—	—	1 mal in 1,75 Min.	3	1908	42	
—	24	33	60	10	30	3	—	—	1908		
—	24	33	60	10	30	3	—	—	1908		
3,9	24	33	60	10	—	—	1 mal in 1,75 Min.	3	1908		Bechem & Keetman
—	24	33	60	10	30	3	—	—	1908		
—	24	33	60	10	30	3	—	—	1908		
5,7	24	33	60	10	—	—	1 mal in 1,75 Min.	3	1908		
—	24	33	60	10	30	3	—	—	1908		
6,6 (Höhe)	5	33	18	15	—	—	—	—	1908		
—	12	22	80	19	20	4,6		—	1909	43 u. 44	
5	12	22	80	19	—	—	1 mal in 1 Min.	4,6	1909		
—	12	22	120	19	—	—	—	—	1909		
5	12	22	80	19	—	—	1 mal in 1 Min.	4,6	1909		
—	12	22	80	19	20	4,6		—	1909		Bechem & Keetman
—	12	22	80	19	20	4,6	—	—	1909		
5	12	22	80	19	—	—	1 mal in 1 Min.	4,6	1909		
—	12	22	120	19	—	—	—	—	1909		
5	12	22	80	19	—	—	1 mal in 1 Min.	4,6	1909		
—	12	22	80	19	20	4,6	—	—	1909		
—	12	20	60	10	20	4	—	—	1909	37	
—	12	20	50	7,5	—	—	—	—	1909		Bechem & Keetman
—	12	20	60	10	20	4	—	—	1909		

den neuen Anlagen für die japanische Marine vorgenommen. Bei beiden Anlagen, in Yokosuka und in Kure, wird in prinzipiell gleicher Ausführung (s. Fig. 36) der Schiffbauplatz nicht allein von zwei parallelen Längsfahrbahnen für leichtere Laufkrane überspannt, sondern der ganze Hellingraum kann außerdem von einem großen Laufkran bearbeitet werden, der, die ganze Hellingbreite überspannend, mit seiner Tragkraft von 30 t dort ebensowohl zum Aufrichten der schweren Steven als auch zum Anlegen der Panzerplatten und zum Einbauen von Ausrüstungsgegenständen verwendet wird, was hierzulande ja besonderen Werftkranen außerhalb der Helling überlassen wird, um Schiff und Hellingsohle zu entlasten und um die Helling eher für andere Neubauten wieder frei zu haben. Da der große Laufkran (zu dem sich in Kure bei 36,4 Spannweite noch ein weiterer von 20 t Tragkraft gesellt) mit Rücksicht auf günstigere Gerüstabmessungen unterhalb der eigentlichen Transportkrane angeordnet ist, von denen in Kure je zwei, in Yokosuka

Krananlage über der Helling des Yokosuka-Dock der Kais. Japan. Marineverwaltung (Benrather Maschinenfabrik).

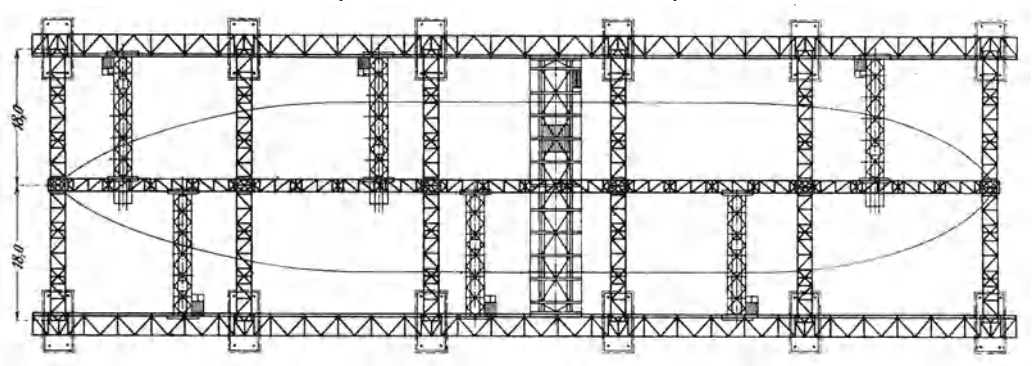


Fig. 36a.

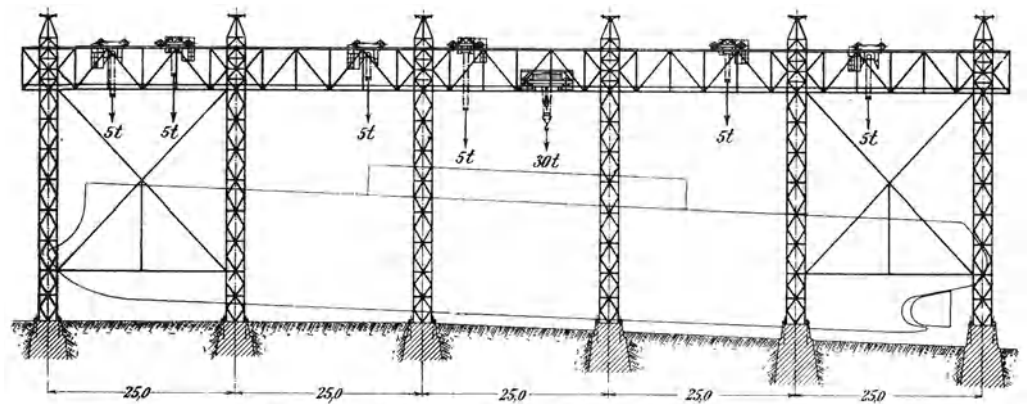


Fig. 36b.

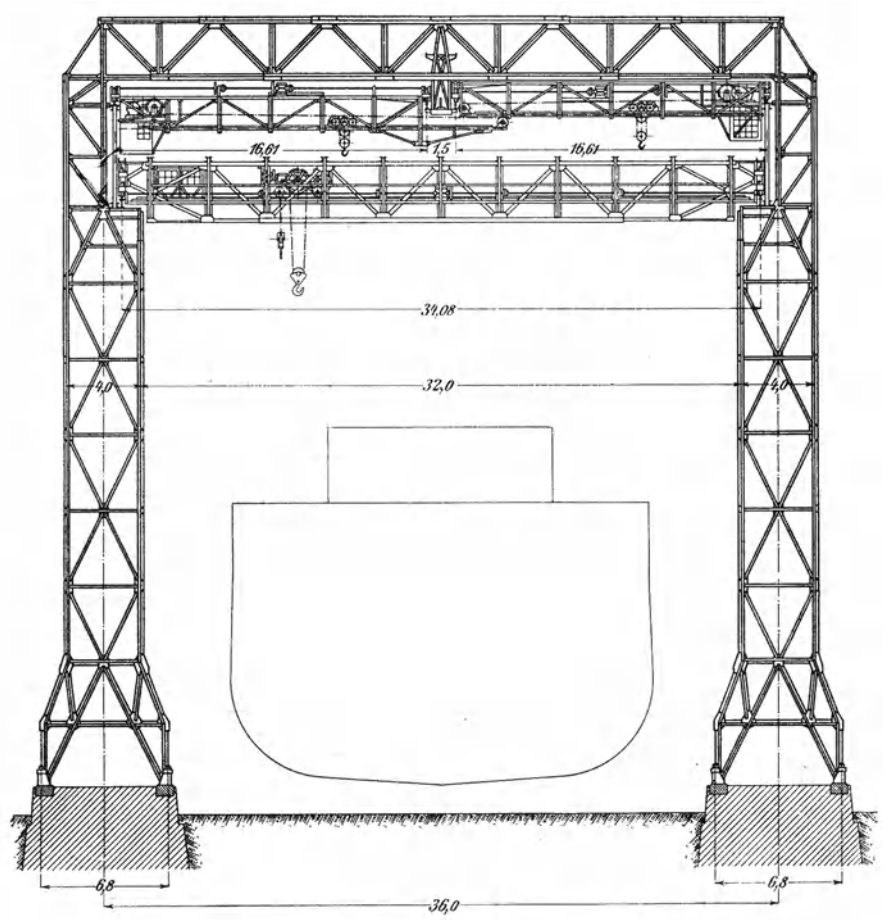


Fig. 36c.

sogar je drei von 5 t Hebekraft über jeder Schiffsseite laufen, so wird er während des Arbeitens dieser kleinen Krane zweckmäßig an dem äußeren Ende seiner Bahn festgestellt werden müssen. Die Teilkrane der einen Hellinghälfte lassen die Kielebene des Schiffes in neuartiger Weise dadurch in den Bereich ihrer Lasthaken fallen, daß ihre Katzen auf einen unter den mittleren Fahrbahnträger auskragenden Arm verfahren können. Um hierfür die Katzen möglichst leicht zu machen und ihre Bauhöhe zu beschränken, ist das Hubwerk fest in das äußere Ende der Kranträger eingebaut worden, wodurch gleichzeitig der Hauptanteil der Krangewichte vorteilhaft an die starken seitlichen Längsträger verlegt ist und Mittelträger sowie Binder entsprechend leichter werden können.

Gleichfalls in zwei durch (normale) Laufkrane unabhängig voneinander bediente Hauptarbeitsstreifen wird der neueste Kriegsschiffshellgen der

Krananlage für die Helling der Howaldtswerke, Kiel (Bechem & Keetman).

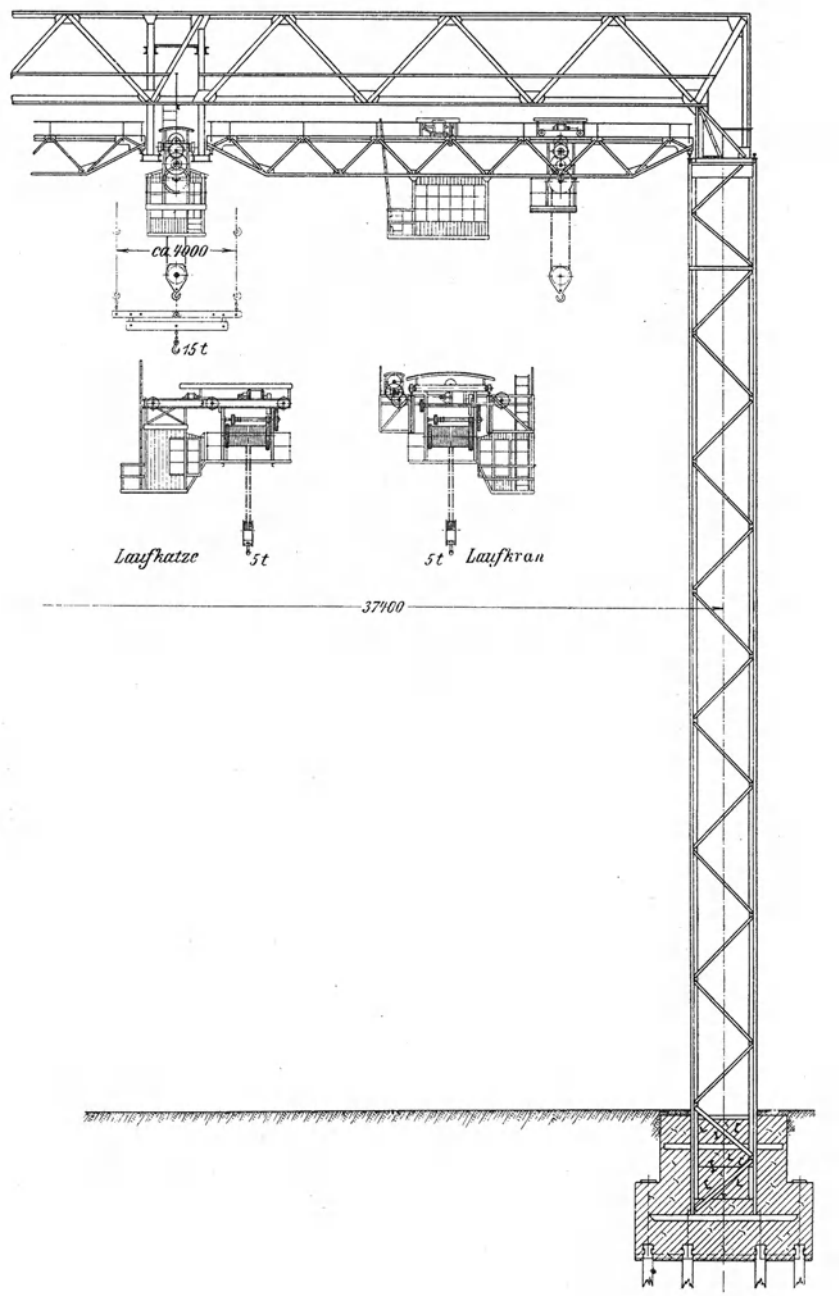


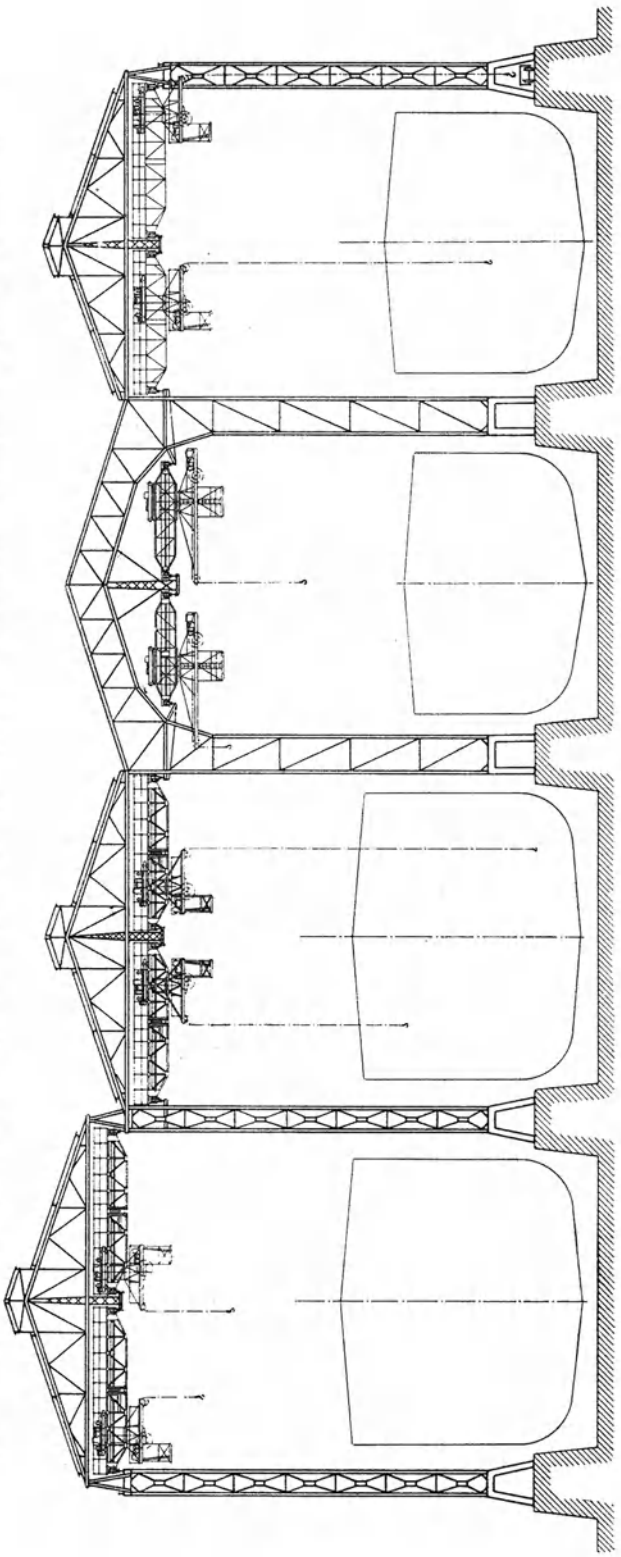
Fig. 37.

Howaldtswerke nach dem Entwurf von Bechem & Keetman geteilt werden (s. Fig. 37). Indes wird die Mittschiffslinie durch ein anderes Mittel als bei den bisher betrachteten Anlagen beherrscht werden, und zwar durch ein Mittel,

das — ebenfalls von Bechem & Keetman — auch bei unseren großen Hamburger Hellingneubauten von Blohm & Voß und Stettiner „Vulkan“ als zweckmäßigst hierfür gewählt worden ist: durch ein über Kiel längsfahrendes besonderes Hebezeug. Unverkennbar sind die hierbei für den Betrieb entstehenden Vorteile, die sowohl darin liegen, jederzeit für die Arbeiten über Kiel ein eigenes und besonders leichtbewegliches Hilfsmittel bereit zu haben, ohne darauf warten oder es anderen Stellen entziehen zu müssen, als auch darin, bei dessen Zusammenarbeiten mit den Nachbarkranen für den Transport schwerer Teile eine erhöhte Tragwirkung zu erzielen. Die für solche Zwecke von Bechem & Keetman auch hier vorgeschlagene Gelenkdoppeltraverse — vergl. die Zeichnung — sichert eine gleichmäßige Verteilung der Gesamtlast auf die einzelnen Hebezeuge und verhindert somit eine Überlastung eines Kranes.

Eine Drehbarkeit der Auslegerkonstruktion wird nun bei Hellinglaufkranen wieder ähnliche Vorteile zeitigen wie bei Werkstättenlaufkranen, wofür sich bekanntermaßen diese Bauart mit Recht einer zunehmenden Verwendung erfreut: erstens wird sich die Vergrößerung des Lasthakenbereiches über die Kranbahnen hinaus beiderseits unabhängig von der Art der Fahrbahnunterstützung und auch in der Längsrichtung um einen für die Lastaufnahme u. a. schätzenswerten Betrag vornehmen lassen, und zweitens wird die Einstellungsfähigkeit der Last durch die Hinzunahme der Schwenkbewegung erweitert.

In weitgehender und ausschließlicher Weise hat sich die Vorzüge dieser Drehausleger-Laufkrane, Stuckenholzscher Ausführung, die Germaniawerft schon seit einer Reihe von Jahren zunutze gemacht, seit einer Zeit, wo noch die meisten selbst unserer großen Werften lediglich mit hölzernen Lademasten arbeiteten. Dadurch, daß dort beide Hälften der Helling (nach Fig. 38) von sogar nur je einem Lastausleger bestrichen werden, ist doch die einseitige Abhängigkeit der Kielbedienung genommen. Die seitliche Aufnahme der durch die Säulenportale zugeführten Lasten, die bei dieser weitlangenden Anlage ersichtlich ja — bis vielleicht auf die sperrigsten Spanten — ohne weiteres möglich wäre und ursprünglich wohl auch ins Auge gefaßt war, wird indes, abgesehen von Niet- und sonstigem Hilfsmaterial, praktisch nicht durchgeführt. Vielmehr stellt sich die kopfseitige Materialübernahme durch die leichtbeweglichen Deckenlaufkrane aus den unmittelbarst vor den Hellgen gelegenen Werkstätten, mit denen sie gleichsam ein geschlossenes Ganzes bilden, als das rationellste Verfahren dar.



Krananlage über den (gedeckten) Hellingen der Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft-Kiel (Ludwig Stuckenholz).

Fig. 38.

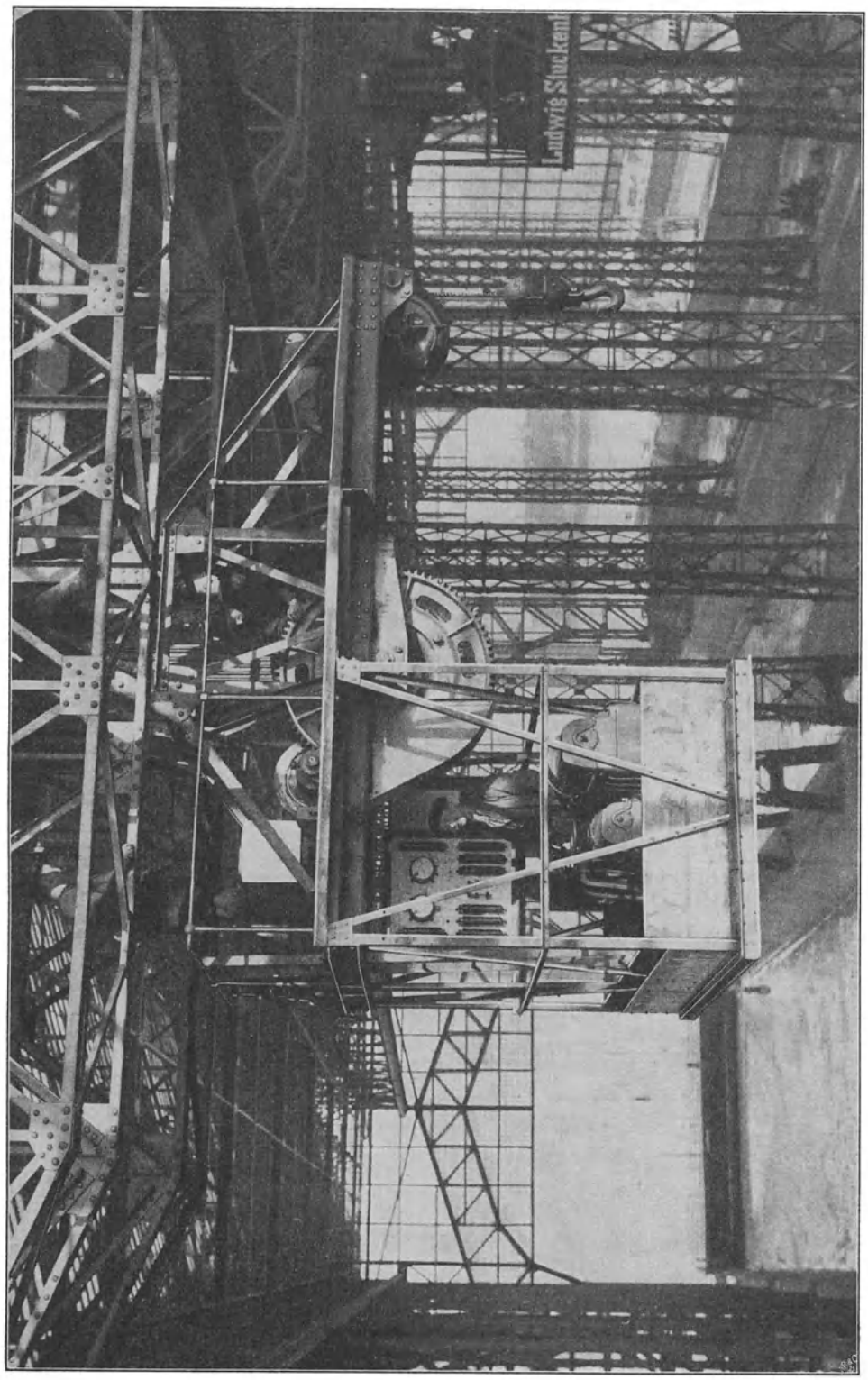


Fig. 39.

Fahrdrehausleger-Laufkrane über den Hellingen der Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft-Kiel (Ludwig Stuckenholz).

Auf den Betrieb dieser Krane, wenigstens soweit er sonst durch die Unbilden der Witterung zu leiden hat, wirkt nun weiterhin entschieden vorteilhaft ihre außerordentlich geschützte Lage ein, denn die Kruppschen Hellinge sind bekanntlich bei uns als erste und bisher einzigste allseitig mit Glas eingedeckt (s. Fig. 39). (Außer der unteren Stirnwandhälfte, die für den Ablauf des Schiffes offengelassen ist.) Daß hierdurch eine günstige Einwirkung in bezug auf den Betrieb der Krane an sich stattfindet, daß Sturm

Krananlage über den Hellingen von Blohm & Voß, Hamburg (Bechem & Keetman).

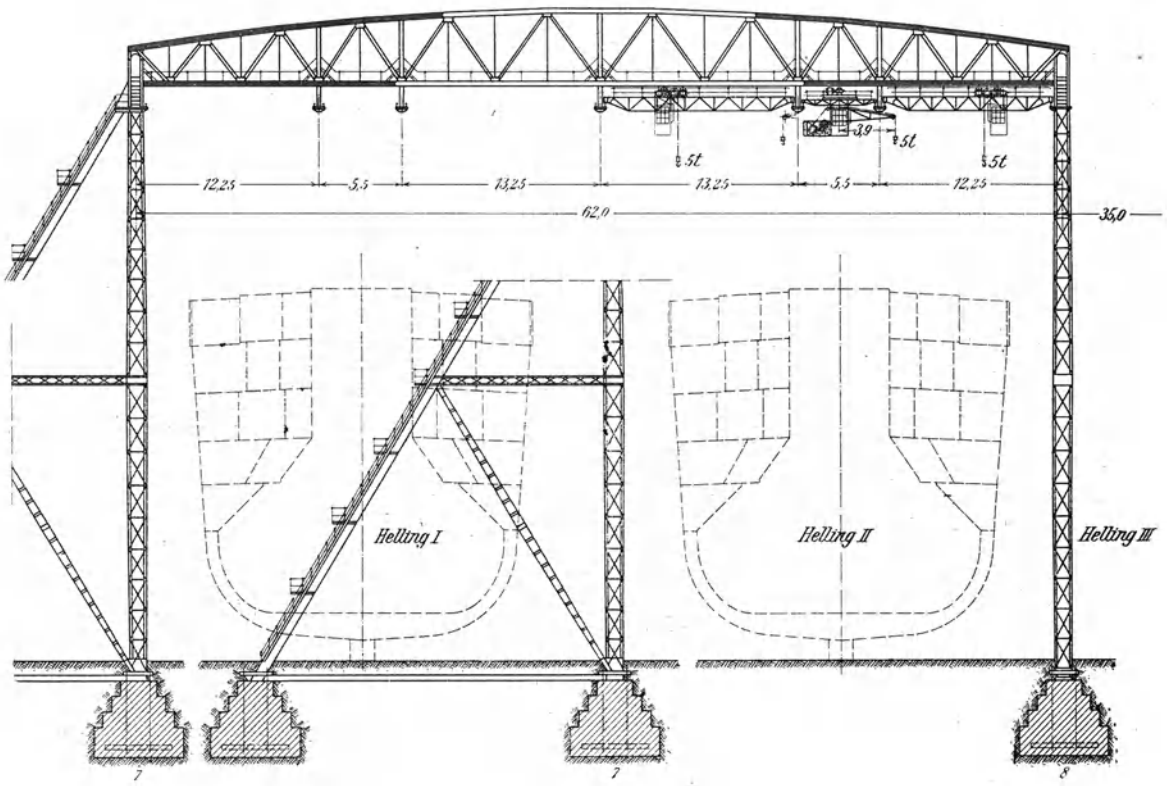


Fig. 40.

ein Abstellen der Krane, Regen oder Kälte ein Einstellen der übrigen Arbeiten nicht mehr erzwingen können, haben die jahrelangen Erfahrungen bestätigt, auf Grund deren die Arbeiten in den geschlossenen Hellingen allgemein auch ganz wesentlich billiger werden, als in den benachbarten offenen Hellingen der Firma (s. Fig. 21). Die Frage allerdings, ob die Tragweite eines derartigen Schutzes — ein solcher ist jetzt, nachdem auch die (im Bild noch offenen) unteren Seitenwände geschlossen worden sind, zweifellos selbst gegen Zugluft auch für die unten tätigen Arbeiter vorhanden — ob diese Tragweite

aber in einem annehmbaren Verhältnis zu den vielbehaupteten Nachteilen (größerer Dunkelheit, stärkeren Lärmes u. a. m.) eines solchen Abschlusses steht, dürfte angesichts der hohen Verglasungskosten — für eine Halle ca. 150 000 M.! — kaum immer bejaht werden. Selbst dann nicht, wenn jene Nachteile nicht allzu empfindlich aufträten, wenn die durch Schnee, Schmutz

Krananlage über den Hellingen von Blohm & Voß, Hamburg (Bechem & Keetman).

Seitenansicht.

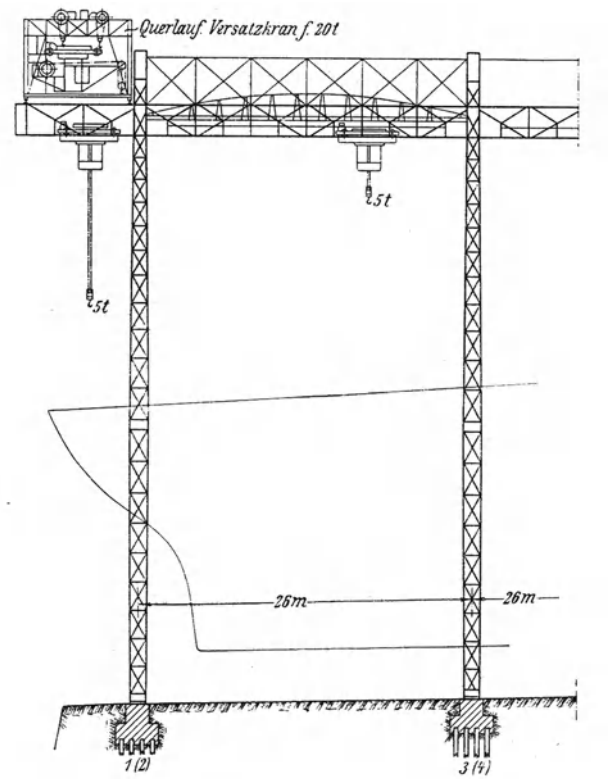


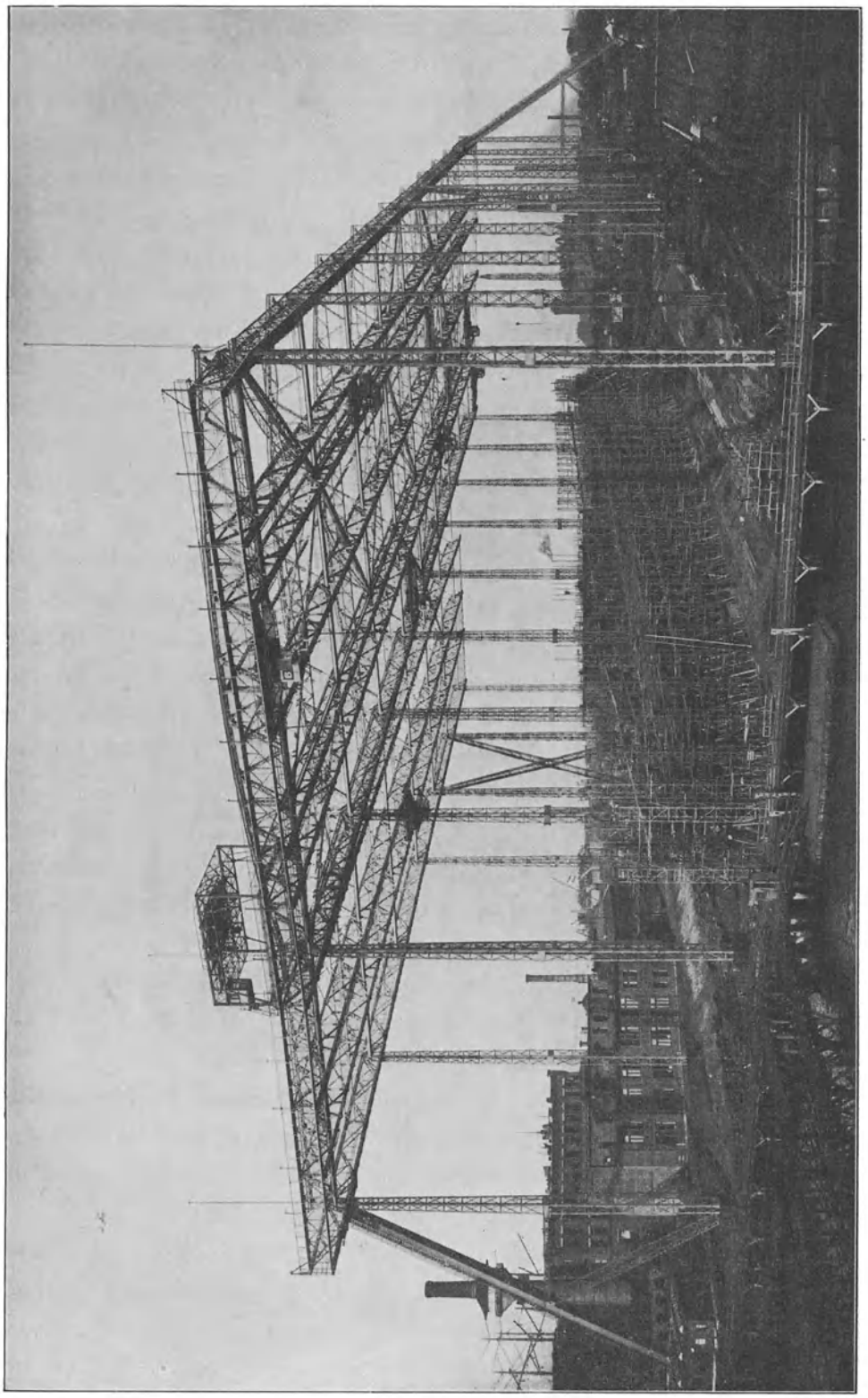
Fig. 41.

und Rauch allenfalls bewirkte geringe Verdunkelung, wie bei Krupp, mittels fahrbarer Reinigungsgerüste bald zu beheben, und wenn die Lärmverstärkung bei dem ja ohnehin auf jedem Hellingplatz herrschenden Skandal und der Größe der Hallen belanglos wäre.

In weiterer Variation und Kombination der Laufkranbauarten findet sich die durch die Hellingunterteilung gegebene Nebeneinanderanordnung der Hebezeuge endlich noch bei den großen Schiffsbauplätzen an der Elbemündung: der Werft von Blohm & Voß und der jüngst erstandenen Hamburger Werft des

Stettiner „Vulkan". Die Krananlagen beider, in Entwurf und Ausführung von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vormals Bechem & Keetman, weisen in ihrer Anordnung und ihrer Arbeitsfähigkeit auch den bisher betrachteten laufkranartigen Helling-Transporteinrichtungen gegenüber bemerkenswerte und wertvolle Eigenschaften auf. Zunächst die für 3 Bauplätze bestimmte neue Hellinganlage von Blohm & Voß, deren gleichartige Erweiterung auf 5 Hellgen vorgesehen ist: Die Kiellinie wird nicht, wie vorhin, von einem nur in der mittleren Laufkatzenebene herabhängenden Haken bedient, vielmehr durch einen längsfahrbaren Drehausleger (Fig. 40), der die Schiffsmitten in Breite von etwa 8 m — bei Helling 3 sogar in Breite von etwa 11,5 m — versieht, die Unabhängigkeit des Arbeitens der Seitenlaufkrane also um weiteres erhöhend. Sodann ist durch die für Hellingzwecke bei uns ganz neuartige Anordnung eines wasserseitig quer über den Längskranbahnen laufenden Bockkranes für 20 t die Möglichkeit gegeben, die unter ihn ausgefahrenen Längslaufkrane mittels zweier Hakenpaare von ihrer Bahn abzuheben (s. d. Seitenansicht Fig. 41) und zu vertauschen oder zu versetzen, so daß sowohl bei Reparatur eines solchen Kranes anhaltende Störungen vermieden, als auch bei Bedarf die Arbeiten auf einer Helling durch beliebige Hinzunahme gleichartiger Nachbarkrane beschleunigt werden können. Auf diese Weise ist den Deckenlaufkranen auch der Vorzug weitestmöglicher Verwendbarkeit anderorts verliehen, der bislang nur den auf Flur fahrenden Hellingkranen eigen war. Infolge seiner Lage am Fußende der Hellgen wird der kräftige Versatzkran vorteilhaft auch noch beim Aufrichten der schweren Steven, Ruder und Wellen Dienste tun können. Die stirnseitige Aufnahme des Schiffbaumaterials wird aus der direkt vor den Hellingköpfen zu errichtenden Werkstatt in rationellster Art vor sich gehen können. Die Abstützung der Fahrbahnkonstruktion geschieht — vergl. Fig. 42 — durch gedrungene und doch leichte Fachwerksäulen, die in der Hellgenrichtung in Entfernungen von je 26 m stehen. Bei einer Länge von ca. 248 m, einer Breite von ca. 105 m und einer ungefähren Höhe von 50 m beträgt das Gesamtgewicht des von Hein, Lehmann & Co. gelieferten Gerüstes nicht weniger als rd. 3500 t. Um die Arbeitsbühnen den stark wechselnden Breiten der Schiffe anpassen zu können, werden sie in bisheriger Weise an leicht versetzbaren Aufrichtern angebracht.

Der Kranausstattung der soeben fertiggestellten Hamburger Hellinge des Stettiner „Vulkan" hat das fraglos praktische Bestreben zugrunde gelegen, ein Zusammenarbeiten mehrerer Lasthaken an allen den Stellen zu ermöglichen, wo es nicht allein die Schwere, sondern auch die Häufigkeit der



Krananlage für die Hellinge von Blohm & Voß, Hamburg (Bechem & Keetman).

Fig. 42.

Schiffbauarbeiten erfordert, also sowohl an der Außenhaut als auch am Kiel des Schiffes. Die hierfür, bei fünffacher Breitenunterteilung jeder Helling, nach Fig. 43 getroffene Anordnung und Gestaltung der Hebezeuge läßt durch den zweckmäßig in der Mitte jeder Hellinghälfte fahrbaren Drehausleger dessen Haken (bei 10 m Breite seines Bereiches) ebensowohl in die Gegend des Kieles als auch der Außenhaut reichen, und zwar unter gleichzeitiger Beherrschung aller zwischenliegenden Punkte. Es vermögen daher diese Drehauslegerkrane die Arbeiten der benachbarten Seitenlaufkrane und der Mittellaufkatze, selbständig und auch gemeinsam mit diesem, vermittels der erwähnten Gelenktraverse derart zu unterstützen, daß für Arbeiten an der Außenhaut Lasten bis 12 t, für Arbeiten am Kiel sogar solche bis 18 t bewältigt werden können. Die Alleinarbeit der Hebezeuge — als Niet- oder als Transportkrane — kann überdies ohne jegliche Behinderung vonstatten gehen, da der ausweichbare Drehschnabel alle etwa kollidierenden Stellungen der seitlichen Laststränge ja leicht umgehen kann.

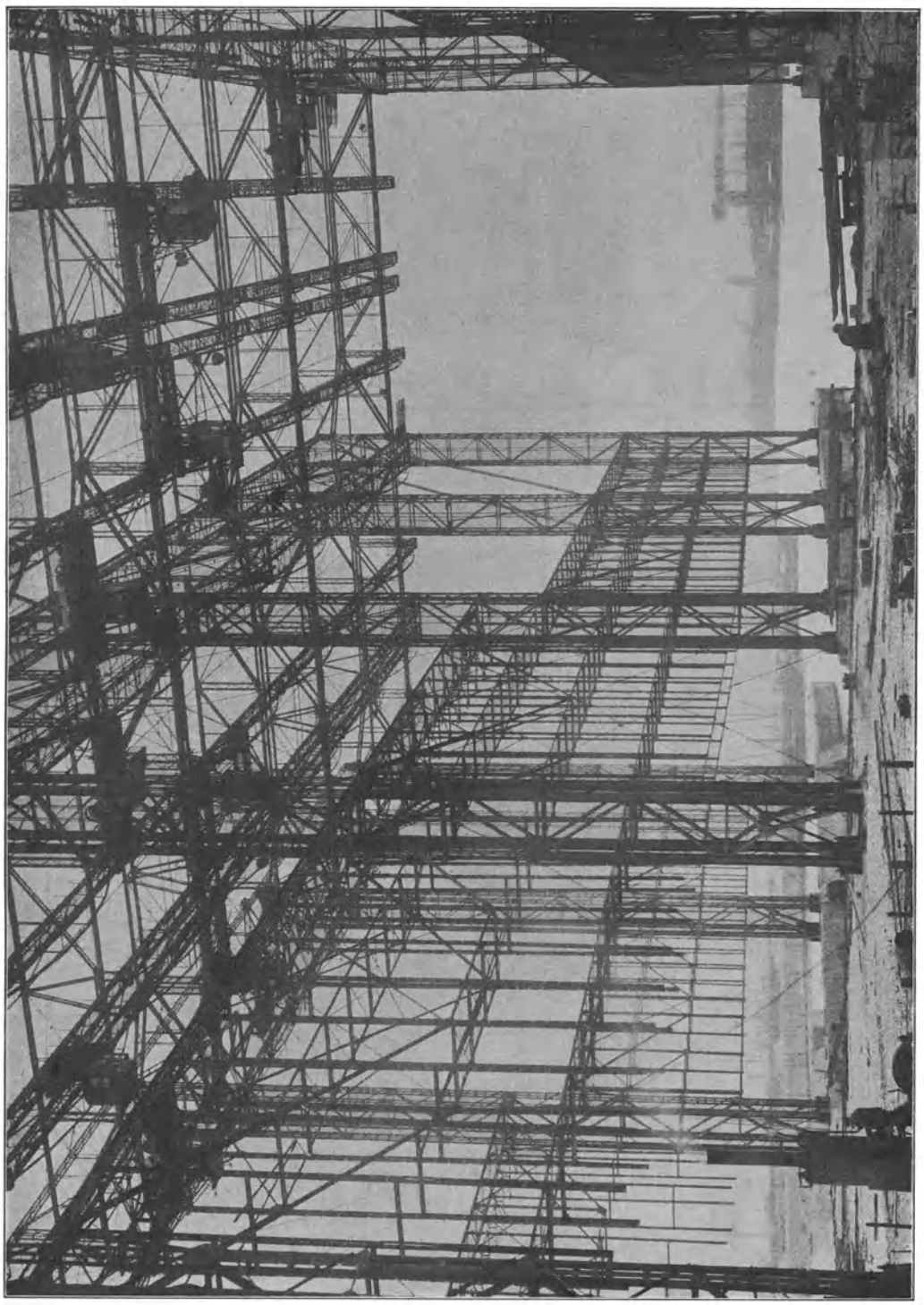
Wenn sich auch äußerlich diese neuen Hamburger Hellinge des „Vulkan“ garnicht unerheblich von den alten Stettinern unterscheiden mögen — es wirken auch durch die vorteilhafte Distanzvergrößerung der Gerüststützen, von etwa 13 m auf das Doppelte, die gewaltigen Eisenmassen (von rd. 3000 t Gesamtgewicht) ungleich leichter und luftiger (Fig. 44) —, das Grundprinzip der Transportweise ist von den alten Hellingen doch beibehalten worden. Nach den jahrelangen Erfahrungen der an die Leistungsfähigkeit dieser Hellinge die höchsten Anforderungen stellenden Werft liegt in dieser Wiederholung gewiß ein vielsagendes Zeugnis für die Eignung des Systems unabhängig nebeneinander über dem Schiffbauplatz verkehrender Leichtkrane.

Diese Fünfteilung der Hellingbreite stellt bei uns in Deutschland das Höchste in bezug auf die Nebeneinanderlegung von Kranfahrbahnen dar und dürfte bei der durch Anordnung, Gestaltung und Tragkraft sowie Geschwindigkeit der Hebezeuge möglichen Arbeitsweise wohl auch allen Anforderungen entsprechen, die an die Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit einer solchen Anlage zu stellen sind. Wie weit jedoch die praktische Durchführung des nämlichen Gedankens anderwärts schon getrieben ist, vermag am treffendsten wohl die Transporteinrichtung der Hellinge von William Doxford & Sons, Ltd., in Sunderland vor Augen zu führen. Ein jeder der drei Hellgen — Fig. 45 — ist dort mit nicht weniger als neun parallelen Fahrbahnen für je ein laufkatzenartiges Hebezeug ausgestattet (s. Fig. 46 u. 47). Der geringe Abstand dieser Bahnen voneinander, etwa $2^3/_4$ m, macht in

Additional information of this book

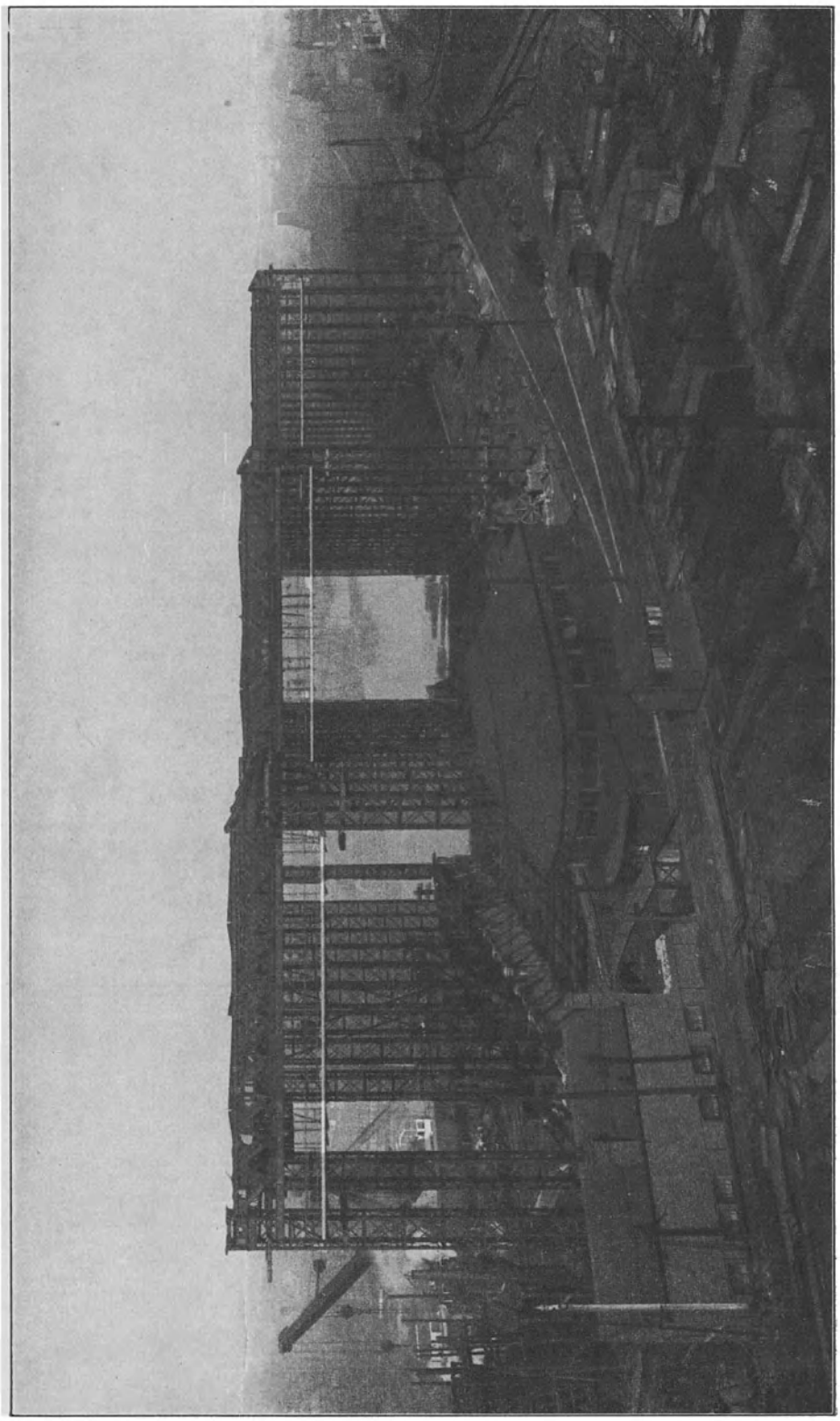
(Ein Beitrag zur Entwicklung des europäischen Textildrucks; 978-3-211-80135-2; 978-3-211-80135-2_OSFO3) is provided:

http://Extras.Springer.com



Hellingkrane der Stettiner Maschinenbau-Akt.-Ges. „Vulkan", Hamburg (Bechem & Keetman).

Fig. 44.



Hellinge von William Doxford & Sons, Ltd., Pallion Yard (Sunderland).

Fig. 45.

vereinfachender Weise maschinelle Querbeweglichkeit der Lasthaken überflüssig. Denn das für ein Bestreichen der ganzen Hellingfläche im Höchstfall erforderliche seitliche Ausschwingen des Hakens um nur $1^1/_2$ m ist bei einer freihängenden Seillänge von 30 bis 40 m unschwer vorzunehmen. Weniger günstig dürfte die große Zahl der Hebezeuge m. E. allerdings auf die Bedienung derselben zurückwirken. Mögen auch die 27 Katzen, deren jede nur von dem anhängenden Führerstand aus zu steuern ist, selbst bei vollbelegten Hellgen

Laufwinde über den Hellingen von William Doxford & Sons, Ltd., Sunderland (Benrather Maschinenfabrik).

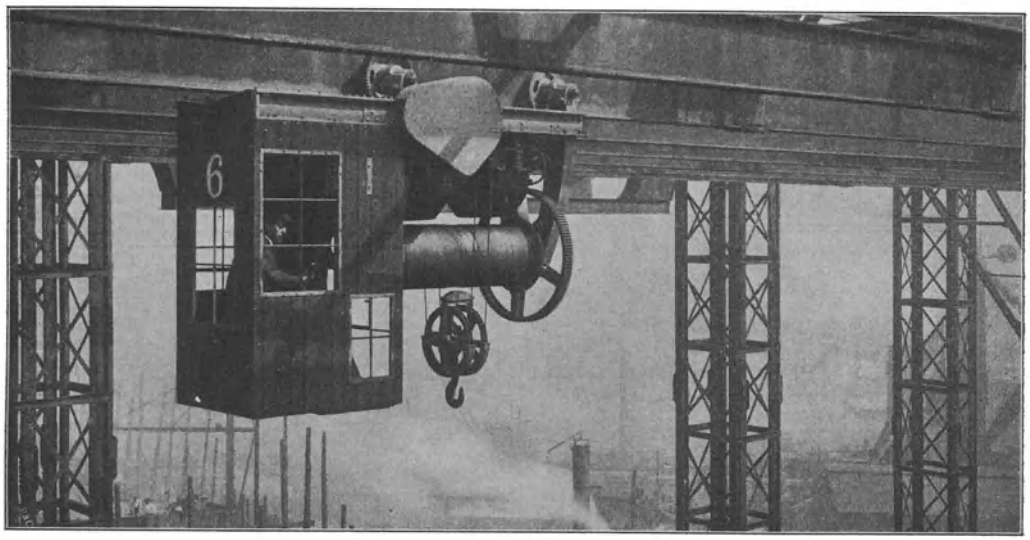


Fig. 46.

nie alle gleichzeitig zu beschäftigen sein, und möge auch eine Verteilung der Führer auf die jeweils benötigten Katzen durch eine vor sämtlichen Kopfbahnenden durchgehende Plattform (s. Fig. 45) verhältnismäßig schnell und einfach möglich sein, so ist dadurch doch die zeitliche und räumliche Unabhängigkeit der Lastenbewegungen bei dieser Disposition nicht in gleichem Maße wie vorhin vorhanden. Die Übernahme der Einbauteile (max. 3 t) durch die Laufkatzen erfolgt natürlich am Kopf der rd. 150 m langen Hellinge; nur den äußersten Katzen können Lasten auch durch die Säulenportale längsseits zugeführt und daselbst durch am Gerüst feste Dreharme zugeschwenkt werden. Die Windwerkskatzen selbst sind von der Benrather Maschinenfabrik für ein in jeder Beziehung einwandfreies Arbeiten sorgfältigst durchkonstruiert. Das Feststellen der nicht arbeitenden Katzen gegen ein Verfahrenwerden bei

Laufwinde der Hellinge von William Doxford & Sons, Ltd., Sunderland (Benrather Maschinenfabrik).

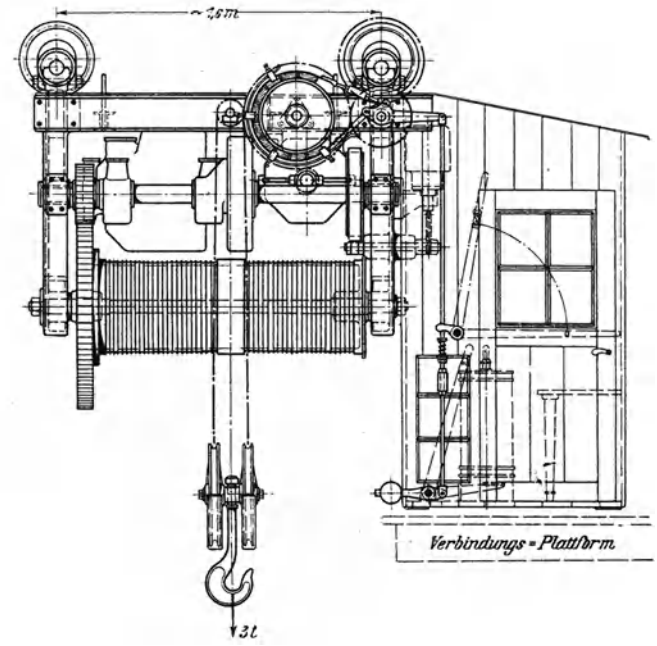


Fig. 47a.

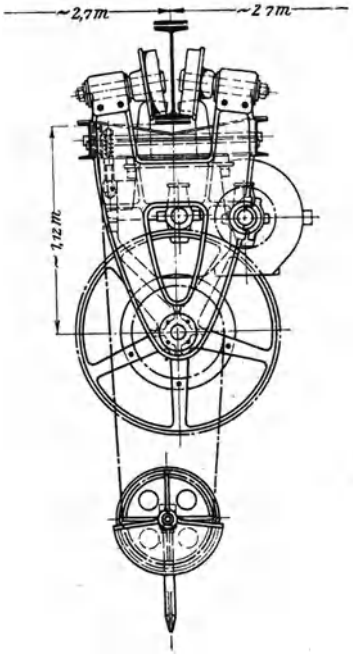


Fig. 47b.

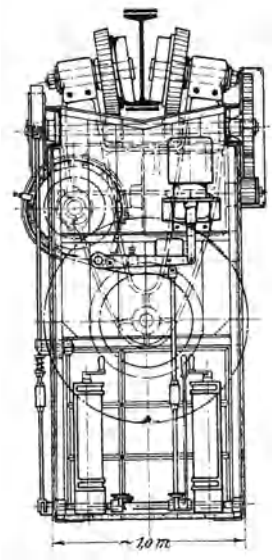


Fig. 47c.

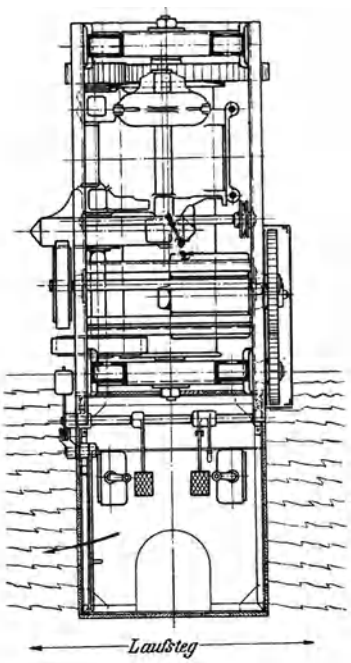


Fig. 47d.

Sturm ist durch eine zwangläufige Konstruktion der Fahrbremshebel verbürgt, die der Führer beim Verlassen der Katzen, d. h. beim Öffnen der Tür automatisch einschaltet (s. Fig. 47a). Sicherheit gegen Herabstürzen bei etwaigen Radbrüchen endlich bieten schmiedeeiserne Fangbügel an dem genieteten Katzenrahmen, die ständig über den Unterflansch des Fahrbahnträgers greifen (s. Fig. 47b).

Hellingtransportanlage mittels Längslaufkatzen und Querlaufkranen (Ludwig Stuckenholz).

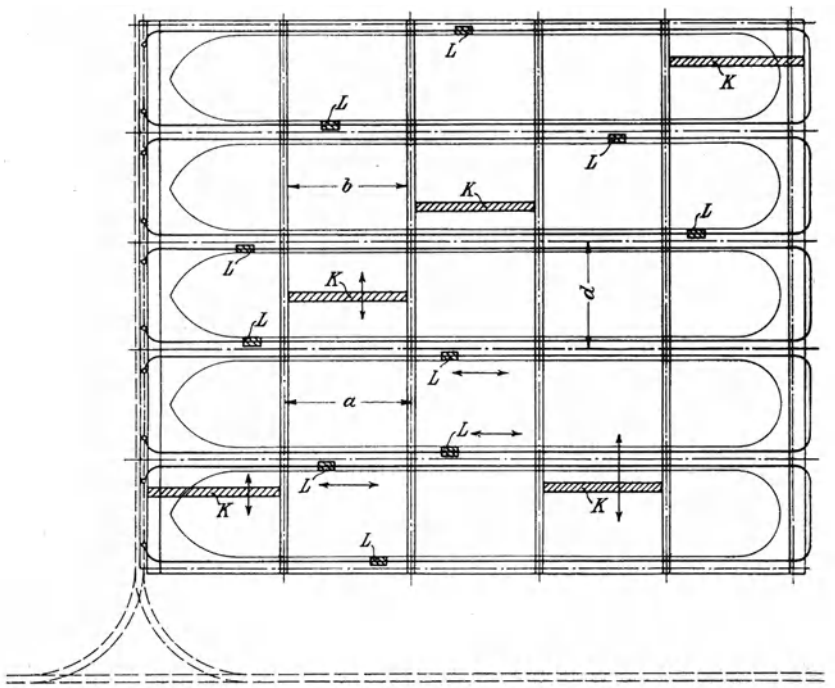


Fig. 48.

Es ist ohne Frage das Bestechendste an diesem Entwurf einer Hellingtransportanlage, daß man für sämtliche Längswege der Lasten ausschließlich mit minimalen Totgewichten der Transportmittel auskommt. Ein gleiches Ziel hatte übrigens schon vor längeren Jahren Ludwig Stuckenholz bei dem Entwurf der Hellingkrananlage im Auge, die in den Fig. 48 und 49 wiedergegeben ist. Die Zeichnungen lassen erkennen, daß die Säulenköpfe des Gerüstes nach beiden Hellingseiten hin je eine Hängebahn tragen, deren Katzen (L) die vor den Hellgen angefahrenen Lasten ohne weiteres längs des größten Teiles der Außenhaut absetzen können. Für die Bedienung der zwischen-

Anordnung der Laufkatzen und Laufkranträge

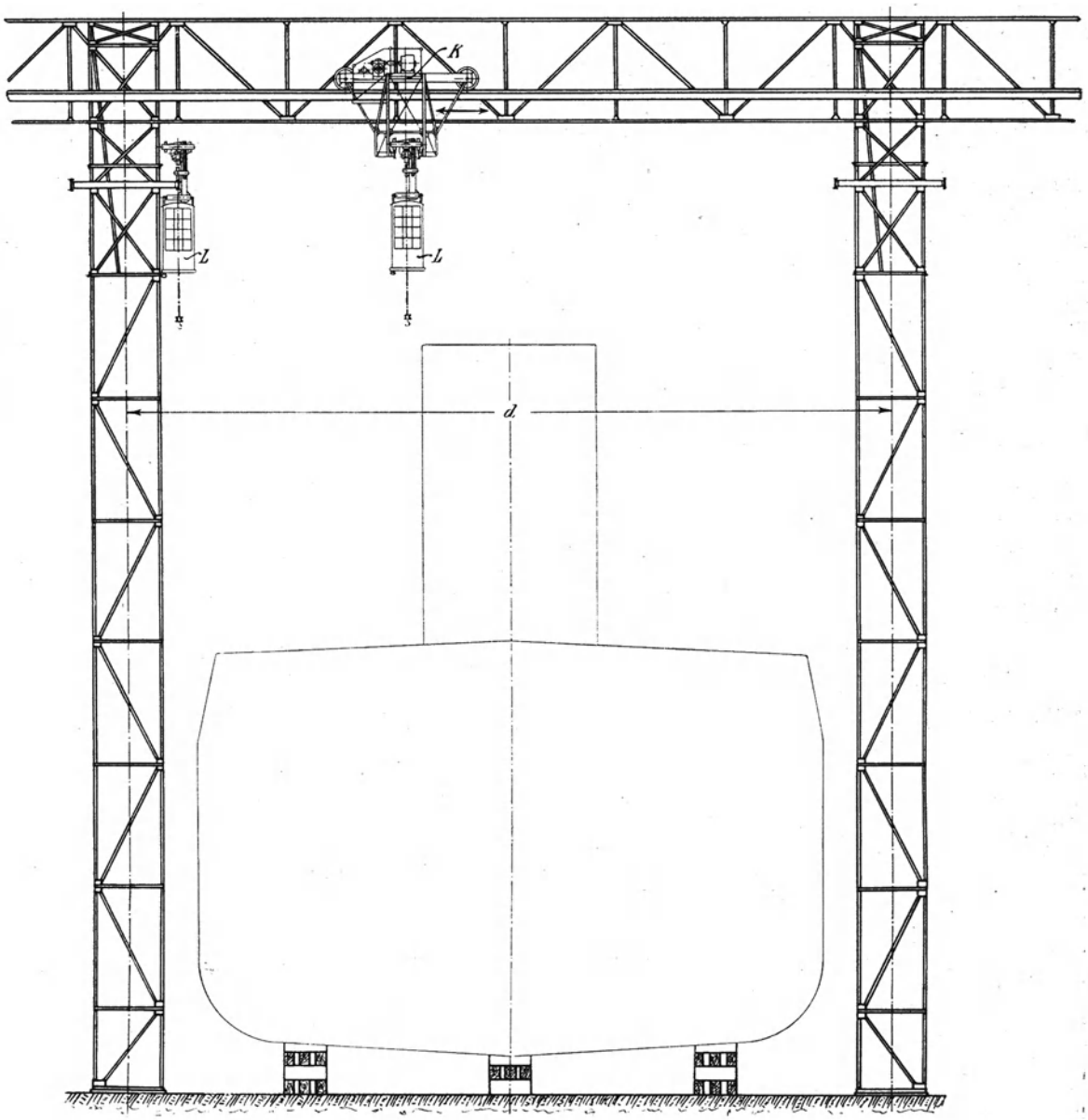


Fig. 49a.

liegenden Stellen sollen nun die nämlichen Katzen dadurch benutzt werden können, daß diese das Material in der gleichen rationellen Weise vom Anfuhrplatz holen und seitlich bis in die Nähe seiner Einbaustellen transportieren. Hier vermag dann die Katze mittels besonderer oberer Rollen in querbewegliche Laufkranträger, gleichsam Schiebebühnen (K), einzufahren, welche

gs- bezw. Quertransporte (Entwurf von Ludwig Stuckenholz).

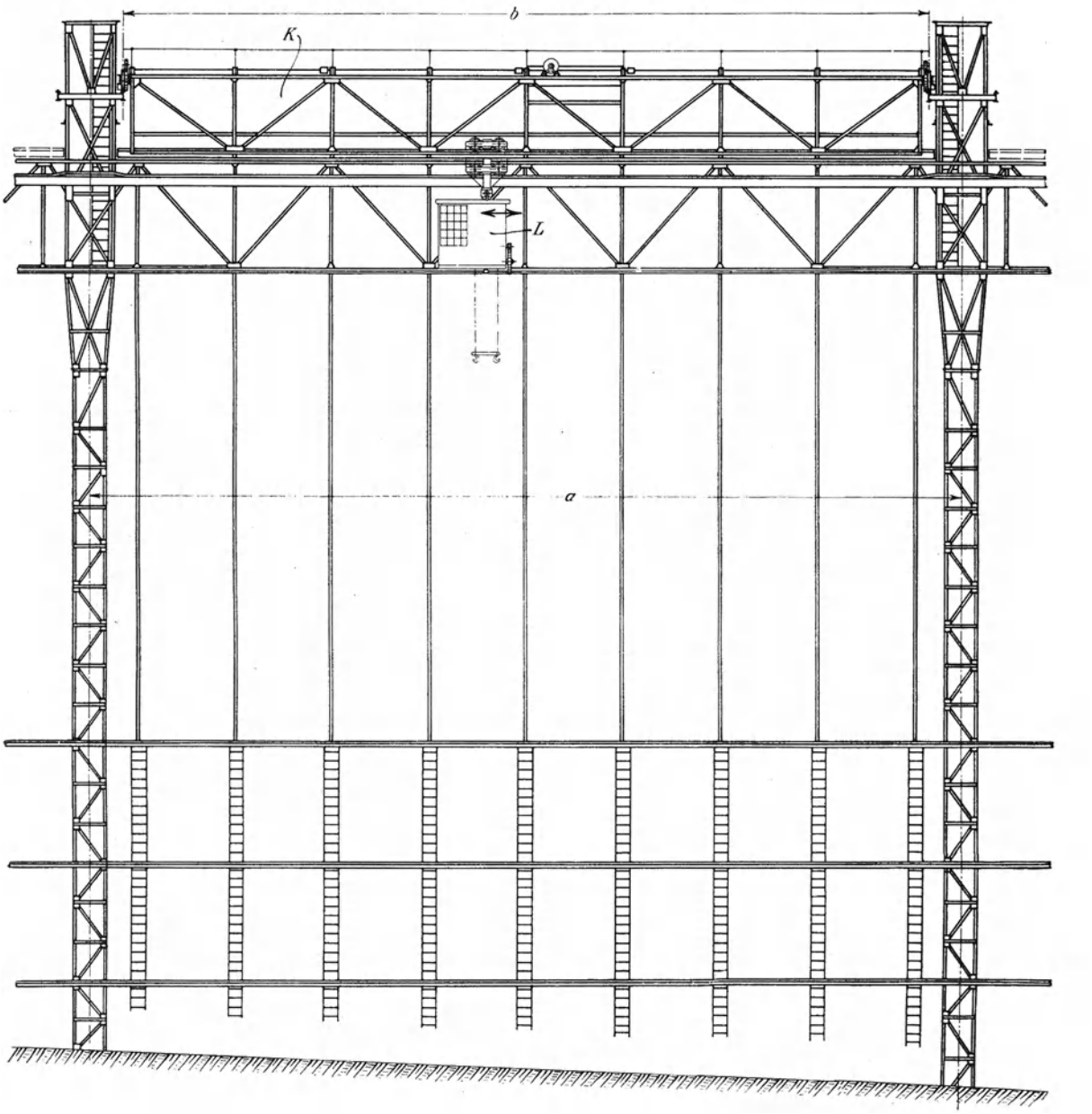


Fig. 49b.

Katze und Last darauf in den betreffenden Arbeitslängsstreifen bringt, innerhalb dessen das endgültige Einstellen der Last wieder durch die Katze erfolgt. Der Umstand, daß bei mehreren gleichzeitig nebeneinander aufliegenden Neubauten die Rücksicht sowohl auf eine flotte Abwickelung der Transporte als auch auf Einhaltung möglichst kurzer Querfahrstrecken auch eine ent-

Krananordnungen über Hellingen

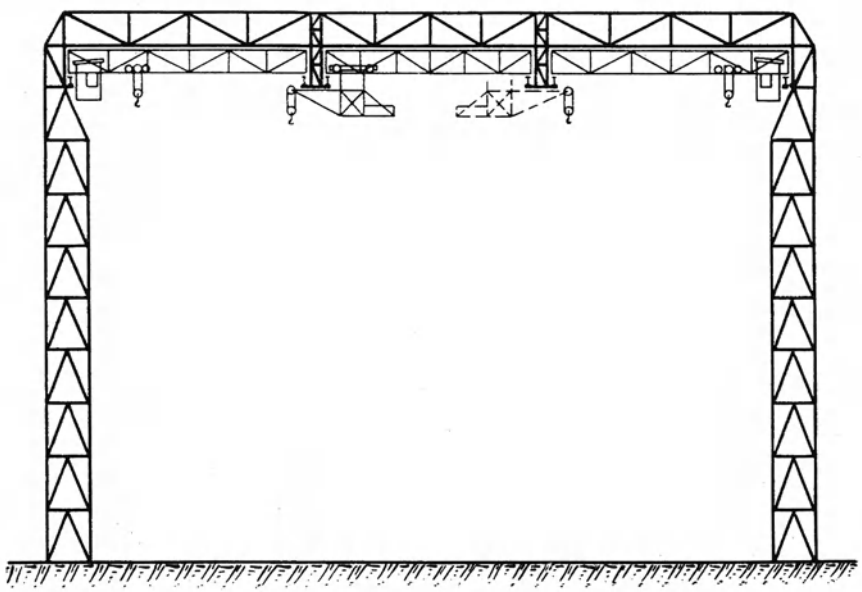


Fig. 50.

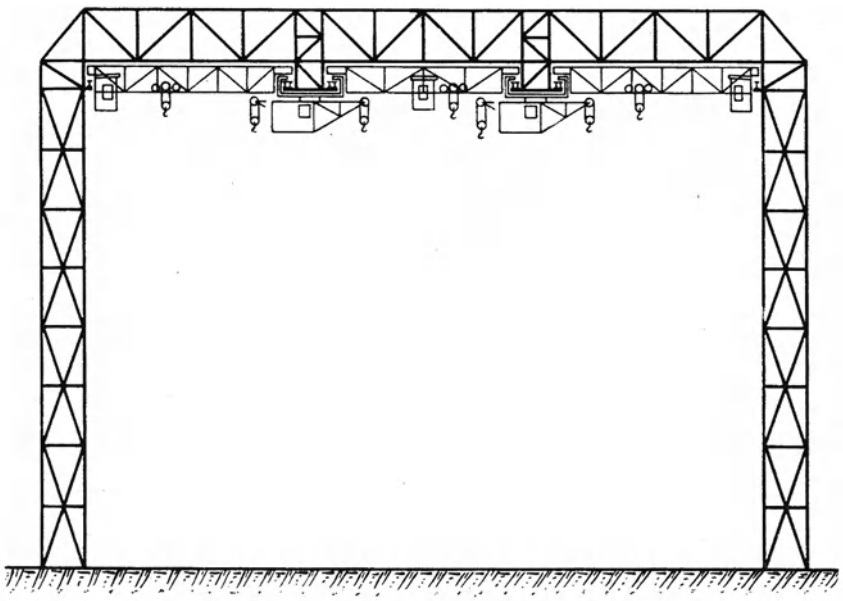


Fig. 51.

(Entwürfe der Benrather Maschinenfabrik).

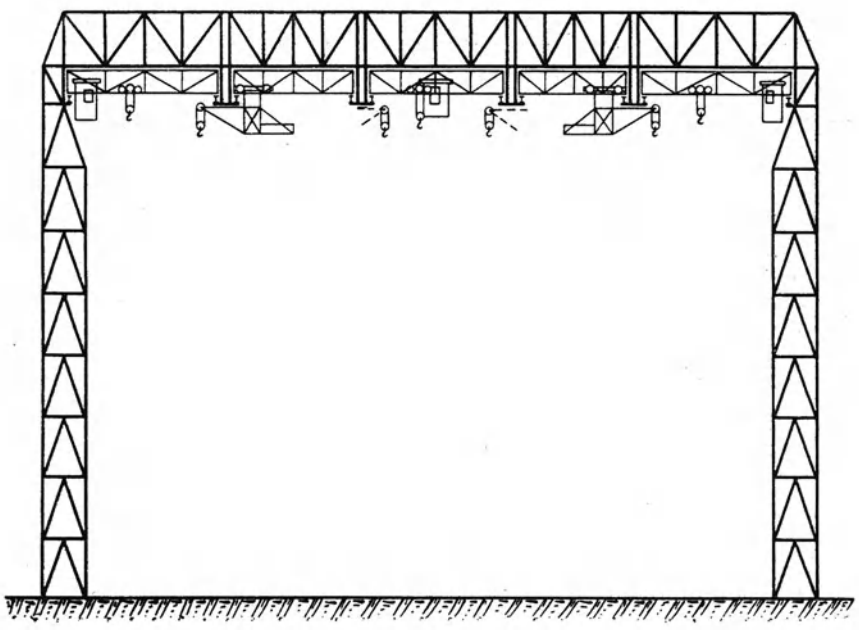


Fig. 52.

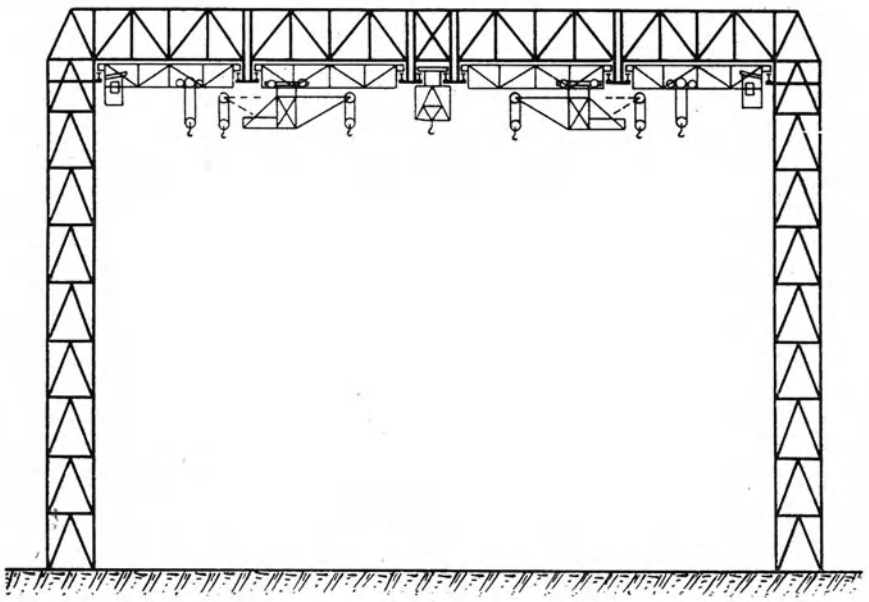


Fig. 53.

sprechende große Anzahl von Querfahrträgern auf jeder Bahn erfordert, legt es meines Erachtens nahe, solche Versetzkrane längsfahrbar über den Hellingen zu machen, wobei man mit 1 oder 2 Stück pro Helling ausreichen würde. Die Zubringerkatzen würden dann natürlich zweckmäßig auf besondere Querlaufkatzen der Krane auflaufen und durch diese dann weiter, wie sonst eine gewöhnliche Last am Haken, querhellings befördert werden. In dem Prinzip der Verteilung der Transporte — durch leichte Katzen auf die längeren Wege, durch schwerere Krane auf die kürzeren Wege — würde eine solche Anlage dann jener der neuen Hellinge der A.-G. „Weser" in der gleichzeitigen Verwendbarkeit der Laufkrane auch zu beliebigen Arbeiten über der ganzen Helling etwa der Seebeck'schen Neuanlage gleichkommen.

Bei der Ausbildung der Transportsysteme für Schiffbauplätze scheinen in der Tat in zunehmendem Maße die mehrfach aufgeführten Vorteile bestimmend zu sein, die die Verwendung leichter Laufkrane für den Betrieb mit sich bringt. Von den zahllosen Möglichkeiten der konstruktiven Verwirklichung dieses bewährten Grundgedankens mögen die Skizzen 50 bis 53 der Benrather Maschinenfabrik noch einige wiedergeben, deren Wirkungsweise nach dem Vorhergehenden ja ohne weiteres verständlich ist.

Für nicht wenige Fälle allerdings werden die Vorzüge all' dieser laufkranartigen Anlagen an sich wohl anerkannt, gelten jedoch als zu teuer erkauft mit den gewaltigen Gerüstmassen. Der in den Fig. 54 bis 57 nur im Prinzip illustrierte Vorschlag versucht nun mit einer für Hellingzwecke neuartigen Ausbildung der Transporteinrichtung, unter Beibehaltung der Hauptvorzüge über Schiff laufender Kleinkrane, die in der kostspieligen und umständlichen Gerüsterstellung ihrer Fahrbahn gelegenen Nachteile möglichst zu mildern. In der äußeren Form des weitreichenden Gerüstes für die Windwerkskatzen wohl den Doppelausleger-Bockkranen (Cantileverkranen. Fig. 24) gleichend, bezweckt die zunächst in Fig. 54 wiedergegebene Transporteinrichtung durch die jedoch feststehende Verwendung dieses dementsprechend längs über Helling gestellten Gerüstes der Anlage die früher besprochenen Nachteile jener fahrbaren Bockkrane zu nehmen. Daß die Notwendigkeit, ja die Möglichkeit ausgeschlossen ist, schwere Gerüstmassen zu bewegen, daß die Aufnahme sowie der Längs- und Quertransport der Lasten vielmehr lediglich durch leichte Drehauslegerlaufkatzen unter Wahrung deren völliger Bewegungsfreiheit erfolgt, dürfte auf die Wirtschaftlichkeit des Betriebes nicht minder günstig einwirken, als die durch die ausragende Gerüstform mögliche Gewichtsersparnis auf die Anlagekosten.

Krananlage mit feststehendem Ausleger-Stützbock für kleinere Hellinge.

(Eigener Entwurf.)

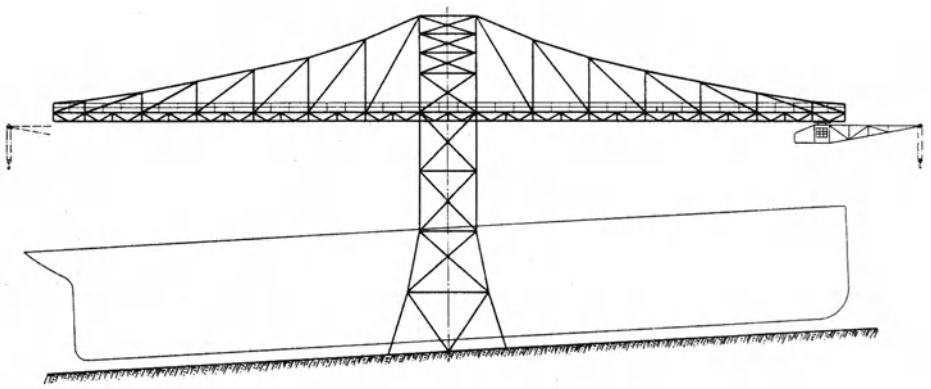


Fig. 54a.

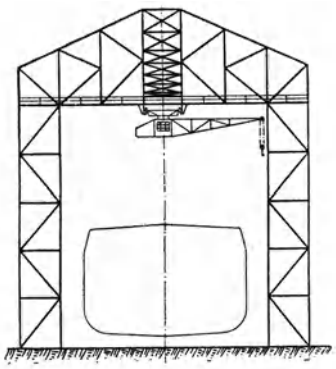


Fig. 54b.

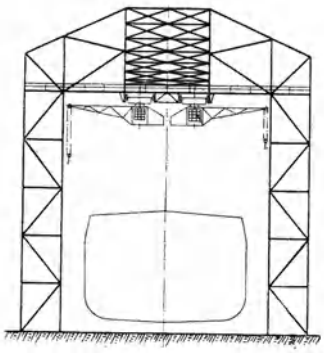


Fig. 54c.

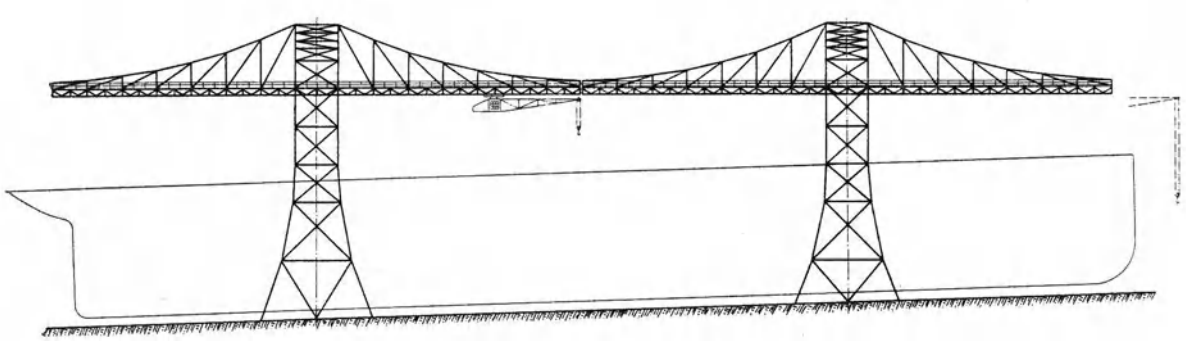


Fig. 55.

Diesen kommt ferner die mit dem Fortfall der zahlreichen Fahrbahnquerträgerstützen vereinfachte Fundamentierung zustatten. Durch die Vereinigung der vielen Gerüstständer und Querträger in einem einzigen Stützbock wird auch die Forderung einer guten Ausnutzung der ruhenden Konstruktionen, einschließlich der Fundamente, durch die Nutzlast in hohem Maße erfüllt.

Krananlage mit feststehenden Fahrbahnböcken für längere Hellin e. (Eigener Entwurf.)

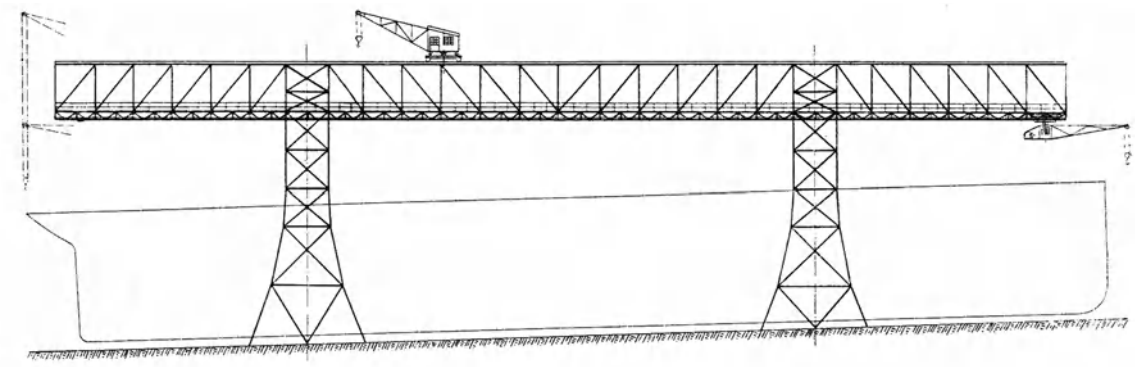


Fig. 55 a.

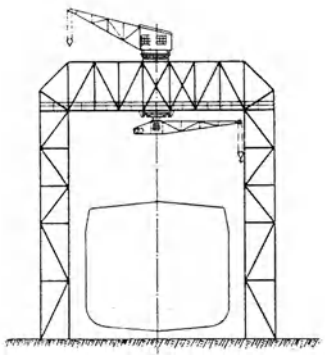


Fig. 56 b.

Denn jene festen Konstruktionen werden zur Aufnahme der von der Nutzlast bezw. den Windwerkskatzen herrührenden Kräfte beständig herangezogen, wohingegen bei den vorigen Anlagen mit festen Fahrbahnen das Konstruktionsmaterial von Gerüst und Fundamenten nur an dem jeweiligen Standort des Kranes ausgenutzt wird. Während Fig. 54 eine für Schiffslängen bis etwa 100 m in einfachster Weise ausführbare Form einer derartigen Transportanlage darstellt, die bei Verwendung zweier Auslegerkatzen (event. noch einer mittleren Laufwinde) nicht sowohl beide Schiffshälften unabhängig ver-

sorgen als auch über Kiel mit beiden Haken gemeinsam arbeiten kann, überträgt Fig. 56 denselben Grundgedanken konstruktiv auf längere Hellinge. Durch die dann praktisch erforderliche Vermehrung der Stützportale beginnt diese Konstruktion sich den üblichen Hellinggerüsten wieder zu nähern, so daß die gleichsam in dem Zusammenschrumpfen der Gerüstbauten begründeten Vorteile des in Rede stehenden Prinzipes am auffallendsten für kürzere

Krananlage mit querverschieblichen Fahrbahnböcken. (Eigener Entwurf.)

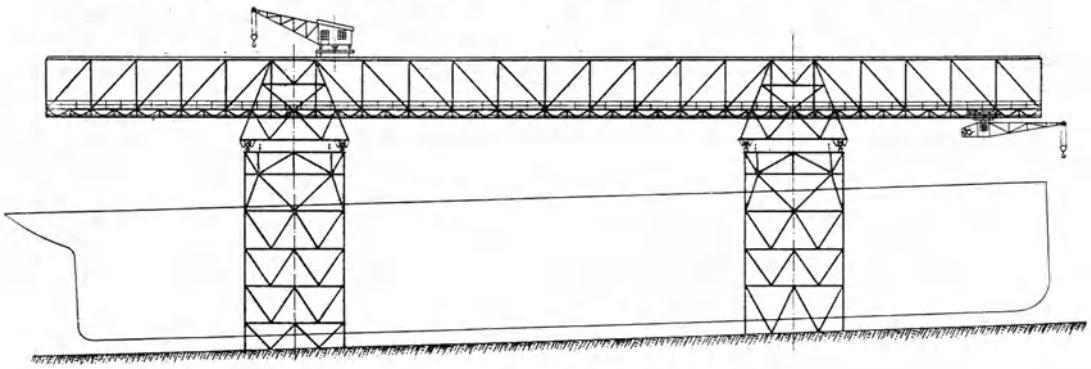


Fig. 57a.

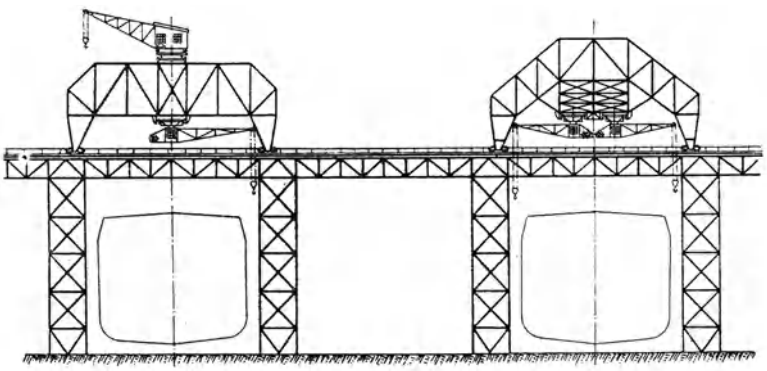


Fig. 57b.

Hellgen in die Erscheinung treten dürften. Der bei diesem Projekt nach dem Vorbild moderner Verladeanlagen für Massengüter auf der Brücke laufende normale Drehkran kann neben selbständigem Arbeiten auch die Tätigkeit der unteren Katze an der Außenhaut und unter Umständen auch an den Schiffsenden unterstützen. Würde man, wie endlich Fig. 57 für einen Fall andeutet, eine gelegentliche Verfahrmöglichkeit der Brücke in Querrichtung der Hellinge vorsehen, so könnte man durch beliebiges Einstellen der Brücken über die jeweils transportbedürftigsten Stellen die intensivste Ausnutzung

der Hebezeuge bewirken, ohne die teuern Krane über unbelegten Hellgen untätig liegen haben zu müssen.

Die bei den bisher betrachteten Anlagen mit über Schiff laufenden Katzen wohl mehr oder weniger, aber doch unter allen Umständen erforderlichen seitlichen Stützkonstruktionen lassen den Ersatz stützbedürftiger Schienenfahrbahnen durch freispannende Seilfahrbahnen für seitlich beengte Hellinge besonders wertvoll erscheinen. Um so mehr, als hierbei auch die allgemein ja in den geringen Konstruktionsgewichten von Seilbahnen begründeten und bekannten Vorzüge gewonnen werden. Während die Amerikaner schon vor 10 Jahren zur praktischen Ausnutzung des Seilbahnprinzipes für

Hellingseilbahn der Stettiner Oderwerke A.-G.

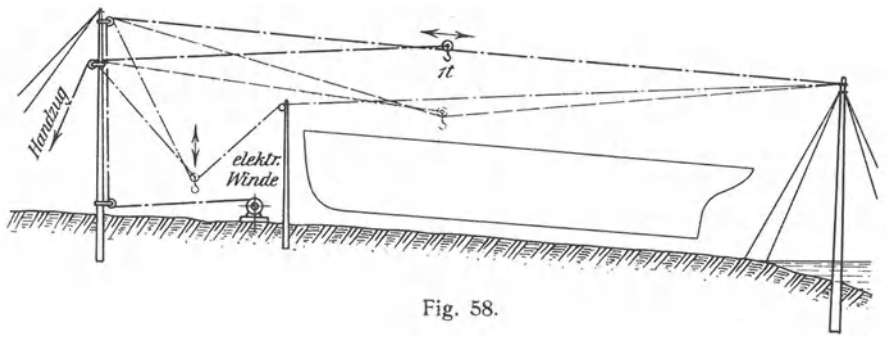


Fig. 58.

Hellinge übergegangen waren, und auch englische Werften schon 1905 zu folgen begannen, ist bei uns z. Zt. die Reiherstieg-Schiffswerft in Hamburg noch die erste und einzige Vertreterin dieses modernen Transportsystemes. Wohl arbeiten auch einige deutsche Hellinge an der Ostsee schon seit Jahren mit Drahtseilbahnen; doch dürften deren feste Anordnung in Querrichtung der Hellinge bezw. deren primitive Ausgestaltung weitgehenden Ansprüchen an die Leistungsfähigkeit für allgemeine Fälle kaum gerecht werden. Immerhin geben aber die in der äußersten Einfachheit und Billigkeit einer Seilbahnanlage, wie sie beispielsweise die Stettiner Oderwerke für den Bau von Schiffen bis etwa 90 m Länge und 13 m Breite mehrfach und in zufriedenstellender Weise angewendet haben, enthaltenen Vorteile dieser wohl ein gewisses Interesse: Die ganze Einrichtung zum Transport bis 1 t schwerer Teile besteht nach Skizze Fig. 58 aus einer kleinen Winde neben der Helling, deren Lastseil über die Fuß- und die Kopfrolle eines landseitigen Holzspieres geführt und an der Spitze eines wasserseitigen Spieres befestigt ist. Dieses

Additional information of this book

(Ein Beitrag zur Entwicklung des europäischen Textildrucks; 978-3-211-80135-2; 978-3-211-80135-2_OSFO4) is provided:

http://Extras.Springer.com

so über Schiffsmitte, mit Fall nach dem Wasser zu, gespannte Seil dient zugleich als Fahrbahn und als Hubseil für eine Hakenflasche, die ein Handseil darauf landwärts ziehen oder wasserwärts selbsttätig abrollen lassen kann. Die Lastaufnahme erfolgt, nachdem die Hakenrolle über den kopfseitigen Zufuhrplatz gezogen ist, vermittels der Winde durch Nachlassen und Wiederanziehen

Seilbahnen über den Hellingen der Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg.

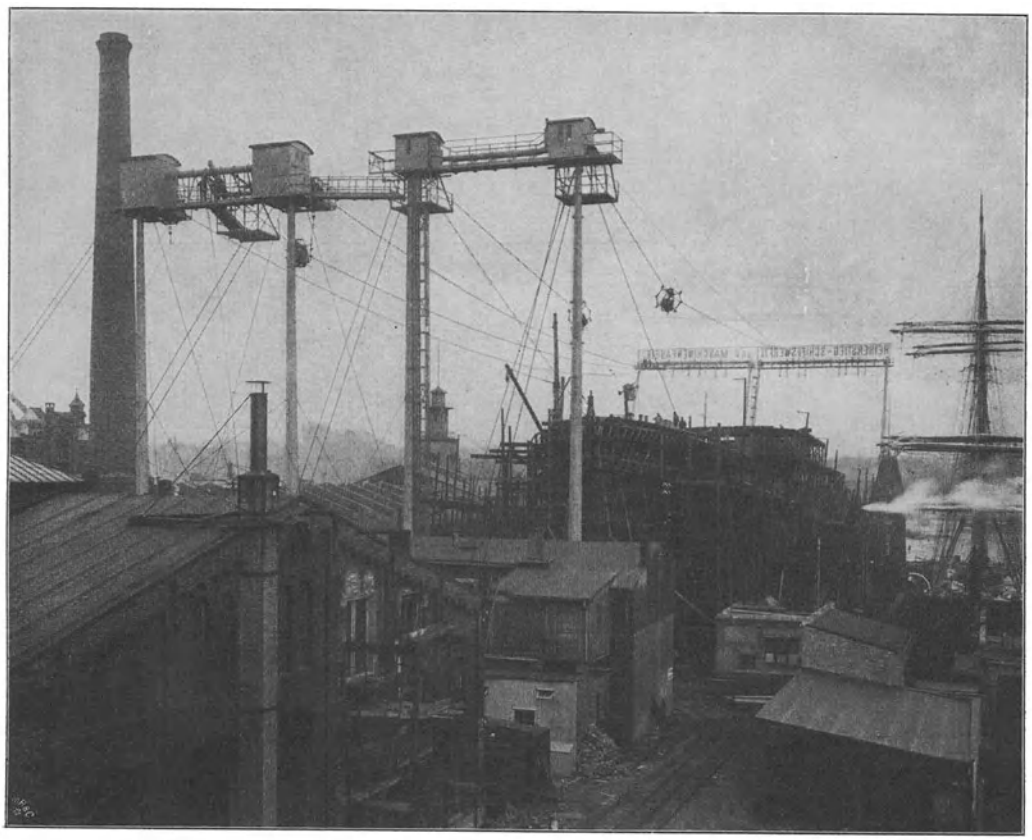
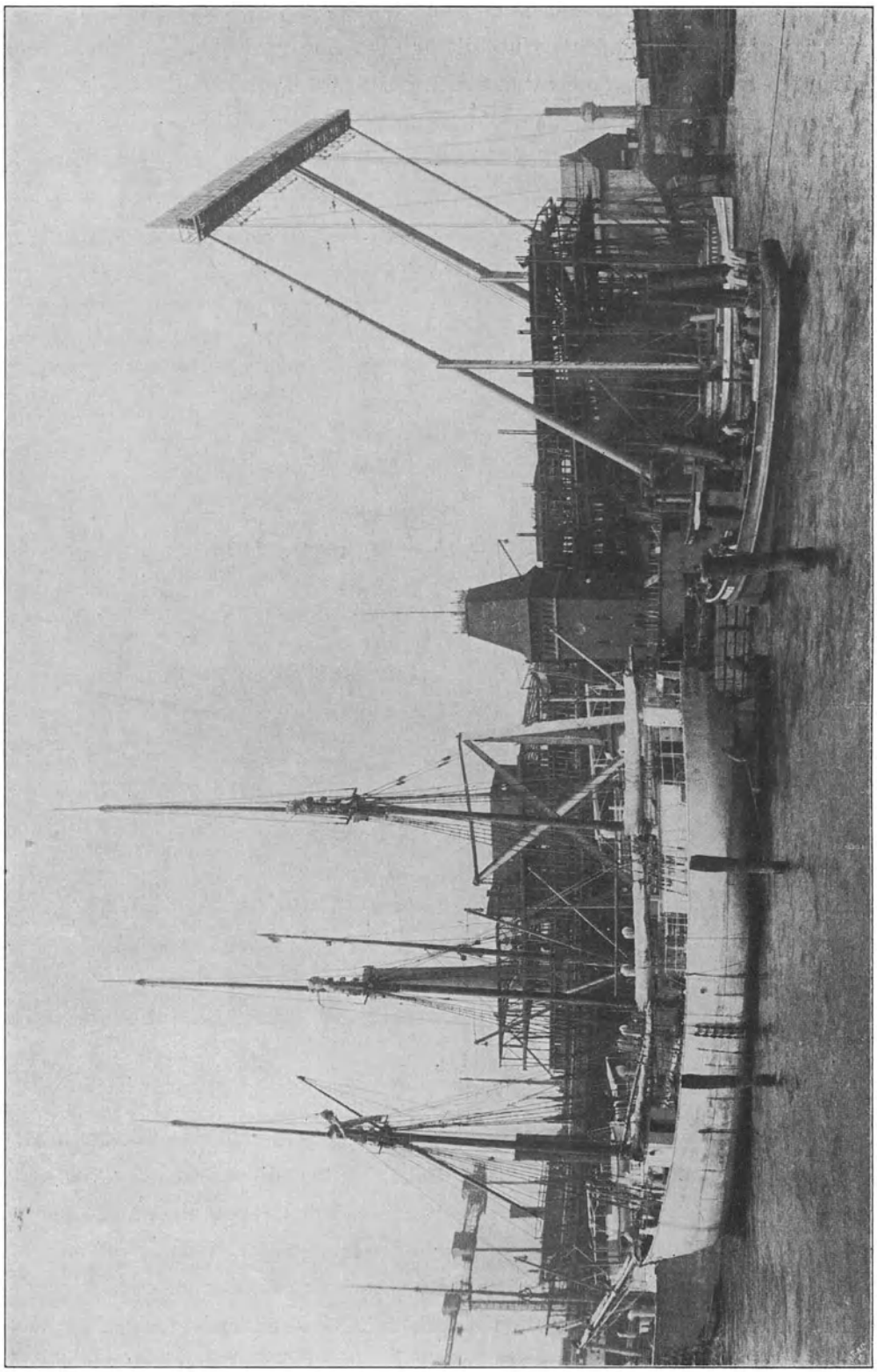


Fig. 59.

des Tragseiles. Als einfachste Mittel gegen ein Aufliegen des nachgelassenen Hubseiles auf die Schiffs- und die Stellingbauten dient ein quer vor diesen befestigter Holzstamm, gegen ein Zustraffziehen des Seiles ein an diesem vermerktes Zeichen. Die Querbewegungen der Lasten von Mitte Schiff nach den seitlichen Einbaustellen geschehen unter Ausnutzung der Seilnachgiebigkeit gleichfalls von Hand. Natürlich beschränkt der überwiegende Anteil von Menschenarbeit bei den Transporten die Leistungsfähigkeit einer solchen An-



Seilbahnen über den Hellingen der Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg.

lage, die zudem einen provisorischen Charakter dadurch erhält, daß die wasserseitige Stützung bei jedem Neubauwechsel entfernt und wieder errichtet werden muß.

Als vor wenigen Jahren auch die Reiherstieg-Schiffswerfte der Modernisierung ihrer Hellingtransporte nähertraten, drängte die überaus große Platzbeschränktheit dort die Wahl in erster Linie auf ein solches System, das die Hellingtransporte einerseits in die Luft verlegt und andererseits eine platzbeanspruchende Seitenzufuhr des Materials vermeidet. Da weiterhin auch die Aufstellung fester Gerüste den kärglichen Raum, namentlich zwischen den Hellgen, noch empfindlich beschnitten haben würde, entschloß man sich zur Anlage einer Drahtseilbahn, die sämtliche der vorgenannten Bedingungen erfüllt. Zunächst nur für eine Helling; erst vor kurzem folgte — nach fast zweijähriger Erprobung der ersten Anlage — die Inbetriebnahme einer gleichartigen Seilbahn, Böttcher'scher Konstruktion, auch für die zweite Helling. Die Anordnung, die Arbeitsweise und nicht zuletzt das leichte, luftige Aussehen der ganzen Anlage, die eine Hellinggrundfläche von rd. 6000 qm bedient, geht aus den Fig. 59—61 instruktiv hervor: Die Tragseile für die Lastkatzen verlaufen mit etwa 160 m freier Spannweite parallel zur Schiffslängsachse und finden ihren Halt beiderseitig an eisernen Masten, die auf der Landseite in lotrechter, auf der Wasserseite dagegen in geneigter Stellung verankert sind, um hier mit dem Ende der Katzenbahn noch über den durch das nahe Ufer zurückgedrängten Fußpunkt der Masten hinauszureichen. Es ist dies um so erwünschter, als die nutzbare Länge der Fahrstrecke an der Wasserseite durch den nach beiden Masten geleiteten Doppelanschluß jedes Tragseiles merklich verkürzt wird. Dieser kreuzseilige Anschluß verhindert aber zweckmäßigst jede zusätzliche Biegungsanstrengung der wasserseitigen Gerüstkonstruktion, wie sie bei unmittelbarem Seilanschluß an die Kopftraverse der Masten — diese sind hier ja zur Freihaltung des Stapellaufprofiles um fast das Doppelte der Landmastendistanz auseinander gerückt! — in empfindlicher Weise auftreten würde. Auf Grund der mit dieser Böttcher'schen Seilführung erzielten wesentlichen Gewichtsersparnis der Portale muß jene auch als ein wesentliches und vorteilhaftes Merkmal dieses Seilbahnsystemes angesehen werden. Denn hierdurch wird in hervorragendem Maße das Verhältnis der toten Stützkonstruktionsgewichte zu der Größe und Tragkraft der Anlage günstig beeinflußt und werden weiterhin deren Anschaffungs- und Aufstellungskosten nach Möglichkeit gemindert. Diese Tatsachen finden bei der neuen Anlage Reiherstieg einen ziffermäßigen Ausdruck auch darin, daß das

Gewicht der Eisenkonstruktion pro Quadratmeter vom Haken bestrichener Hellinggrundfläche und pro Tonne Nutzlast nur 3,7 kg beträgt, während es z. B. bei der Hendersonschen Seilbahn auf der Palmer-Werft in Jarrow on Tyne,

Laufkatze der Hellingseilbahnen der Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg (Benrather Maschinenfabrik).

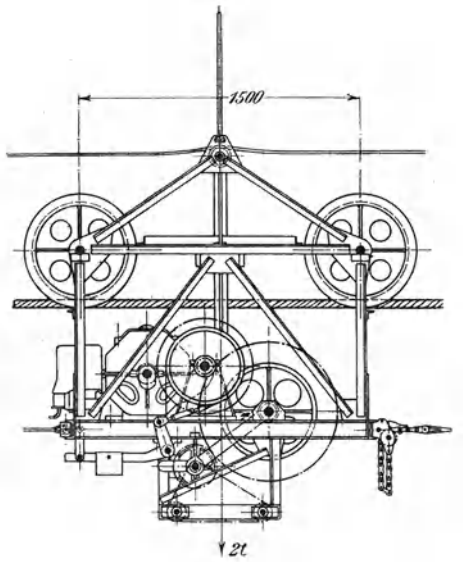


Fig. 62a.

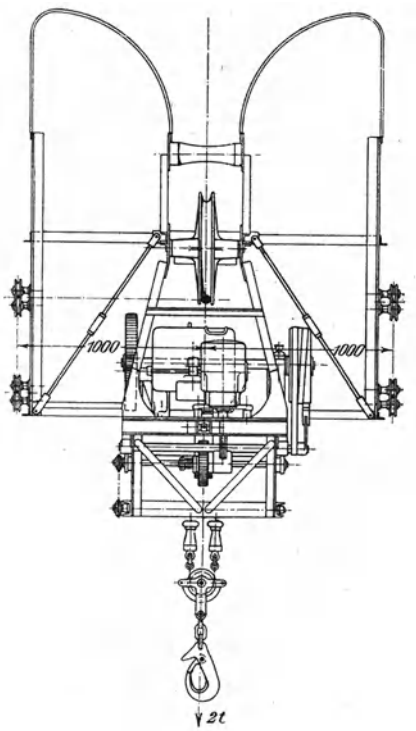


Fig. 62b.

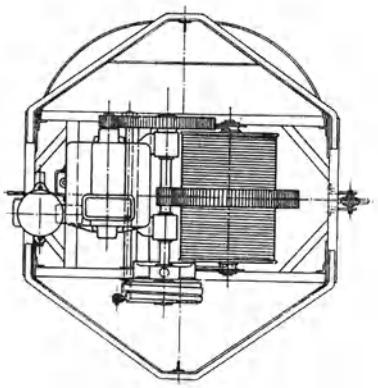


Fig. 62c.

die bekanntlich den Seilzug durch querverschiebliche Wagen auf riesige Fachwerks-Doppelquerbalken überträgt, noch den Wert von ca. 5,7 kg erreicht. Ferner auch darin, daß die Gesamtkosten der sogar auf drei Fahrstränge erweiterten Hamburger Neuanlage alles in allem die relativ sehr niedrige

Summe von nur 70 000 M. erfordert haben gegenüber etwa dem Dreifachen jener englischen Anlage, die für 3 Hellgen rd. 30 000 £ erfordert hat.

Auf jeder der Seilbahnstrecken läuft eine Katze für 2 t Nutzlast (Fig. 62), der zwecks möglichster Reduktion des Totgewichtes von einer am Fuße der Landmasten fest aufgestellten Winde — gleichfalls Benrather Ausführung — eine Fahrgeschwindigkeit von etwa 100 m in der Minute erteilt werden kann. Dagegen trägt jede Katze ihr eigenes, gedrungenes Windwerk, um die andernfalls bei so großen Katzenwegen zur Verhütung übermäßigen Hubseildurchhanges außerordentlich schwer erforderlichen Unterflaschen zu vermeiden. Das Steuern jedoch sowohl der Fahr- als auch der Hubbewegungen erfolgt für jede der Seitenkatzen von dem an der zugehörigen Mastspitze landseits angebrachten Führerhause aus, von dem namentlich die vertikalen Lastbewegungen durch die naturgemäß erleichterte Distanzschätzung besonders gut verfolgt werden können. Im übrigen geschieht die Verständigung zwischen den beiden Führern und den zum An- und Abschlagen der Lasten nötigen Leuten mittels verschiedenfarbiger Fähnchen für die einzelnen Fahrstrecken.

Die bekannte, zugleich mit dem Aufkommen der Hellingseilbahnen entstandene Befürchtung, das durch die vertikale Nachgiebigkeit einer so langen Seilstrecke hervorgerufene Tänzeln der Last würde die Schiffbauarbeiten erschweren oder verzögern, soll sich, wie schon bei den englischen Anlagen, auch bei Reiherstieg als ungerechtfertigt erwiesen haben. Vermöge dieser Nachgiebigkeit braucht vielmehr eine Platte, beispielsweise, nur angenähert in ihre Einbaustellung gesenkt werden, um dann ohne sonstiges Kranmanövrieren einfach und schnell mit Hilfe eines Dornes oder dergl. in die endgültige Lage gebracht zu werden. Desgleichen hat sich auch der die ganze Reiherstieganlage ja sehr vereinfachende Fortfall einer maschinellen Querbeweglichkeit der Katzen nicht als ein Manko in der Arbeitsfähigkeit herausgestellt, da die Ausführung der Laufkatzen und die Aufhängung der Schleifleitungen ein genügendes seitliches Abziehen des Lasthakens leicht zuläßt. (Der bei der neuen Anlage über Kiel angeordnete dritte Fahrstrang soll hauptsächlich zum Einlassen früher erst nach dem Stapellauf an Bord gebrachter Gegenstände dienen, wodurch man keine der seitlichen Transportkatzen festlegen will.) —

M. H.! Wenn ich am Schlusse meiner Ausführungen nur nochmals kurz auf die ja anerkannte Tatsache zurückgreife, daß moderne Hellingtransportmittel die Leistungs- und somit die Konkurrenzfähigkeit unserer Werften

wesentlich zu erhöhen imstande sind, so tue ich dies in der Hoffnung und mit dem Wunsche, durch meine Darlegungen für künftige Fälle zu einem weiteren Anhalt beigetragen zu haben für die Auswahl der Mittel, die in zweckmäßigster Weise zu jenem so erstrebenswerten Ziele führen können.

Diskussion.

Herr Geheimer Marinebaurat Brinkmann-Wilhelmshaven:

Königliche Hoheit, meine Herren! Der Herr Vortragende hat uns in überaus dankenswerter Weise einen Überblick gegeben über unsere modernen Transportmittel an den Hellingen. Wer im praktischen Schiffbau steht, wird wissen, daß wir eine nennenswerte Verbilligung unserer Erzeugnisse — wenigstens in erster Linie — nur durch eine Verbesserung unserer Transportverhältnisse herbeiführen können. Die Arbeiterverhältnisse sind in einen Zustand geraten, daß die Lohnkosten sich nur wenig herabsetzen lassen, auch die Materialpreise sind beinahe für ganz Deutschland dieselben geworden und gestatten kaum noch eine Einwirkung auf ihre Höhe. Aber die Transportkosten des sehr umfangreichen Baumaterials, welche einen guten Teil unserer Betriebskosten ausmachen, können durch gute Einrichtungen stark vermindert werden. Unter diesen Umständen ist es außerordentlich erwünscht, daß wir von Zeit zu Zeit einen Überblick über solche Anlagen gewinnen. Wenn ich mich zu dieser Frage, der ich einen großen Wert beimesse, zum Worte gemeldet habe, so ist es geschehen, um die Anschauungen in dieser Frage auf den Kaiserlichen Werften, wo die Schwierigkeiten zufälligerweise auf allen drei Werften gleich gelöst worden sind, etwas näher zu erläutern.

Als sich uns im Jahre 1903 der Gedanke aufdrängte, unsere Transportmittel an den Hellingen zu verbessern, hätten wir eigentlich durch unsere historische Entwicklung zu Hochbahnkränen kommen müssen, denn wir hatten schon kleine, fahrbare Drehkräne, die auf Gleisen auf den Arbeitsgerüsten liefen. Das waren also in gewissem Sinne schon Hochbahnkräne. Wir haben damals die Werften eifrig studiert. Fertige Anlagen gab es nur sehr wenige. Zum Teil waren sie im Bau, zum Teil waren sie nur projektiert. Meiner Erinnerung nach kamen nur die Anlagen der Germaniawerft in Kiel und des „Vulkan“ in Stettin in Betracht. Nun, meine Herren, so gewaltige Kosten, wie damals in diese Anlagen hineingesteckt worden sind, standen uns in keiner Weise zur Verfügung. Außerdem lagen unsere Verhältnisse auch ganz anders. Wir hatten gemauerte Hellinge mit horizontalem Flur auf beiden Seiten, und das brachte uns ohne weiteres auf den Gedanken, auf dieser ebenen Bahn Kräne fahren zu lassen, die die Bauteile an Bord geben konnten. Hierbei muß ich bemerken, daß ich in Brüssel auf der Straße beim Bau eines Regierungsgebäudes einen solchen Kran gesehen habe, der die Formsteine in der Fassade versetzte und der auf der Straße fuhr. Dieser Kran erschien mir sofort auch für unsere Zwecke praktisch. Wir haben uns damals zwei Kräne mit Gleisanlage zu dem recht billigen Preise von 50 000 M, beschafft, und diese Kräne haben sich schon beim Bau des Linienschiffes „Hannover“ mehrfach bezahlt gemacht.

Nun kann man ja zweifelhaft sein, ob man Hochbahnkräne oder Turmkräne wählen soll. Ich bin der Meinung, jeder sollte sein eigenes Werftgebiet sorgfältig studieren und danach die Entscheidung treffen. Ich glaube, daß wir mit unserem Vorgehen für die Turmbahnkräne ziemlich bahnbrechend gewesen sind; denn vorher sind mir derartige Kräne, wenigstens in Deutschland, nicht bekannt geworden, und die Kräne, die ich in Amerika, in Sparrow-Point gesehen habe, lassen sich konstruktiv nicht annähernd mit unseren Kränen vergleichen, obwohl der Gedanke natürlich derselbe ist. Die Wertschätzung der Turmkräne im Vergleich zu den anderen Systemen liegt in erster Linie darin, daß sie keine teure Landanlage haben und daß man einfach die Gleise auseinanderrücken und dadurch also den neuen Verhältnissen Rechnung tragen kann, wenn die Schiffe breiter werden, als man ursprünglich angenommen hatte. Ich möchte darauf hinweisen, daß bei vielen Kränen, die derartig festgebaute Kranbahnen haben, durch die rapide Steigerung der Breiten Verhältnisse geschaffen worden sind, die den Eigentümern wahrscheinlich höchst bedauerlich sind. Es sei daran erinnert, daß weder das Linienschiff „Westfalen" auf den überdachten Hellingen der Germaniawerft gebaut worden ist, noch daß das Linienschiff „Rheinland" auf der Helling mit der hier abgebildeten und geschilderten Kranform des „Vulkan" in Stettin abgelaufen ist. Warum? Vermutlich weil die lichte Weite zwischen den Stutzen der Kranbahnen nicht ausreichte. Ein solcher Übelstand kann bei Turmkränen kaum vorkommen. Nach Hinausschieben der Gleise würden die Kräne wieder brauchbar sein, allerdings den Mangel besitzen, daß Kranköpfe nicht ganz nach der Mitte hinreichen könnten. Doch würde ich dies auch nicht für einen großen Übelstand halten, denn die Kräne sind ja so hoch, daß sich die Last durch eine etwas schräge Richtung des Seils leicht nach der Mitte bringen läßt.

Ein zweiter Übelstand, der für die Turmkräne angeführt wird, ist, daß sie einen zu breiten Raum in Anspruch nehmen, wenn man mehrere Hellinge nebeneinander hat. Das muß ich unbedingt zugeben. Die großen Kräne, wie wir sie jetzt — der Höhe und auch der Breitenausladung nach — brauchen, erfordern mindestens 6 m Spurweite. Aber, meine Herren, wenn man die Füße so ausbildet, daß darin Portale sind, welche eine Durchfahrt von Wagen gestatten, kann man auch diesen breiten Raum zum Ablegen von Materialien vorteilhaft verwenden. Wir hatten bei unseren ersten Turmkränen, welche die Vereinigte Augsburg-Nürnberger Maschinenfabrik gebaut hat, das Profil in den Portalen der Füße so bemessen, daß unsere Spirituslokomotive hindurchfahren und die Bauteile zu jedem Punkt, wo sie verbaut werden sollten, hinführen konnte. Alle anderen Kransysteme, die erschienen sind, nehmen das Material am Kopf der Helling auf und befördern es, mehr oder weniger weit, über die Länge des Schiffes hinweg, um es an seinem Platze abzulegen; dies ist natürlich unwirtschaftlich, da es oft überflüssigerweise Kraft erfordert. Es wird allerdings behauptet, daß auch die Turmkräne zu viel fahren müssen und dadurch viel Kraft verbraucht wird, und beim Anlaufen starke Stromstöße in den Motoren auftreten. Das ist teilweis richtig und wir suchen in Wilhelmshaven durch strenge Verbote dies einzuschränken. Ganz ist das selbstverständlich nicht zu erreichen, wohl aber läßt sich dieser Übelstand stark vermindern.

Um zu beweisen, daß man mit zwei Turmkränen allen billigen Anforderungen an eine Hellingkrananlage genügen kann, will ich schließlich noch einige Betriebsergebnisse anführen, die wir beim Bau des Linienschiffes „Nassau" gewonnen haben. Wir haben das Schiff mit einem Ablaufgewicht von 4800 Tonnen in $7^1/_2$ Monaten, vom Tage der Kiellegung an gerechnet, zum Stapellauf fertiggestellt, und dabei in den letzten fünf Monaten einen Tagesdurchschnitt von 30 Tonnen Einbaugewicht erreicht. Etmale bis zu 50, 60, ja 80 Tonnen pro Tag sind hierbei nicht selten gewesen. Ich glaube, das ist eine Leistung, mit der man recht zufrieden sein kann und die meiner Ansicht nach von keiner Krananlage übertroffen wird. Ich möchte daher feststellen, daß es also möglich ist, mit Turmkränen eine

Helling gut zu bedienen. Wenn es daher die örtlichen Verhältnisse gestatten, so würde ich jedem raten, bei der großen Billigkeit der Anlage sich den Turmkränen zuzuwenden. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor Laas-Charlottenburg:

Königliche Hoheit, meine Herren! Die Ausführungen des Herrn Vortragenden haben ein außerordentlich reichhaltiges Material gegeben für den Fall, daß eine Werft sich mit einer Anlage von Hellingkränen befassen will. Ich möchte nicht zu der Frage Stellung nehmen, welches wohl die beste Sorte dieser Hellingkräne ist. Ich stimme mit dem Vorredner, Herrn Geheimrat Brinkmann, durchaus darin überein, daß sich diese Frage nur lokal lösen läßt, daß die Eigenart des Geländes und die sonstigen Einrichtungen einer Werft bei der Wahl des Systems ausschlaggebend sein müssen, wenn wir von den zur Verfügung stehenden Mitteln ganz absehen wollen. Ich möchte nur einige ergänzende Bemerkungen zu dem Vortrag machen.

Fast alle Beispiele, die der Herr Vortragende uns beigebracht hat, betreffen deutsche Anlagen, nur zwei Beispiele sind aus dem Auslande. Wie Ihnen bekannt, ist die Idee der Hellingkräne wohl nordamerikanischen Werften zu verdanken. Auffallend, außerordentlich auffallend dagegen ist die geringe Zahl der Hellingkräne in England. In dem Hauptschiffbaugebiet der Welt, an der Clyde, wo mindestens ebenso viel Schiffe pro Jahr gebaut werden wie in ganz Deutschland, finden Sie nur zwei Ausführungen von Hellingkrananlagen. Meine Herren, es ist das erklärlich durch unsere Verhältnisse in Deutschland. Wir sind darauf angewiesen, mit allen Mitteln wirtschaftlich zu arbeiten, und obgleich unsere Löhne verhältnismäßig gering sind, sind wir doch dazu gezwungen, durch ganz hervorragende Betriebseinrichtungen nach jeder Richtung hin Menschen zu sparen. Das wird auch in der nächsten Zukunft stets die Richtschnur aller Werften bleiben müssen. So ist es gekommen, daß Deutschland heute tatsächlich als das Land der Hellingkräne bezeichnet werden kann, und der Herr Vortragende konnte sich mit Recht im wesentlichen auf Beispiele aus Deutschland beschränken.

Nun möchte ich noch einige Punkte erwähnen, die mit den Hellingkrananlagen zusammenhängen. Mit der Wahl einer vorzüglichen Hellingkrananlage ist die Sache nicht getan. Die Krananlage an sich kann in jedem Detail und der allgemeinen Anlage ausgezeichnet sein und trotzdem nicht den gewünschten Erfolg haben. Zu einer Hellingkrananlage gehört nämlich erstens eine damit transporttechnisch in innigem Zusammenhang stehende Werkstatt und zweitens ein ebenso innig damit zusammenhängendes Eisenlager, Materiallager. Das darf man nicht vergessen, und das ist auf manchen Werften meines Erachtens bisher nicht genügend beachtet worden. Man hat zwar vorzügliche Hellingkrananlagen geschaffen, aber man arbeitet, wie ich das auch auf gelegentlichen Studienreisen gesehen habe, mit gänzlich veralteten Methoden und hat unzweckmäßige Materiallager. Eines gehört zum andern, eines ist durch das andere bedingt. Um einen gleichmäßigen und möglichst billigen Materialtransport zu erlangen, ist es notwendig, die transporttechnischen Gesichtspunkte bereits in das Materiallager hineinzulegen und von dort aus auf die Werkstatt und auf die Helling zu übertragen Dazu ist es notwendig, daß diese drei Hauptteile, Materiallager, Werkstatt und Hellinge, auch in der gehörigen Reihenfolge zueinander liegen, daß nicht etwa die Hellinge an dem einen Ende einer Werft liegen und sich von der Werkstatt aus schwer erreichen lassen. Solche Fehler in der Anlage sind auf manchen Werften in den letzten Jahren leider begangen worden.

Dann möchte ich noch erwähnen, welche Folgen eine Krananlage für die Gestaltung des Betriebes hat. Es ist eine teure Anlage — darüber können wir keinen Augenblick im Zweifel sein —, besonders in so leistungsfähiger Form, wie sie in diesem Bilde (Neue An-

lage von Blohm & Voß) dargestellt sind. Das sind Millionenobjekte. Da muß man nun versuchen, auf irgend eine Weise das wieder wettzumachen. Das ist durchaus möglich, und zwar dadurch, daß man die Krananlagen bis ins kleinste hinein ausnutzt, daß man also die Zeit, während deren ein Schiff in der Helling liegt, die Zeit von der Kiellegung bis zum Stapellauf, auf das denkbar geringste Maß reduziert und zwar nicht durch einen früheren Termin des Stapellaufes, sondern durch spätere Kiellegung. Zu diesem Zwecke muß für die Platten und Winkelarbeit die Mallmethode gewählt werden, die in den letzten Jahren eine immer größere Verbreitung gefunden hat. Früher haben wir bekanntlich für die neuen Bauteile unsere Maße von den bereits fertiggestellten Bauteilen auf der Helling geholt, ganz früher direkt durch Anhalten der Platten und Winkel, später wurde als Zwischenglied das Mall genommen. Meine Herren, diese Methode ist veraltet; wir müssen unbedingt dazu übergehen, wenn wir kurze Bauzeiten auf der Helling haben wollen, ganz unabhängig von der Helling die Bauteile fertig zu stellen und zwar durch Arbeiten mit Mallen nach Schnürbodenmaßen in der Zulage, und durch Zusammennieten möglichst vieler kleinerer Teile v o r dem Aufstellen. Die Helling wird dann zum Montageplatz, auf dem nur die unbedingt notwendigen Nietarbeiten und sonstigen Arbeiten ausgeführt werden. Wenn das geschieht, womit auf verschiedenen Werften bereits der Anfang gemacht ist, kann man die Bauzeit von der Kiellegung bis zum Stapellauf wesentlich abkürzen, oder, anders ausgedrückt, man kann auf derselben Helling in einem Jahre mehr Schiffe bauen, man braucht weniger Hellinge. Eine große Zahl unserer Anlagen haben zu viel Hellinge. Einige haben das bereits eingesehen und haben einen Teil der Hellinge zu anderen Zwecken benutzt. Wir müssen weniger Hellinge nehmen; dann kommen wir bei günstig zusammenhängender Anlage von Helling, Werkstatt und Materiallager zu konzentriertem, d. h. zu billigem Betrieb.

Meine Herren, an der Hand dieser Ausführungen möchte ich sagen, daß auf einer richtig angelegten Werft unter einem transporttechnisch denkenden Betriebsleiter Hellingkrananlagen ein vorzügliches und in Deutschland unentbehrliches Betriebsmittel sind. (Beifall). —

Herr Dr. ing. E. F o e r s t e r - Hamburg:

Königliche Hoheit, meine Herren! Der Herr Vortragende hat gegen Schluß seiner Darlegungen auf die technische Wichtigkeit und die wirtschaftliche Bedeutung von Seilschwebebahnen für Hellingkrananlagen hingewiesen und hat dafür als typisches Beispiel die Neuanlage der Reiherstiegwerft angeführt. Die in dieser Hinsicht höchst wertvollen Darlegungen des Herrn Vortragenden scheinen mir aber nach einer Richtung hin einer Ergänzung im Interesse der Gerechtigkeit zu bedürfen. Die dort vergleichsweise erwähnte Anlage der Werft von Palmers in England ist in den Ausführungen des Herrn Vortragenden recht stiefmütterlich behandelt. Es ist da ein Kostenvergleich gezogen zwischen der deutschen und der englischen Anlage, wonach für die erstere 70 000 M. und für die Anlage der Palmerswerft 600 000 M. aufgewendet worden sind. Der Herr Vortragende hätte, wenn der Vergleich kein irreführender sein sollte, erwähnen müssen, daß das bediente Areal bei der Anlage der Palmerswerft etwa 100 % größer ist als bei der Reiherstiegwerft. Dann wurde ohne weitere Erklärungen das per Quadratmeter Hellingfläche und pro Tonne Nutzlast benötigte Gewicht der beiden Anlagen nebeneinander gestellt und damit der Eindruck erweckt, als ob die englische Anlage um etwa 50 % ungünstiger dastünde. Nun ist die Anlage bei Palmers, historisch betrachtet, und auch hinsichtlich gewisser technischer Grundlagen, als die Vorgängerin der Reiherstieganlage zu betrachten, und der wesentliche Unterschied der beiden Konstruktionen dürfte darin bestehen, daß bei der englischen Seilschwebebahn eine Querbeweglichkeit der einzelnen Kraneinheiten (Tragseile) eingeführt ist, während auf dieses Prinzip bei der Anlage der Reiherstiegwerft verzichtet worden ist. Alle, die mit Konstruktion oder Betrieb von Hellingkranvorrichtungen zu tun haben, werden aber, glaube ich,

darin übereinstimmen, daß Querbeweglichkeit der Kraneinheiten mit eine Hauptsache und bei breiteren Helgen unerläßlich ist. Bei der von dem Herrn Vortragenden angeführten englischen Werft von Doxford, bei welcher die Kräne ebenfalls nur längslaufen und, da es nur Laufkatzen sind, lediglich Linien bestreichen können, ist dieses Manko dadurch ausgeglichen worden, daß eine große Zahl von Einheiten in geringem seitlichen Abstande nebeneinander angeordnet worden ist. Dort sind an drei Hellingen insgesamt 27 Kraneinheiten in je 2,95 Meter seitlichem Abstand vorgesehen; es handelt sich da also für jede Laufkatze schlimmstenfalls nur um ein Ausschwingen der Last um den doppelten Betrag dieses Abstandes, wenn selbst beim Ausfall jeder zweiten Einheit das ganze Areal gedeckt werden soll. Diese Methode des seitlichen Ausholens der Last durch das Bedienungspersonal auf dem Schiff ist aber bei einer breiten Helling, die nur 2 oder 3 Einheiten mit festen Längsseilen besitzt, doch nur in sehr beschränktem und unzureichendem Maße möglich. Das Zusammenarbeiten zweier oder dreier Kraneinheiten, das auch im Interesse der vermehrten Tragfähigkeit stets erzielbar sein sollte, ist auch bis zu einem gewissen Grade bei Anlagen mit festen Längsseilen möglich. Bei der Vorrichtung der Palmerswerft, wo die Kranseile unbeschränkt parallel mit sich querverschieblich sind, da sie an Endwagen befestigt sind, die an den Quergurten der Portale laufen, liegen aber die Verhältnisse für die Bedienung der ganzen Hellingfläche erheblich günstiger. Alle Kraneinheiten können sich an jedem Punkte der Helling zu gemeinsamen Arbeiten vereinigen, ohne daß es irgend welcher Wagebalken oder sonstiger Übertragungsmittel bedarf.

Dann hätte der Herr Vortragende bei einem Vergleiche der benötigten Aufwendungen auch erwähnen müssen, daß die wichtige Neuerung der gemeinsamen Überspannung zweier Hellinge, wie sie in Deutschland zum ersten Male bei der Werft von Blohm & Voß vorgenommen worden ist, und welche bei der Palmerswerft gewisse Mehrgewichte involviert, doch einen ganz bedeutenden Vorteil gewährt, welchen die Anlage der Reiherstiegwerft nicht besitzt. Es wird hierdurch nicht nur erzielt, für große Zeiträume auf mögliche Breitenvergrößerungen der Schiffe vorbereitet zu sein, sondern es kann auch in flauen Zeiten der Ausfall an Rentabilität der Vorrichtungen einer leerstehenden Helling dadurch teilweise ausgeglichen werden, daß man alle Kraneinheiten auf der gerade benutzten anderen Helling vereinigt.

Vergleicht man daher die beiden, vom Vortragenden angeführten Beispiele von Hellingseilbahnen unter dem Gesichtspunkte ihrer Wertigkeit, so wird man die erhöhten Kosten und Gewichte, welche für die Seilbahn bei Palmers aufgewendet wurden, mehr als gerechtfertigt finden. (Beifall). —

Herr Diplom-Ingenieur C. Michenfelder-Düsseldorf (Schlußwort):

Meine Herren, ich möchte zunächst auf die Ausführungen des Herrn Geheimrat Brinkmann ergänzend noch erwähnen, daß die von ihm lobend angeführte hohe Leistungsfähigkeit der neuen Wilhelmshavener fahrbaren Turmdrehkräne ihren Grund zum Teil auch darin hat, daß, wie ich bereits sagte, diese Turmkräne von zeitraubenden und kraftvergeudenden Längstransporten nach Möglichkeit abgehalten werden, daß vielmehr, zur Ermöglichung einer günstigen Materialzufuhr, gerade die Zufuhrverhältnisse dort ideal zu nennen sind. Es münden, wie die Abbildung Fig. 18 ja zeigt, in die Bahn des einen Turmdrehkrans, Laufkrangleise aus, die das Material für die meisten Stellen direkt beim Turmkran ablegen lassen können, oder doch wenigstens die Notwendigkeit nur auf ein geringes Maß beschränken, mit diesem Kran selber vorfahren zu müssen. Auf der anderen Seite führen von der anderen, quervorliegenden Schiffbauwerkstätte gerade Flurgleise für leichte Lowren bis zu der jeweiligen Verbrauchsstelle nach dem Turmdrehkran. Auf diese Weise ist jedenfalls der Betrieb sehr zweckmäßig unterstützt.

Herr Professor Laas hat es auffallend gefunden, daß ich in der überwiegenden Mehrzahl „nur“ deutsche Anlagen erwähnt, über englische und hauptsächlich über amerikanische Anlagen aber fast nichts gesagt hätte. Das habe ich absichtlich getan, meine Herren, und zwar aus verschiedenen Gründen: Erstens sind die amerikanischen Anlagen zum Teil für uns aus technischen Gründen überhaupt gar nicht maßgebend. Denken wir z. B. an die Hellinge der großen Werften an den amerikanischen Binnenseen, die hauptsächlich mit Querablauf arbeiten, so kommen die Krananlagen die für solche Fälle geschaffen sind, für unsere Zwecke, d. h. für deutsche Hellgen, nicht in Betracht. Die Mannigfaltigkeit, die bei den Hellingtransportarten in den Vereinigten Staaten bekanntlich zustande gebracht ist, haben wir ja bei uns in gleichem Maße — mir fällt wenigstens augenblicklich eine Ausnahme nicht ein —, ja wir haben die Hellingkräne in Deutschland konstruktiv anerkannterweise sogar noch bedeutend mehr ausgebildet. Ich erinnere nur an die amerikanischen Turmdrehkräne, die auch Herr Geheimrat Brinkmann erwähnte. Diese Kräne würde ich Turmdrehkräne eben nur insofern nennen, als sie eine turmmäßige Höhe haben, während, nach kranbautechnischer Auffassung unter Turmdrehkränen den geschilderten Typus der modernen leistungsfähigen Hebezeuge mit weitreichendem horizontalen Ausleger und Lastkatze verstanden, jene amerikanischen Kräne nicht dazu gehören. Der Arbeitsbereich und die Leistungsfähigkeit solcher Kräne mit Wippausleger, wie sie beispielsweise in großer Anzahl in Sparrow-Point, Ma., arbeiten, ist den deutschen gegenüber so gering, daß sie wohl mit gutem Rechte hier übergangen werden können. Außerdem ist die Literatur, die ich ja bei Ihnen, meine Herren, als bekannt voraussetzen darf, gerade über amerikanische Hellingkräne ziemlich reichhaltig, und Herr Professor Laas selber hat ja in der allerletzten Zeit auch dazu beigetragen, diesen Gegenstand noch bekannter zu machen. Da ich von dem Vorhaben des Herrn Professor Laas überdies schon rechtzeitig Kenntnis gehabt habe, glaubte ich mich mit doppeltem Grunde, wie getan, einrichten zu können. — Im übrigen stimme ich natürlich mit Herrn Professor Laas darin überein, daß auch ich den Standpunkt vertrete: möglichst wenig Hellinge — natürlich nicht zu wenig! — und lieber dafür bessere und leistungsfähigere Kräne!

Herr Dr.-Ing. Foerster hat beanstandet, daß ich eine irreführende Nebeneinanderstellung der Preise der Reiherstieganlage und der Palmersanlage gegeben hätte. Ich habe dabei allerdings das Verhältnis des bestrichenen Areals außer Acht gelassen. Das kommt aber meiner Meinung nach hier auch sehr wenig in Frage; denn die Hauptgewichtszunahme bei der Palmerswerft besteht eben in den durch die Verschieblichkeit der Seilwagen unstreitig ganz kolossal werdenden Endträgern.

Dem Ausspruch des Herrn Dr. Foerster, daß alle Herren, die mit Helling-Transportvorrichtungen zu tun hätten, ihm darin zustimmen müßten, daß die Querbeweglichkeit dabei unbedingt erforderlich wäre bezw., daß der Mangel einer selbständigen Querbeweglichkeit stets einen großen Nachteil bedeute, kann ich nicht beipflichten. Ich weiß auch, daß dies auch noch von anderen Herren gilt, die mit Transportvorrichtungen zu tun haben. Ich gebe es wohl bedingt für die Fälle zu, wo es sich um sehr große Schiffsbreiten handelt; dort würde das Fehlen einer besonderen Querbewegung der Möglichkeit, den Haken stets genügend leicht und sicher abzuziehen, vielleicht Schwierigkeit bereiten. Aber bei den Schiffsbreiten, wie sie für die Reiherstiegwerft in Frage kommen, hat sich das einfache System voll bewährt, denn sonst hätte man jedenfalls die zweite Anlage nicht doch wieder nach dem gleichen Prinzip gebaut.

Herr Dr. Foerster hat ferner als Folge des Mangels der Querbeweglichkeit angegeben, daß die Einheiten, also in diesem Falle die einzelnen Laufkatzen oder Lasthaken, nicht an einem Punkt zusammenarbeiten könnten. Wenn ich ihn richtig verstanden habe, meint er ein gemeinsames Arbeiten beim Transportieren schwererer Lasten. Das ist jedoch bei der

Reiherstiegseilbahn durch einfaches Zwischenschalten einer Lasttraverse ohne weiteres möglich.

Endlich möchte ich nur noch bemerken, daß ich den Vorzug der Zusammenlegung mehrerer Hellinge — wie es z. B. bei Blohm & Voß der Fall ist — und deren schätzbare Folgeerscheinung, die Einzellaufkräne zur Unterstützung benachbarter Hellinge heranzuziehen, wohl doch zum Ausdruck gebracht habe. Es ist dies ja einer der Hauptvorteile, die mit Hilfe des wasserseitig querlaufenden Bockkranes bei der genannten Anlage überhaupt erreicht sind. (Lebhafter Beifall.) —

Der Ehrenvorsitzende, Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Der Herr Vortragende hat mit großem Fleiße das Ergebnis seiner Besuche aller größeren deutschen und englischen Werften in seinem wohldurchdachten Vortrage zusammengefaßt. Wir haben den Vortrag um so lebhafter begrüßt, als die in demselben berührten Fragen für den modernen Schiffbau von großer Bedeutung sind. Außerdem aber wird er einen höchst wertvollen Beitrag zu unserem Jahrbuche liefern. Daher sind wir dem Herrn Ingenieur Michenfelder zu doppeltem Danke verpflichtet, den ich mich freue, ihm hiermit aussprechen zu können.

XX. Lohntarifverträge im Schiffbau.

Vorgetragen von ***Dr. Franz Hochstetter****-Berlin.*

Die Wogen der sozialen Bewegung schlagen heftig auch an die Grundfesten unserer Schiffbauindustrie. Erst die jüngsten Streikunruhen auf dem Vulkan haben wieder den Ernst der Lage dargetan. Arbeitnehmer und Arbeitgeber stehen sich in einer Erbitterung gegenüber, die fast an die Klassenkämpfe im alten Rom oder an die Zunftrevolutionen der mittelalterlichen Städte erinnert. Welche Opfer an Geld und Gut der moderne soziale Krieg unter Umständen erfordert, davon sei hier nur ein flüchtiges Beispiel erwähnt: Der letzte große Bergarbeiterstreik im Ruhrbezirk hatte einen Förderausfall von nahezu 5 Mill. To. zur Folge, was für die Zechen einen Verlust von 70 Mill. M., für die Arbeiter einen Lohnausfall von 19 Mill. M. bedeutete! Allein die Rheinschiffahrt büßte 600 000 M. ein, der preußische Eisenbahnfiskus durch Frachtausfälle sogar täglich 45 000 M.! Hierzu treten noch die indirekten Schädigungen durch Minderung der Konsumkraft und der Steuerfähigkeit der vom Streik Betroffenen. Kurzum, insgesamt soll der Streik 150 Mill. M. gekostet haben! Den Vorteil hatten die ausländischen Gruben. Es ist nicht schwer, für einen Werftarbeiterstreik sich die entsprechenden Verlustzahlen auszudenken.

Daß angesichts solcher ungeheuren Verluste die geschädigten Parteien kein Mittel unversucht lassen, um Arbeitseinstellungen zu vermeiden, um die feindlichen Beziehungen zwischen Arbeitern und Unternehmern zu verbessern, ist selbstverständlich. Als eins dieser Abwehrmittel wird neuerdings weniger von Arbeitnehmerseite als besonders von Seiten der gesetzgebenden Faktoren der Arbeitstarifvertrag mehr und mehr empfohlen. Besonders widmet ihm unsere Reichsregierung eifrige Fürsorge. Das Kaiserliche Statistische Amt hat in mühsamen und kostspieligen Untersuchungen das auf den Tarifvertrag bezügliche Material systematisch gesammelt und in vier starken Bänden, betitelt „Der Tarifvertrag im

Deutschen Reich", den Interessenten, Politikern, Gelehrten, den Unternehmer- und Arbeiterverbänden zugänglich gemacht. Nicht mit Unrecht erblickt man in diesen Veröffentlichungen den Vorboten einer künftigen gesetzlichen Regelung dieses für die gesamte Großindustrie überaus wichtigen Vertragsgebietes.

Abgesehen von diesen allgemeinen Gründen hat die Schiffbauindustrie noch einen besonderen Anlaß, sich mit der Frage der Tarifverträge näher zu beschäftigen. In der 92. Sitzung des Deutschen Reichstages am 1. Februar d. J., gelegentlich der Beratung des Marineetats, ist nämlich nachstehende von der Budgetkommission vorgeschlagene Resolution ohne*) den Widerspruch der Regierung von der großen Mehrheit der Parteien angenommen worden:

„Den Herrn Reichskanzler zu ersuchen, Arbeiten für die Marineverwaltung nur an solche Firmen zu vergeben, welche in Beziehung auf die Arbeitsbedingungen die gesetzlichen Vorschriften einhalten und, falls Tarifverträge für die betreffende Art der Arbeit am Ort des Betriebes gelten, nicht hinter den Bestimmungen dieser Tarifverträge zurückbleiben, sowie die Marineverwaltung anzuweisen, die Festsetzung oder Neuordnung von Arbeitsbedingungen in den Reichsmarinebetrieben unter Mitwirkung der Arbeiterausschüsse vorzunehmen."

Der Einführung von Tarifverträgen auf deutschen Werften soll also auf diese indirekte Weise Vorschub geleistet werden. Wenn auch hiergegen der Verein Deutscher Schiffswerften in einer Eingabe an den Reichskanzler seinen schweren Bedenken Ausdruck gegeben hat, so läßt sich nicht leugnen, daß durch die Annahme der vorgeschlagenen Resolution die Verwirklichung des Planes um ein erhebliches Stück vorwärts geschritten ist. Die Entscheidung dürfte kaum noch lange auf sich warten lassen. Wegen der tiefgreifenden Bedeutung, die eine derartige Neugestaltung der Arbeitsverhältnisse für die deutsche Schiffbauindustrie besitzen würde, wird eine Erörterung des Tarifvertragsproblems auch in dieser Versammlung willkommen sein.

I. Definition.

Meinen späteren Ausführungen möchte ich eine juristische Definition des Tarifvertrages vorausschicken, wie sie nach dem neuesten Stande der Forschung gegeben werden kann.

*) Von anderer Seite wird behauptet, daß der Herr Staatssekretär des Reichs-Marineamtes gegen diese Resolution Bedenken geäußert hätte.

„Ein Tarifvertrag ist eine Vereinbarung über die Lohn- und Arbeitsbedingungen künftig zu schließender Arbeitsverträge, die von einer Gesamtheit von Arbeitnehmern und von einem oder mehreren Arbeitgebern oder von deren Vertretern gegenseitig getroffen wird." (Siehe auch Lotmar, Der Arbeitsvertrag, S. 765.)

Gesetzlich ist der Begriff noch nicht festgelegt, was in der Praxis eine Fülle von Streitigkeiten zur Folge hat über die Frage, ob in dieser oder jener Abmachung zwischen Arbeitern und Unternehmern ein Tarifvertrag zu erblicken sei oder nicht.

Auf die an diese juristische Doktrin sich knüpfenden Folgerungen und Forderungen möchte ich nicht eher eingehen, als bis wir uns über den zum Tarifvertrag führenden wirtschaftsgeschichtlichen und rechtlichen Entwicklungsgang früherer Arbeitsverhältnisse Rechenschaft gegeben haben.

II. Die Entwicklung des Tarifvertrags aus früheren Arbeitsverhältnissen.

Man erfaßt das Wesen des Tarifvertrages oder, wie richtiger zu sagen wäre, des „kollektiven" Arbeitsvertrages am besten, indem man ihn mit seinen historischen Vorgängern, insbesondere mit dem heute noch üblichen „individuellen" oder „freien" Arbeitsvertrage vergleicht. Ein Blick auf die in vergangenen Kulturepochen üblich gewesenen Arbeitsverhältnisse und auf die rechtliche Lage der unteren, die grobe Handarbeit leistenden Bevölkerungsklassen belehrt uns, daß eine aufsteigende Entwicklung in dieser Beziehung stattgefunden hat. Zunächst die Sklavenarbeit im orientalischen, römischen, griechischen und germanischen Altertum, basiert auf einer breiten Schicht ungebildeter, roher, nur zu gemeiner Muskelarbeit tauglicher Volksmassen! Der Sklave, der damalige Arbeiter, ist rechtlos, hat nicht einmal Persönlichkeitsrechte, kann also keinen Besitz erwerben, kann auch nicht seinen Herrn verklagen, sondern er gilt als eine Sache, mit der der Eigentümer tun kann, was er will. Die fortschreitende Technik aber, die eine bessere, intellektuell, moralisch und wirtschaftlich höher stehende Arbeiterklasse erforderte, ferner auch der Einfluß humaner Ideen, gewaltsame Sklavenaufstände und andere Einflüsse bewirkten allmählich die Unterdrückung dieses barbarischen Arbeitssystems. Im Mittelalter und bis in das 19. Jahrhundert hinein hatte sich ein freieres Arbeitsverhältnis ausgebildet. Halbfreie, zwar an die Scholle gebundene und mit

allerlei Verpflichtungen behaftete, aber in ihrer Persönlichkeit gegen früher mit wesentlich besseren Rechten ausgestattete Hörige verrichteten die niedere Arbeit, die damals überwiegend eine bäuerische war. Einen gewerblichen Arbeiterstand im heutigen Sinne gab es bekanntlich noch nicht; die Technik ruhte noch in den Händen der städtischen Handwerker und der Hausindustriellen, die sich mit ihren Gesellen und Lehrlingen im Zunftrecht und in hausindustriellen Reglements ebenfalls frühzeitig vorteilhafte Arbeitsbedingungen zu verschaffen gewußt haben. Erst das 19. Jahrhundert brachte in Deutschland zugleich mit der großartigen Entwicklung der Naturwissenschaften den modernen, den sogenannten „freien" Lohnarbeiterstand. Die Bauernbefreiung, die Aufhebung der alten Zunftverfassung, die Freizügigkeit, die Gewerbefreiheit, die Koalitionsfreiheit und andere wichtige Reformen ermöglichten im Verein mit den technischen Erfindungen der Neuzeit das Aufkommen riesiger Industriebetriebe und damit die Bildung einer politisch und rechtlich freien Industriearbeiterklasse, wie sie die Welt zuvor niemals gesehen hat. Gegenwärtig zählt man im Deutschen Reich 5 bis 6 Millionen gewerbliche Arbeiter, die ausschließlich oder hauptsächlich vom Ertrag ihres Lohnes leben und ihren Brotherren gleichberechtigt gegenüberstehen.

Ungefähr die größere Hälfte dieser politisch freien, aber wirtschaftlich ziemlich gebundenen Lohnarbeiterklasse ist durch den sogenannten „individuellen" oder „freien" Arbeitsvertrag ihren Brotherren verpflichtet. Ein Vergleich dieses „freien" Arbeitsvertrages mit dem „kollektiven" Arbeitsvertrage dürfte für die Erkenntnis des letzteren besonders wertvoll sein.

Die Idee des „freien" Arbeitsvertrages wurzelt in den Anschauungen des bürgerlichen Liberalismus der Fünfziger Jahre des 19. Jahrhunderts. Ihr liegt die irrige Vorstellung zugrunde, daß der einzelne, frei über seine Arbeitskraft verfügende Arbeiter seinen Vorteil am besten selbst wahrnehmen kann, wenn er mit seinem Brotherrn einen Arbeitsvertrag abschließt. Man sah in diesem Vertragsabschluß einen Marktvorgang wie in vielen anderen Fällen, genau so, wie wenn etwa der Roheisen- und Stahlfabrikant an den Werftbesitzer seine Produkte verkauft, nur daß es sich in dem vorigen Fall um die Ware „Arbeit" handelt. Den Käufer und Verkäufer der Ware „Arbeit" hielt man für „gleich", weil sie beide vor dem Gesetz „gleiche Rechte" haben. Daß sie aber wirtschaftlich alles andere sind als „gleich", übersah man. Die Ware „Arbeit" unterscheidet sich nämlich von jeder anderen Ware grundsätzlich dadurch, daß sie mit dem Lieferanten, dem Arbeiter, körperlich un-

trennbar verbunden ist. Der Arbeiter verkauft mit seiner Arbeitsleistung sozusagen seine ganze Person. Sein körperliches und geistiges Wohl hängt von den Verkaufsbedingungen ab. Kommt der Verkauf nicht zustande, so ist die wirtschaftliche Existenz des Arbeiters, da er Proletarier ist, d. h. da er nichts weiter zu verwerten hat als seine Arbeitskraft, meistens in Frage gestellt. Jeder andere Kaufmann ist im allgemeinen in der Lage, mit seinem Angebot zurückzuhalten, wenn er es nicht zu den wünschenswerten Bedingungen verwirklichen kann. Dem Arbeiter aber droht infolge seiner Armut und der Konkurrenz seiner Standesgenossen Arbeitslosigkeit, d. h. Not und Elend, wenn er auf die ihm gestellten Bedingungen nicht eingehen will. Die Vorteile des individuellen „freien" Arbeitsvertrages und die vor Gesetz anerkannte Gleichberechtigung des Arbeitgebers und Arbeitnehmers bleiben also ein leerer Wahn für den einzelnen Arbeiter, da sie sich in den seltensten Fällen verwirklichen lassen.

Daher erleben wir schon um die Mitte des 19. Jahrhunderts, sehr bald nach der Einbürgerung des freien Arbeitsvertrages, Bestrebungen der Arbeiterklasse, die gegen die individuelle Arbeitsregelung und ihre Folgen gerichtet sind. Es entstehen die Gewerk- oder Fachvereine, welche den Zweck haben, durch genossenschaftliche Organisation möglichst aller Arbeiter eines Berufes, durch kollektive, d. h. korporative, im Gegensatz zu individueller Verhandlung mit den Unternehmern den Kampf um bessere Arbeitsbedingungen zu führen. Das, was der Einzelne nicht erreichen kann, soll durch den Zusammenschluß der Berufsgenossen durchgesetzt werden. Die Bedingungen, unter denen der Einzelne arbeitet, gehen nach Auffassung der Arbeiter nicht mehr ihn allein an, sondern werden als Verbandsinteresse, als Berufsinteresse erklärt, denn diese Bedingungen haben Bedeutung auch für alle seine Kollegen. Hier ruhen die Wurzeln der modernen Tarifvertragsbewegung. Der individuelle, der Willkür des Einzelnen unterworfene Arbeitsvertrag soll durch den „kollektiven" Arbeitsvertrag, der von einer Mehrheit der beschäftigten Arbeiter bis in die feinsten Einzelbestimmungen durchberaten und genehmigt wird, ersetzt werden. Das Solidaritätsinteresse und der Zusammenschluß der Arbeiter zu großen und starken Verbänden, das sind die wichtigsten Voraussetzungen und Triebfedern der Tarifvertragsbewegung.

III. Inhalt und Recht des Tarifvertrages.

Der Inhalt und das Recht des Tarifvertrages bilden den Kern aller mit diesem Problem verknüpften Streitfragen. In Anbetracht der Vielfältigkeit

der tariflich geregelten Berufe ist naturgemäß auch der Inhalt der Tarifverträge ein überaus mannigfaltiger. Trotzdem lassen sich drei Gruppen von Bestimmungen deutlich unterscheiden, von denen jedoch nur die im folgenden unter c angeführte für den Tarifvertragsinhalt wesentliche Bedeutung hat.

a) Die transitorischen Bestimmungen im Tarifvertrage, die sich größtenteils nur auf die Aufhebung feindseliger Akte beziehen, die vor Abschluß des Vertrages von den Parteien unternommen wurden, also auf die Aufhebung von Sperre und Boykott, Widerruf der sogenannten schwarzen Listen, der Maßregelungen, der Verunglimpfung Arbeitswilliger usw.

b) Bestimmungen, die sich nur auf den Tarifvertrag selbst, d. h. auf seinen Anfang, seine Kündigung, Erneuerung, Auslegung, Ausgestaltung, Einhaltung usw. beziehen, aber nicht auf das zu regelnde Arbeitsverhältnis, dessentwegen der Vertrag abgeschlossen worden ist.

c) Die auf das Arbeitsverhältnis bezüglichen Bestimmungen, die allein den wesentlichen Inhalt eines Tarifvertrages ausmachen. Es handelt sich hier vor allem um die Festsetzung der beiderseitigen Leistungen, also um die Größe, Form und Art der Arbeit und des Lohnes, sowie um die Dauer des Tarifvertrages. — Für eine festgesetzte Zeit von ein, zwei oder drei Jahren soll jedem in dem betreffenden Betriebe beschäftigten Arbeiter ein bestimmter Mindestlohn garantiert werden. Die im III. Bande des erwähnten amtlichen Werkes veröffentlichten Tarifverträge zeigen, welcher bis ins einzelne gehenden Regelung und Berücksichtigung der durch Alter, Leistungsfähigkeit, Arbeitsort usw. bedingten Unterschiede Tarifverträge fähig sind.

Als eine vierte Gruppe von Inhaltsbestimmungen seien hier noch kurz die kollektive, nicht individuelle Interessen berührenden Vereinbarungen über Lehrlingshaltung, Anerkennung der bestehenden Organisationen usw. erwähnt. —

Das Recht des Tarifvertrages ist noch durchaus ein schwankendes. Der Tarifvertrag ist eine Vertragsform; aber das Bürgerliche Gesetzbuch kennt ihn nicht, enthält auch keine besondere Regelung des Arbeitsvertrages, kennt vielmehr nur den Dienstvertrag und den Werkvertrag. Die juristische Klassifizierung und Behandlung des Tarifvertrages kann daher bis zu einer gesetzlichen, privatrechtlichen Regelung der Materie nur durch die juristische Interpretation der vorhandenen Bestimmungen des Bürgerlichen Gesetzbuches und der allgemeinen Rechtsgrundsätze gewonnen werden. Die praktische Wirkung dieser Sachlage zeigt sich darin, daß auf diesem Gebiete noch das meiste bestritten ist.

Zunächst seien als Ergänzung für die bereits oben angeführte Definition einige dem Tarifvertrag ähnliche, aber nicht mit ihm zu verwechselnde juristische Gebilde angeführt.

Der Tarifvertrag ist kein Arbeitsvertrag, denn letzterer setzt eine Zahlung von Lohn und eine Leistung von Arbeit fest. Der Tarifvertrag aber will nicht festsetzen, daß gearbeitet wird, sondern nur wie in etwa künftig abzuschließenden Arbeitsverträgen gearbeitet wird. Er unterscheidet sich auch klar von der Arbeitsordnung, denn der Inhalt der letzteren ist gesetzlich vorgeschrieben, der Inhalt der Tarifverträge aber ist, soweit er nicht gegen das zwingende Recht und die guten Sitten verstößt, dem Belieben der Parteien anheimgestellt.

Er ist auch nicht das, was man unter „Vorvertrag", „Koalition", „Vergleich" oder „Usance" versteht, sondern äußerlich eben nichts weiter als eine Vereinbarung über Lohn- und Arbeitsbedingungen zwischen einem oder mehreren Arbeitgebern einerseits und einer Mehrheit von Arbeitern andererseits.

Die Frage der Rechtswirkung des Tarifvertrages ist gleichfalls noch ungeklärt. Insbesondere bestehen Zweifel über die sogenannte Derogierbarkeit der Tarifverträge, d. h. über die Frage, ob es zulässig sei, daß die allgemeinen Tarifbestimmungen durch abweichende private Vereinbarungen zwischen dem einzelnen Arbeitgeber und Arbeitnehmer oder durch die Bestimmungen einer Arbeitsordnung aufgehoben werden können oder nicht. Die Rechtsprechung der deutschen Gewerbegerichte hat diese Frage bisher im großen und ganzen bejaht. Ebenso bestritten ist die Frage nach dem Geltungsbereich des Tarifvertrages, namentlich die Frage, welche Personen von dem Tarifvertrag betroffen werden und welche nicht. Faktisch steht die Sache so, daß die Vereinbarungen jederzeit durch Austritt aus dem Verbande oder durch nicht ausdrückliche Anerkennung des Tarifvertrages durchbrochen werden können. Nur seinen eigenen Parteigenossen bleibt im letzten Falle der Zuwiderhandelnde haftbar, was praktisch allerdings meistens wenig besagen will. Nach dem heutigen Stande der Gesetzgebung schweben Schadensersatzansprüche aus Tarifvertragsverletzungen noch so gut wie vollkommen in der Luft, denn in dem weitaus häufigsten Falle, wo ein Gewerkverein mit einem Fabrikanten einen Vertrag geschlossen hat, vermag dieser Arbeiterverein, der aus hier nicht zu erörternden Gründen gewöhnlich keine Rechtsfähigkeit besitzt, keine genügende rechtliche Garantie für die Durchführung der getroffenen Vereinbarungen zu bieten. Von Rechts wegen könnte zwar vom

Arbeitgeber die Klage auf Schadensersatz entweder gegen den Gewerkverein oder gegen seine Vertreter oder gegen jedes einzelne Vereinsmitglied gerichtet werden, tatsächlich aber können sich die Vereinsmitglieder den Schadensersatzverpflichtungen sehr leicht entziehen.

Auf diesen unzulänglichen rechtlichen Schutz muß ein großer Teil des Widerstrebens der Unternehmer gegen tarifliche Vereinbarungen zurückgeführt werden.

IV. Das Vorkommen des Tarifvertrages.

Das Vorkommen der Tarifverträge beschränkte sich in Deutschland anfänglich auf die handwerksmäßig betriebenen Gewerbe, in welchen bei Arbeitgebern und Arbeitnehmern noch das Bewußtsein der Zusammengehörigkeit und der gegenseitigen Abhängigkeit aus den Zeiten der alten Zunftverfassung lebendig war. Beispiele hierfür sind das Schlägergewerbe (die Feingold-, Feinsilber- und Metallschläger), die Solinger Waffen-, Messer- und Feilenschmiede und die Klempner und Installateure, die alle schon frühzeitig in die Tarifbewegung eingetreten waren. Neueren Datums und teilweise anderen Ursprungs sind die von den Bauhandwerkern, den Maurern, Zimmerern, Dachdeckern, Steinsetzern, Töpfern, von den Bau- und Möbeltischlern, den Böttchern, den Bäckern, Schneidern, Schuhmachern usw. abgeschlossenen Tarifverträge. Deren Zustandekommen ist mehr auf die Tätigkeit starker und umfassender Verbände zurückzuführen. Die größten Leistungen auf diesem Gebiet weisen die Buchdrucker auf, welche schon seit dem Jahre 1848 die energischsten und erfolgreichsten Träger des Tarifgedankens waren. Heute erkennen 66 % der Buchdruckereibetriebe und 90 % der Gehilfenschaft einen und denselben Tarif an.

Höchst bemerkenswerterweise hat sich bis heute die Großindustrie in Deutschland den Tarifverträgen gegenüber ablehnend verhalten. Die Reichsstatistik verzeichnete für das Ende des Jahres 1904 in der Metallindustrie nur 49 Tarifverträge, während gleichzeitig das Baugewerbe 553, die Bekleidungs- und Lederindustrie 96 aufweisen konnten. Die Schiffbauindustrie, die Maschinen-, die Eisen- und Stahl-, sowie die Elektrische Industrie stehen dem Tarifgedanken ausgesprochen fremd gegenüber*). Die bösen Erfahrungen, welche die

*) Indessen sind nach den Angaben des Deutschen Metallarbeiterverbandes im Jahre 1907 247 Tarife für 4140 Betriebe und 34 935 Arbeiter neu abgeschlossen worden! Daran waren die Elektrotechniker, die Former und die Gelbmetallarbeiter beteiligt, ein Anzeichen für das allmähliche Eindringen des Tarifgedankens in die Großindustrie!

Rostocker Neptunwerft mit dem meines Wissens im Schiffbaugewerbe im Jahre 1905 zum ersten Male abgeschlossenen Tarifvertrage gemacht hat, sind freilich wenig verlockend gewesen.

Nicht ergriffen von der Tarifgemeinschaft sind als Gegenstück zu den Arbeitern der Großindustrie auch die oft in ziemlich gedrückten Verhältnissen lebenden Hausindustriellen, die vereinzelt arbeiten, die starker Verbände und damit der gegenseitigen Kontrole entbehren.

Die Angaben dieses Kapitels beziehen sich nur auf Deutschland. Im Ausland liegen die Verhältnisse anders. In England z. B. sind es gerade die Großindustrien, die Schiffbau-, die Bergwerks-, die Textil- und Maschinenindustrie, in denen der Tarifgedanke seit Jahren freilich mit fragwürdigem Erfolg verwirklicht ist.

V. Die Beurteilung des Tarifvertrages.

Der Abschnitt über das Vorkommen des Tarifvertrages führt uns auf die Gründe, die seine Verbreitung in erster Linie bestimmen, d. h. auf die Beurteilung, die ihm von Seiten der maßgebenden Faktoren widerfährt. Lassen Sie mich daher die Stellungnahme der Arbeiter, der Unternehmer, des Staates und der Sozialwissenschaft in knappen Strichen streng sachlich skizzieren.

Für die Arbeiter ist der Tarifvertrag im Grunde genommen nur die wirtschaftliche und soziale Konsequenz des parlamentarischen Konstitutionalismus. Ebenso wie im Leben der Staaten die absolute Monarchie dem parlamentarischen System hat weichen müssen, meinen sie, müßte auch die autokratische, einseitig vom Unternehmer diktierte Arbeitsverfassung zugunsten der konstitutionellen Arbeitsverfassung, in welcher der Arbeiter nicht nur kraft Gesetzes, sondern auch kraft seiner Organisation und der von ihr genehmigten Tarifverträge das Mitbestimmungsrecht besitzt, aufgegeben werden. Natürlich würde dadurch das bisherige, den Unternehmern günstige Machtverhältnis zum Vorteil der Arbeiter verschoben; aber der Gewinn vieler würde den Nachteil einzelner weniger überwiegen. Der Arbeiter gewänne zunächst eine gesicherte Existenz. Ohne einen umständlichen Verwaltungsapparat in Anspruch zu nehmen, könnte der Unternehmer ihn nicht mehr entlassen. Er brauchte sich auch nicht mehr ohne weiteres Lohnverkürzungen oder sonstige Verschlechterungen der Arbeitsbedingungen gefallen zu lassen, und über keine wichtige, seine Lebensinteressen berührenden Fragen könnte mehr

ohne seine Einwilligung entschieden werden. Alle seine Berufsgenossen müßten zu denselben oder ähnlichen Lohn- und Arbeitssätzen beschäftigt werden, die Schmutzkonkurrenz, die Preisunterbietung durch tieferstehende Arbeiter, wäre ausgeschlossen. Wenn auch auf diese Weise einzelne besonders tüchtige Arbeiter verhältnismäßig zu schlecht, andere besonders untüchtige Arbeiter wieder zu hoch bezahlt würden, so gliche sich das aus. Die große Masse stände sich gut bei diesen „Durchschnittslöhnen". Eine einheitliche „common rule" beherrschte das Gewerbe, jeder bekäme „living wages", d. h. die Löhne, bei denen sich mit einer Familie anständig leben ließe. Auch der Arbeitgeber käme nach dieser Anschauung auf seine Rechnung. Die fortwährenden Streiks, dieser Guerillakrieg im Wirtschaftsleben, hätten ein Ende, der Friede wäre wenigstens auf einige Zeit, solange der Tarifvertrag dauerte, gesichert; der Unternehmer könnte sicherer kalkulieren und deswegen höhere Löhne bewilligen. Über die Durchführbarkeit der Tarifverträge sei kein Wort zu verlieren. Die zahlreich in Deutschland und namentlich in unserem Hauptkonkurrenzlande England und in Nordamerika bestehenden hätten ihre Existenzberechtigung längst glänzend bewiesen.

Stellen wir dem die Meinung der Unternehmer gegenüber:

Fußend auf dem Boden des „individuellen" Arbeitsvertrages, bestreiten sie zunächst den Arbeitern das Recht, über allgemeine Angelegenheiten des Betriebes mitzureden. Was für Arbeiter der Unternehmer und wie er sie beschäftigt, sei seine Sache. Insbesondere mit dem Recht der freien wirtschaftlichen Selbstbestimmung seien Tarifverträge unvereinbar. Sie beschränkten die Dispositionsfreiheit der Unternehmer, die sich in erster Linie nach der Konjunktur, nach den Weltmarktverhältnissen richten müßte, und stellten die Existenz mancher Industriezweige geradezu in Frage, indem sie die gewerblichen Verhältnisse, die nach Zeit und Ort und tausend anderen wichtigen Umständen von Fall zu Fall gänzlich verschieden lägen, schablonisierten. Für die Nutzbarmachung technischer Fortschritte, für die Einführung arbeitsparender Maschinen seien Tarifverträge geradezu ein Hemmschuh, weil der Unternehmer doch gebunden bliebe, denselben Lohn weiter zu zahlen. Infolgedessen wären Tarifverträge nur für die technisch langsam vorschreitenden und für die auf den heimischen Absatz begrenzten und durch natürliche oder durch zollpolitische Schranken geschützten Gewerbe anwendbar, also hauptsächlich für das Handwerk. Die auf den Weltmarkt angewiesenen und die der ausländischen Konkurrenz preisgegebenen Industrien würden unter der Herrschaft von Tarifverträgen in Zeiten schlechter Konjunktur zu

Arbeiterentlassungen ihre Zuflucht nehmen müssen, weil die Arbeiter Lohnreduktionen ihre Zustimmung verweigern würden. Diesen gefährlichen Nachteilen gegenüber kämen die Vorteile wie: Gleichwertigkeit der Konkurrenzverhältnisse für alle Unternehmungen, keine Unterbietung durch Schmutzkonkurrenz, sichere Basis für die Kalkulation, ruhigere Geschäftsführung u. a., nicht in Betracht. Die „Sicherheit" vor Streiks wäre sehr problematisch; denn wenn nicht schon vorher, so brächen sie nach Ablauf des Tarifvertrages in der Regel um so heftiger auf der ganzen Linie aus. Auch die Rechtslosigkeit, welcher tarifliche Verabredungen infolge der Disziplinlosigkeit und des häufigen Wechsels unter den Mitgliedern der Arbeiterverbände ausgesetzt seien, spräche gegen solche Verträge.

Der Standpunkt der Reichs- und der Landesregierungen und, wie wir gleich miteinbegreifen können, der Sozialwissenschaften ist im großen und ganzen ein zwischen Arbeitgebern und Arbeitnehmern vermittelnder. Beide verkennen nicht die unbestreitbar vorhandenen Vorzüge des Tarifsystems und sind bemüht, die im Fluß begriffene Bewegung in geordnete und gesetzliche Bahnen zu lenken. Zwar besteht im Lager der wissenschaftlichen Sozialtheoretiker die Neigung, dem normalen Verlauf der Dinge durch gesetzgeberische Beeinflussung vorzugreifen, die Regierung aber hat diesem Drange bisher zu widerstreben verstanden. Ihr Augenmerk richtete sich vorläufig noch mehr auf die Ausbildung der mit den bestehenden Tarifverträgen verbundenen Tarifämter und Schlichtungsinstitute, die nach Ablauf der Tarifverträge gewaltsame Auseinandersetzungen verhindern und die Erneuerung der Verhandlungen erstreben sollen. Durch die im Jahre 1902/03 begonnene und immer noch fortgesetzte amtliche Untersuchung ist eine ruhige Entwicklung verbürgt; die sozialtheoretischen Heißsporne sind vorläufig zufriedengestellt. Nur durch die auf Seite 4 erwähnte, zugunsten der gewaltsamen Einführung von Tarifverträgen gefaßte Reichstagsresolution ist für unsere heimischen Werften die Ruhe gestört worden.

VI. Stellungnahme der Werftleitungen.

Zum Schluß möchte ich unter Hinweis auf das im vorigen Abschnitt Gesagte die Gründe zusammenfassen, welche meines Erachtens die deutsche Schiffbauindustrie zu ihrer Tarifverträge ablehnenden Haltung bestimmen müßten. Hauptsächlich sind es zwei Tatsachenreihen, die vorläufig jeden Versuch einer tariflichen Regelung vereiteln dürften.

Erstens die Akkordarbeit, die im deutschen Schiffbau die Regel bildet, und deren Berechnung eine derartig wechselnde und komplizierte ist, daß sie in jedem Falle wieder von neuem vorgenommen werden muß. Im Handwerk, in der Buchdruckerei und in der Konfektionsbranche sind die Arbeitsmittel, die Arbeitsmethoden, die Arbeit selbst und ihre Lohnberechnung verhältnismäßig einfach. Wie viel schwieriger aber wäre im Schiffbau die Aufstellung eines Lohntarifes und die Einigung der Parteien über einen solchen! Und selbst wenn zwischen Unternehmern und Arbeitern mit vieler Mühe ein solcher zustande gekommen wäre, so würden seine Bestimmungen sehr bald in Fehler, Unrecht, Unsinn ausarten, denn der junge deutsche Schiffbau ist im Übergang zu neuen Arbeitsmethoden begriffen, und die Handarbeit wird immer mehr durch Arbeitsmaschinen verdrängt. Wo wie hier Qualitätsarbeit geleistet werden muß, ist ein Maßstab, der als Grundlage für eine tarifliche Regelung des Arbeits- und Lohnverhältnisses genommen werden könnte, überhaupt nicht vorhanden. Die auf englischen Werften abgeschlossenen Tarifverträge bezeugen die Richtigkeit dieser Behauptung, obgleich sie so oft als Beweis für das Gegenteil angeführt werden, denn die englischen Werften liefern im Gegensatz zu den deutschen mehr Quantitäts- als Qualitätsware. „Die deutschen Werften haben .... an dem Grundsatz festgehalten, eine Massenproduktion zugunsten einer weitgehenden Feinproduktion einzudämmen, um der fast erdrückenden Übermacht des englischen Schiffbaues auf dem Weltmarkt erfolgreich Stand halten zu können, d. h. man sucht in Deutschland das technisch Beste zu leisten. Diesem Grundsatz entsprechend ist man daher stets bestrebt gewesen, die Werftbetriebe so zu vervollkommnen, daß sie das dampfgetriebene Schiff in seinen verschiedenen Typen in höchster Vollkommenheit zur Ablieferung bringen. In dem Bau der gewöhnlichen Frachtdampfer, der sogenannten Trampsteamers, sind daher die deutschen Werften zurückhaltender gewesen! (Siehe den Amtlichen Führer für die Deutsche Schiffbau-Ausstellung, Berlin 1908, S. 68.) Was daher für den alten, übermächtigen englischen Schiffbau gilt, gilt nicht für den jungen, deutschen Schiffbau.

Sodann verbietet der internationale Charakter des deutschen Schiffbaugewerbes die Bindung durch Tarife. Es hat mit der ausländischen Konkurrenz zu rechnen und muß daher die Arbeitslöhne den Konjunkturen, aber nicht einem mit Hilfe einer sozialen Theorie berechneten Existenzminimum anpassen. Dagegen arbeiten diejenigen Gewerbe, in welchen sich Tarifverträge bewährt haben, nur für den inländischen, sehr häufig sogar nur für den lokalen Markt,

auf welchem keine auswärtige oder ausländische Konkurrenz besteht. Sie sind daher in der Lage, die durch die Einführung von Tarifen notwendigerweise eintretende Erhöhung der Produktionskosten durch einen entsprechenden Preisaufschlag auf ihre Kunden abzuwälzen. Die Schiffbauindustrie aber kann das nicht, denn die Aufträge würden dann einfach ausländischen Konkurrenten zufallen. Nicht einmal durch hohe Schutzzölle wäre ihr zu helfen, denn infolge der zollfreien Einfuhr von Schiffen würde auch die deutsche Reederei ihren Bedarf im billiger arbeitenden Auslande bauen lassen. In dieser Hinsicht befände sich unsere Schiffbauindustrie sogar den übrigen Großindustrien, der Maschinenbau-, Elektrizitäts- und Textilindustrie usw. gegenüber im Nachteil, denn diese könnten sich durch Zollschranken wenigstens den inländischen Markt sichern. Welche Gefahren unserem Schiffbau aus dieser Richtung drohen, lehrt ein Blick auf unseren Hauptkonkurrenten England, dessen Industrie infolge der günstigen Lage von Gruben, Hütten und Werften an der Seeküste von vornherein einen gewaltigen Vorsprung besitzt. Selbst das kleine Holland ist dank dem Freihandelssystem durch niedrige Löhne und durch sehr niedrige Beiträge für die Arbeiterversicherung in die Lage versetzt, uns im Bau von Seeleichtern, Schleppdampfern und Rheinschiffen Konkurrenz zu machen. Eine warnende Stimme hiergegen erhebt sich in den Volkswirtschaftlichen Blättern (No. 15, 16, S. 294), die so beachtenswert ist, daß ich sie hier wiedergebe:

„Infolge des Freihandels können die holländischen Schiffbauer deutsches Eisen billiger kaufen als die Deutschen selber (der Unterschied im Preise von Eisenplatten beträgt etwa 25 %). Holland, das nur eine ganz geringe Menge Eisen erzeugt, ist ein erfolgreicher Konkurrent der deutschen Schiffbauer im Ruhrort geworden. Das zum Baue eines Rheinschiffes erforderliche Eisen ist ungefähr 6800 bis 7500 M. billiger in Holland als in Deutschland. Ein holländischer Schiffbauer hat im Jahre 1902 nicht weniger als 22 Raddampfer für Rechnung deutscher Firmen gebaut. Die Gesamtkosten des Baues eines Schiffes betragen in Holland ungefähr 30 000 M. weniger als in Deutschland, während sich der Unterschied in den Arbeitslöhnen auf etwa 23 500 M. stellt. Infolge des billigeren Preises der Rohmaterialien und der niedrigeren Löhne können die holländischen Schiffbauer nach allen Ländern der Welt hin exportieren. Der Brutto-Tonnengehalt der auf den holländischen Werften gebauten Schiffe hat sich in den Jahren 1895—1900 verdoppelt."

Für den deutschen, der ausländischen Konkurrenz preisgegebenen Schiffbau wäre daher die Einführung von Tarifverträgen überaus gefährlich. Auch

die Arbeiter würden sie in Zeiten schlechter Konjunktur als eine Qual empfinden, denn in diesem Falle bliebe den Werftbesitzern bei der bekannten Abneigung der Arbeiter gegen Lohnverkürzungen nur die Wahl, Betriebseinschränkungen, d. h. Massenentlassungen vorzunehmen.

Zu diesen beiden Hauptschwierigkeiten gesellen sich noch die schlechten Erfahrungen, die in England mit Tarifverträgen im Schiffbau gemacht sind. Dort haben die durch den Konjunkturrückgang der letzten Jahre notwendig gewordenen Lohnreduktionen zu fortwährenden Streikbewegungen, zu Verzögerungen in der Ablieferung von Schiffen und schließlich zu einem immer tieferen Niedergang des Geschäftes geführt. Sir Christopher Furness, einer der größten englischen Industriellen, hat unter Hinweis auf diese Mißstände ernstlich die Frage aufgeworfen, ob England bei Fortdauer dieser Desorganisation und Verwirrung seine große Schiffbauindustrie überhaupt aufrecht erhalten könne. Gegenüber dem Streikgeist der Arbeiter sei die Leitung der Werften beinahe hilflos, und er selbst habe mehr als einmal Lust gehabt, seine ganze Tätigkeit, die er auf diese unaufhörlichen Verdrießlichkeiten verwenden müsse, niederzulegen. (Deutsche Industrie-Zeitung, Nr. 43, S. 512). Durch ihre feindselige Politik sind die englischen Gewerkvereine gute Bundesgenossen der deutschen Industrie im Kampfe gegen die wirtschaftliche Übermacht Englands geworden! Wird doch von den besten Kennern der englischen Wirtschaftsverhältnisse hervorgehoben, daß der im Vergleich zu Deutschland geringere Fortschritt der Eisen- und Stahlindustrie durch den Einfluß der Trade Unions in den Betrieben hervorgerufen wird; denn diese haben die Einführung arbeitsparender Maschinen erschwert! Der Betriebsleiter der großen englischen Werft [von Brown & Cie soll auf die Frage, warum die „Mauretania“ nicht unter Verwendung von Hellingkränen gebaut würde, geantwortet haben, daß die Verbesserung der Arbeitsmethode für englische Werften keinen Zweck hätte, weil die Tarifverträge ihre wirtschaftliche Ausnutzung verhinderten!

Auf die übrigen Hinderungsgründe, auf die rechtliche Schutzlosigkeit tariflicher Abmachungen und auf die Vergewaltigung, die großen Betrieben durch Aufdrängung eines nur für unbedeutende Betriebe abgeschlossenen Tarifvertrages widerführe, brauche ich hier nicht noch einmal einzugehen, da sie nicht allein für den Schiffbau, sondern allgemein von Bedeutung sind und daher bereits im vorigen Abschnitt erwähnt wurden. Meine Ausführungen möchte ich daher mit dem folgenden Leitsatz beschließen, welcher meine persönliche Stellungnahme charakterisiert:

Tarifverträge, so segensreich sie für manche Gewerbe gewirkt haben, schwächen die Konkurrenzkraft der deutschen Schiffbauindustrie auf dem Weltmarkte.

Diskussion.

Herr Wirklicher Geheimer Admiralitätsrat Harms-Berlin:

Meine Herren! Der Herr Vorredner hat auf der Seite 4 seines Vortrages, der mir erst heute früh zu Händen gekommen ist, ausgeführt: „In der 91. Sitzung des Deutschen Reichstags am 1. Februar d. J., gelegentlich der Beratung des Marineetats, ist nachstehende, von der Budgetkommission vorgeschlagene Resolution ohne den Widerspruch der Regierung von der großen Mehrheit der Parteien angenommen worden." Er hat das ohne in seiner mündlichen Ausführung auch noch unterstrichen. Meine Herren, das ist nicht ganz richtig. In der Budgetkommission, in welcher diese Resolution zur Sprache kam, hat seine Exzellenz der Herr Staatssekretär des Reichs-Marineamts Bedenken gegen diesen Satz der Resolution erhoben, er hat aber auch gleichzeitig darauf hingewiesen, daß er keine Stellung zu dieser Frage nehmen könne, weil das eine Frage sei, die weit über sein Ressort hinausginge, bei der alle Ressorts des Reichs, Preußens und der übrigen Bundesstaaten beteiligt seien; er könne eine Stellung nicht nehmen, ohne die Stellungnahme der verbündeten Regierungen zu kennen. In der Plenarsitzung fand sich keine Gelegenheit, auch keine Veranlassung, diese seine Erklärung zu wiederholen.

Wie liegt nun die Sache heute? Die Resolution ist seitens des Reichstags angenommen worden, und es sind auf Grund dieser Resolution selbstverständlich die erforderlichen Erhebungen angestellt worden, es werden kommissarische Beratungen gepflogen, die noch nicht abgeschlossen sind. Auf Grund der kommissarischen Verhandlungen werden nachher die verbündeten Regierungen Stellung nehmen, und es wird dann schließlich eine Antwort auf diese Resolution seitens der verbündeten Regierungen erteilt werden, wenn alle diese Stadien durchlaufen sind. Es liegt ja ganz klar auf der Hand, daß derartige Erhebungen in einer so wichtigen Frage — denn als solche sehen wir sie alle an — nicht sehr rasch erfolgen können, sondern daß sie eine ganz erhebliche Zeit erfordern. — Ich möchte also dem Herrn Vortragenden empfehlen, bei der Drucklegung dieser Schrift die Worte „ohne den Widerspruch der Regierung" als nicht zutreffend fortfallen zu lassen.

Herr Rechtsanwalt Dr. Vielhaben-Hamburg:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Der Herr Vortragende hat in kurzen Umrissen ein Bild der Tarifverträge gegeben, er ist aber in die Einzelheiten und in die Schwierigkeiten nicht eingegangen. Das konnte er bei der kurzen, zur Verfügung stehenden Zeit nicht. Aber es wäre doch erwünscht gewesen, wenn aus dem Vortrage mehr als das der Fall war, hervorgegangen wäre, wie brennend diese Frage ist und wie von allen Seiten darauf gedrängt wird, die Frage der Tarifverträge sogar gesetzlich zu regeln. Hervorragende Sozialpolitiker, hervorragende Juristen — der letzte Anwaltstag hat drei Gutachten mit dem Resultate gezeitigt, daß die Tarifverträge eine gesetzliche Regelung finden möchten — drängen nach einer Regelung der Tarifverträge hin, und, meine Herren, ich glaube, daß die

Einführung der Tarifverträge, daß auch die gesetzliche Regelung derselben näher vor der Tür steht, als dieser oder jener von uns annehmen möchte.

Ich habe nun nicht das Wort erbeten, um auf den Vortrag im einzelnen einzugehen, sondern nur, um einen praktischen Vorschlag zu machen. Denn wenn der Herr Vortragende die Tarifverträge von der Hand gewiesen hat, so kann das sicher mit so wenigen und so geringen Gründen nicht geschehen. Akkordlöhne, meine Herren, sind nach der Statistik 90 % aller Löhne, die im Deutschen Relch gezahlt werden, also in den me'sten Gewerben, in denen Tarifverträge bestehen, werden auch Akkordlöhne bezahlt; Qualitätsarbeit gibt es in anderen Berufen ebenso sehr, und die Konkurrenz des Auslandes ist mehr oder weniger auch in anderen Betrieben gegeben.

Ich meine nun, daß es, wenn die Regelung der Frage doch vor der Tür steht, ein Gebot der Vorsicht ist, sich darauf einzurichten, und ich möchte deshalb meinerseits in Anregung bringen, daß eine Erhebung auf allen deutschen Schiffswerften über die in Frage kommenden Verhältnisse angestellt wird von seiten der Schiffbautechnischen Gesellschaft oder auf deren Anregung und mit deren Unterstützung. Meine Herren, auch diese Erhebungen werden jedenfalls früher oder später kommen, und es ist immer besser, man macht diese Arbeit selber, als daß sie von außen an einen herangetragen wird.

Eine allgemeine Beschwerde der Interessenten Gesetzesvorschlägen gegenüber ist die, daß ihre Meinungen und ihre Ansichten nicht genügend berücksichtigt würden. Das hat meiner Erfahrung nach seinen Grund darin, daß die Berufskreise, die durch ihre tägliche Berufsarbeit ohnehin stark in Anspruch genommen sind, sich den Gesetzesmaterialien erst zuwenden, wenn sie bestimmte Formulierungen gefunden haben. Dann aber, meine Herren, haben sowohl die Vertreter der Regierungen wie auch die größte Zahl der Angehörigen der anderen gesetzgebenden Körperschaften sich bereits bestimmte Meinungen gebildet, und eine gebildete Meinung wieder umzustoßen oder abzuändern, ist, wie ich wohl nicht auszuführen brauche, erheblich schwerer, als eine sich bildende Meinung in die richtigen Bahnen zu lenken. Ich glaube daher, daß es angezeigt wäre, wenn eine derartige Erhebung veranstaltet und, in sachgemäßer Weise bearbeitet, der Regierung und den gesetzgebenden Körperschaften vielleicht auch von Zeit zu Zeit in verschiedenen Aufsätzen der Presse zugängig gemacht würde. (Lebhafter Beifall.)

Herr Geheimer Marine-Baurat W i e s i n g e r - Hamburg:

Königliche Hoheit, meine Herren! Ich möchte mich den Worten des Herrn Vorredners durchaus anschließen. Ich bin auch der Ansicht, daß in absehbarer Zeit die maßgebenden gesetzlichen Faktoren doch auf Tarifverträge, ob erwünscht und notwendig oder nicht, bleibe dahingestellt, hinauskommen werden. Ich stimme auch dem Herrn Vorredner darin bei, daß es dringend notwendig ist, für alle Fälle rechtzeitig für die Ausarbeitung der Unterlagen und Grundlagen solcher Tarife zu sorgen. Ich meine ferner, daß die Frage gar nicht so übermäßig schwer zu erledigen ist, denn tatsächlich sind die Unterlagen für die Tarifverträge eigentlich schon überall vorhanden. Es heißt hier in dem Vortrage: Der Tarifvertrag soll einerseits festlegen, w i e gearbeitet wird und andererseits, d a ß gearbeitet wird. Der Punkt, bei dem es sich darum handelt, festzulegen, wie gearbeitet wird, ist nach meiner Ansicht schon erledigt, er ist nur nicht zusammengefaßt, denn unsere soziale Gesetzgebung bestimmt heute schon in recht reichlichem Maße, w i e gearbeitet werden soll. D a ß gearbeitet werden soll, ist etwas schwieriger festzulegen. Es handelt sich da natürlich in allererster Reihe um die Bemessung der Gegenleistung, die den Arbeitern für ihre Arbeit gewährt werden soll, und wenn ich auch im Laufe von Unterhaltungen mit den Fachkollegen, speziell mit Herren, die mit den Leitungen von Privatwerften zu tun haben, vielfach gehört habe, es mache die Tarifierung von Löhnen außerordentliche Schwierigkeiten,

sie sei, wie auch der Herr Vortragende sagte, für den komplizierten Arbeitsaufbau unseres Schiffbaues gar nicht durchführbar, so stehe ich in dieser Beziehung doch auf einem anderen Standpunkte. Auf jeder Werft, die den Anspruch erheben will und erhebt, daß sie unter geordneten Verhältnissen arbeitet, besteht schon ein Tarif. Er besteht durch Festlegung von Minimallöhnen, mit denen die Leute eingestellt werden, er besteht durch Festlegung einer großen Reihe von Akkordsätzen, die allerdings offiziell nicht tarifiert sind, die aber doch die ganze Unterlage für die Abrechnung mit den Leuten hergeben, so daß eine Entwicklung eines Tarifvertrages für den Zweck, d a ß gearbeitet wird, aus diesem Unterlagenmaterial unschwer überall zu finden ist.

Ich würde es aber für einen großen Fehler halten, wenn, wie eventuell zu befürchten ist, das Reichs-Marineamt der Anregung der Budgetkommission, die ja sonst eine ganz sachverständige Einrichtung ist, (Heiterkeit) nachgäbe und ihre Aufträge im Sinne der hier gedruckten Resolution auf die Privatwerften verteilen wollte. Ich glaube, daß dann beide Teile die Leidtragenden sein würden, die Marine insofern, als sie wahrscheinlich die Kosten dieses Prozesses zu zahlen haben würde, und die Privatwerften dadurch, daß sie in ihrer freien Bewegung und in ihrer Stellung den Arbeitern gegenüber nach meiner Auffassung in unzulässiger Weise geknebelt würden. Ich möchte also, wenn ich mir das erlauben darf, den Wunsch aussprechen, daß die Behörde sich im Interesse beider Faktoren ein recht starkes Rückgrat anschafft, um etwaigen Anforderungen nach dieser Richtung hin soweit wie möglich widerstehen zu können.

Herr Oberingenieur R o s e n b e r g:

Königliche Hoheit, meine Herren! Ich will nicht sagen, daß ich ein ausgesprochener Gegner von Tarifverträgen bin, aber ich möchte doch darauf aufmerksam machen, daß es zu weit führen würde, wenn wir den Vorschlägen des vorletzten Herrn Diskussionsredners folgen und seitens der Schiffbautechnischen Gesellschaft schon jetzt Erhebungen anstellen wollten. (Sehr richtig!) Wir würden dadurch meiner Meinung nach den Dingen vorgreifen. Ich möchte auch bezweifeln, ob das unsere Sache ist. So sehr es Billigung verdient, wenn wir uns in der Schiffbautechnischen Gesellschaft selbständig auch mit solchen Fragen beschäftigen, so kann man doch im Zweifel darüber sein, ob es richtig ist, wenn wir vorzeitig an die Lösung dieser Frage gehen. Vielleicht empfiehlt es sich, das anderen Vereinigungen — es bestehen ja z. B. Vereinigungen der Schiffswerften usw. — zu überlassen. Ich fürchte sogar, die Herren im Verein deutscher Schiffswerften würden es uns sehr übel nehmen, wenn wir vorgreifend Erhebungen hierüber anstellten. — (Lebhafter Beifall.)

Herr Dr. F r a n z H o c h s t e t t e r (Schlußwort):

Königliche Hoheit, meine Herren! Ich möchte nur auf die Bemerkungen des Herrn Rechtsanwalt Dr. V i e l h a b e n einige Erwiderungen hinzusetzen. Er meinte, die Unbrauchbarkeit der Tarifverträge für den Schiffbau sei mit so wenigen und so geringen Gründen nicht zu beweisen. Das trifft meines Erachtens nicht zu. Natürlich konnte ich in dieser kurzen Druckschrift nicht auf alle Einzelheiten eingehen, aber die beiden Hauptgründe, die ich anführte, nämlich die internationale Konkurrenz und die sehr komplizierte Akkordarbeit im Schiffbau, dürften vollkommen ausreichen, um einen ablehnenden Standpunkt zu begründen. Der große Unterschied zwischen den tariflich gebundenen und den nicht tariflich gebundenen Gewerben ist eben der, daß erstere im allgemeinen keine ausländische, häufig auch nicht einmal eine auswärtige Konkurrenz zu fürchten haben, letztere aber sehr. Dieser eine Umstand ändert alles. Wenn Sie in der Literatur nachlesen, werden Sie bestätigt finden, daß Tarifverträge fast ausschließlich in den mehr handwerksmäßig betriebenen Gewerben vorkommen. Unter anderem liegt das auch daran, daß hier die Lohnberechnung

eine einfache ist. Wir haben nur sehr wenige Ausnahmen. So sind — ich habe auch in der Druckschrift in einer Anmerkung darauf hingewiesen — neuerdings in der Elektrotechnik mit den Gelbgießern einige Tarifverträge abgeschlossen worden, aber auch hier bleibt es mindestens fraglich, ob die Arbeit und die Lohnberechnung nicht einfacher ist, als in der Schiffbauindustrie. Auswärtige Konkurrenz sowie ein kompliziertes Akkordlohnsystem werden der Einführung von Tarifverträgen stets hinderlich sein. Die Werftarbeiter selbst wollen gar kein anderes Lohnsystem als den Akkord. Sie fühlen sich durchaus wohl dabei. Es wäre wohl auch sehr schwierig, die Arbeitslöhne in gerechter Weise anders zu regeln, was aber geschehen müßte, wenn derartige Tarifverträge eingeführt werden würden. Die Anregung des Herrn Dr. Vielhaben, über diese strittigen Probleme eine Erhebung auf deutschen und englischen Werften anzustellen, finde ich sehr beherzigenswert.

Der Ehrenvorsitzende, Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Herr Dr. Hochstetter hat uns in eine augenblicklich sehr brennende Frage mit großem Geschick eingeführt. Wenngleich auch vor der Hand damit die Frage noch keineswegs als gelöst zu betrachten ist, so gebührt dem Herrn Vortragenden doch unser bester Dank für die fleißige Behandlung dieses Themas, der er sich unterzogen hat.

Beiträge.

XXI. Nachtrag

zu dem Vortrag „Der Schiffskreisel".

Von ***Otto Schlick*** *- Hamburg.*

Wie ich schon in meinem Vortrag „Der Schiffskreisel" erwähnte, war es mir zu meinem Bedauern dort noch nicht möglich, bestimmte Resultate von den Versuchen mit dem Schiffskreisel des Dampfers „Silvana" zu geben, da während des ganzen Sommers sich keine Gelegenheit fand, die Einrichtung bei stürmischem Wetter zu erproben.

Nachdem sich einige unwesentliche Änderungen an dem Apparat als notwendig erwiesen hatten und ausgeführt worden waren, konnte endlich am 8. Dezember 1908 zum ersten Male eine erfolgreiche Fahrt bei einer Windstärke von etwa 6—8 vorgenommen werden. Das Schiff wurde hierbei, wie immer bei ähnlichen Versuchen, quer zur See gelegt, wobei der Kreisel mit 1800 Umdrehungen in der Minute umlief. Die auftretenden Schwingungsausschläge des Schiffes wurden an einem Schlickschen Schlingerindikator abgelesen, dessen Zuverlässigkeit wiederholt durch Beobachtungen mittels einer Visiereinrichtung nach dem Horizont festgestellt worden war.

Dampfer „Silvana".

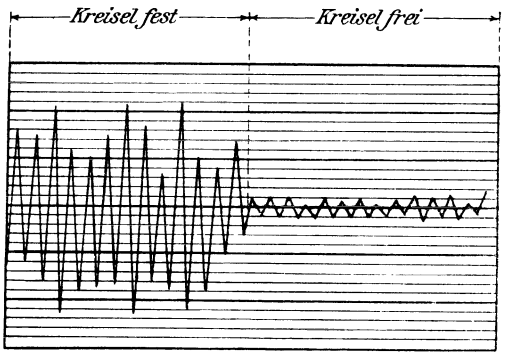


Fig. 1.

Es wurden zunächst die Schwingungsausschläge bei festgestelltem, also wirkungslosem Kreisel beobachtet, wobei sich Ausschläge bis nahezu 12° nach jeder Seite ergaben. Sobald jedoch die Backenbremse des Kreisels gelöst wurde, so daß er frei pendeln konnte, verminderten sich die Ausschläge sofort bis auf etwa 1° nach jeder Seite. Das Ergebnis dieser Versuche ist durch das in Fig. 1 dargestellte Diagramm veranschaulicht. Die Wirkung des Kreisels entsprach vollständig den Erwartungen.

Es mag noch erwähnt werden, daß die Umdrehungszahl des Kreisels versuchsweise bis über 2300 Umdrehungen pro Minute gesteigert wurde. Es ergaben sich hierbei keinerlei Schwierigkeiten, und es trat keine Temperatursteigerung des aus den Lagern abfließenden Schmieröls ein. Die Gleitgeschwindigkeit am Zapfenumfang betrug im Maximum 21,3 m, und der Druck schwankte hierbei periodisch mit den Schwingungen des Kreisels zwischen 0 und 30 kg pro Quadratzentimeter. Dieses Ergebnis ist von allgemeiner Bedeutung, da man meines Wissens bei Lagern von solchen Dimensionen und der Belastung wie bei der „Silvana“ so hohe Umdrehungszahlen noch nicht angewendet hat.

Ein wesentlich anderes Resultat konnte bei der höheren Umdrehungszahl nicht erzielt werden, denn der Kreisel kann eben nicht mehr tun als die Schiffsschwingungen bis auf ein Minimum, hier etwa 1 ° nach jeder Seite, vernichten. Dieser kleine Rest muß aber immer noch vorhanden sein, weil dadurch die Schwingungen des Kreisels und mithin seine Wirkung erst ausgelöst werden. Die Wirkung der höheren Umdrehungszahlen hätte sich erst dann bemerkbar machen können, wenn der Schwingungsausschlag des Schiffes bei ausgeschaltetem Kreisel wesentlich höher als 12 ° oder, mit anderen Worten, wenn noch stärkerer Seegang vorhanden gewesen wäre.

Dampfer „Lochiel“.

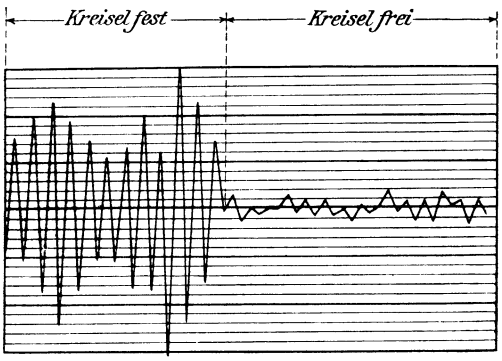


Fig. 2.

In Fig. 2 ist ein analoges Diagramm für den britischen Dampfer „Lochiel“ gegeben, der den Postdienst zwischen der schottischen Westküste und den Hebriden versieht. Der Dampfer hat eine Länge von 135′ (englische), eine Breite von 22′ und ein Deplacement von ungefähr 400 Tons. Wie aus dem Diagramm ersichtlich, betrug der Ausschlag der Schlingerbewegungen ca. 15 ° nach jeder Seite bei ausgeschaltetem Kreisel, bei schwingendem Kreisel hingegen nur 1 bis höchstens 2 °. Die Einrichtung arbeitete auch auf diesem Dampfer in sehr befriedigender Weise.

XXII. Mathematischer Anhang

zu dem Vortrage von Dr. Anschütz-Kaempfe über „Der Kreisel als Richtungsweiser auf der Erde mit besonderer Berücksichtigung seiner Verwendbarkeit auf Schiffen".

Von Dipl.-Ing. ***Max Schuler****-Kiel.*

Die Berechnung der Bewegungsvorgänge beim Kreiselkompaß baut sich am einfachsten auf dem Flächensatze auf. Dieser bestimmt für jeden Moment Richtung und Größe des Impulsvektors bei gegebenen äußeren Kräften.

Die Richtung der Figurenachse des Kreisels weicht bei richtiger Konstruktion niemals um einen der Beobachtung zugänglichen Betrag von der Richtung des Impulsvektors ab. Diese Bedingung läßt sich allerdings nur erfüllen, wenn man Kreisel von sehr hoher Tourenzahl verwendet. In unserem Falle macht der Kreisel rund 20 000 Umdrehungen in der Minute. Die Anwendung dieser hohen Winkelgeschwindigkeit gestattet in der Rechnung die Vereinfachung, daß die Impulskomponenten jeder anderen Teildrehung gegenüber dem Eigenimpuls des Kreisels um die Rotationsachse vernachlässigt werden können. Dies gilt auch dann noch, wenn man die Störungen des Kreiselkompasses infolge von Eigenbewegungen des Schiffes betrachtet*).

Die einzigen äußeren Kräfte, die auf den Kreisel einwirken, sind die Schwere und das Drehmoment der Luftreaktion. Von der Flüssigkeitsreibung sei einstweilen abgesehen, ihr Einfluß soll später getrennt betrachtet werden.

Das Moment der Erdschwere $= V(\mathfrak{A} \,.\, \mathfrak{G})$, wenn $\mathfrak{A}$ den Vektor vom Auftriebspunkt zum Schwerpunkt des schwimmenden Systems und $\mathfrak{G}$ dessen Gewicht bezeichnet.

*) Die übrigen Komponenten des Impulsvektors betragen bei vorliegendem Apparate im ungünstigsten Falle $\frac{1}{1\,000\,000}$ bis $\frac{1}{100\,000}$ des Kreiselimpulses. Dies entspricht einer Winkelgröße von 2 bis 20 Sek.

Das Drehmoment der Düsenreaktion ist nach der bereits besprochenen Konstruktion des Pendels stets abhängig von dem jeweiligen Neigungswinkel der Rotationsachse zur Horizontalebene.

Das Pendel hat stets die Richtung von $\mathfrak{G}$, während die Düse, da sie fest an dem schwimmenden System montiert ist, in Richtung von $\mathfrak{A}$ fällt. Die Differenz der beiden Einheitsvektoren $(\mathfrak{a} - \mathfrak{g})$ mal einer Konstanten c gibt demnach den Hebelarm an, unter welchem die Düsenkraft $\mathfrak{P}$ angreift.

Das Drehmoment der Düse ist somit $= V((\mathfrak{a} - \mathfrak{g}) . c . \mathfrak{P})$. Seine Richtung ist annähernd senkrecht zur Achse und zur Knotenlinie des Kreisels (siehe Fig. 3 des Vortrages), während seine Größe durch die Konstruktionswerte bestimmt wird, wie Pendellänge, Größe der Düse, Geschwindigkeit des Luftstrahls.

Es ergibt sich nun aus dem Flächensatz die allgemeinste Bewegungsgleichung des Kreiselkompasses

$$(1) \quad \ldots \ldots \quad \frac{d\mathfrak{J}}{dt} = V(\mathfrak{J} . \mathfrak{r}) + V(\mathfrak{A} . \mathfrak{G}) + V((\mathfrak{a} - \mathfrak{g}) . c . \mathfrak{P}).$$

Hierin ist $\mathfrak{J}$ der Kreiselimpuls, der der Größe nach als konstant angesehen werden kann, so daß $\frac{d\mathfrak{J}}{dt}$ nur eine Richtungsänderung des Impulsvektors bedeutet, ferner $\mathfrak{r}$ die Rotationsgeschwindigkeit des Bezugsystems, das wir an die Erde anheften. Dann ist $\mathfrak{r} = \mathfrak{U} =$ Winkelgeschwindigkeit der Erde. Steht der Kompaß für unser Auge ruhig, so ist $\frac{d\mathfrak{J}}{dt} = 0$. Es gilt also die Bedingung:

$$(2) \quad \ldots \ldots \quad V(\mathfrak{J} . \mathfrak{U}) = - V(\mathfrak{A} . \mathfrak{G}) - V((\mathfrak{a} - \mathfrak{g}) . c . \mathfrak{P}).$$

Bei dieser Gleichung ist bemerkenswert, daß $V(\mathfrak{A} . \mathfrak{G})$ stets in der Horizontalebene liegen muß, da die Erdschwere $\mathfrak{G}$ immer vertikal gerichtet ist. Die Rotationsgeschwindigkeit der Erde $\mathfrak{U}$ hat aber in jeder geographischen Breite (mit Ausnahme der Pole) eine horizontale Komponente, welche in die Richtung des Meridians fällt.

Sieht man zunächst von dem Drehmoment der Düsenreaktion $= V((\mathfrak{a} - \mathfrak{g}) . c . \mathfrak{P})$ ab, so resultiert hieraus für jede Stellung der Kreiselachse außerhalb des Meridians ein vertikales Drehmoment, das die Kreiselachse und damit die Rose nach der Gleichgewichtslage im Meridian hinführt und um diese Gleichgewichtslage pendeln läßt, bis die Reibungskräfte das System zur Ruhe bringen.

Die gesamte potentielle Energie des Systems hängt offenbar von der Größe $(\mathfrak{a} - \mathfrak{g})$ ab; sie ist um so größer, je mehr der Schwerpunkt aus seiner Gleichgewichtslage gehoben ist. Das Moment $V((\mathfrak{a} - \mathfrak{g}) . c . \mathfrak{P})$ verringert nun bei richtiger Wahl der Richtung von $\mathfrak{P}$ stets diese potentielle Energie, oder, mit anderen Worten, wirkt dämpfend auf die Schwingungen der Kreiselachse um den Meridian ein.

Der Beweis dieser Behauptungen geht aus der weiteren Rechnung hervor. Zu diesem Zwecke bestimmen wir die Richtung des Impulsvektors durch die Winkel α und β, die er mit der Meridianebene und mit der Horizontalebene bildet. Der Winkel β liegt demnach in der Vertikalebene durch den Impulsvektor (-Kreiselachse). Er erreicht keinen höheren Wert als einige Bogenminuten.

Der Winkel α liegt in einer um β zur Horizontalebene geneigten Ebene und wird an der Rosenteilung abgelesen. Er unterscheidet sich von dem in der Horizontalebene abgelesenem Azimuth nur um einen Betrag klein in der zweiten Ordnung. Beide Winkel können demnach als gleich angesehen werden.

Unsere Vektorengleichung (1) zerlegen wir nun in zwei Komponentengleichungen in der Ebene von α und β. Wir erhalten dann

$$(3) \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{in der Ebene } \alpha: \\ \text{I.} \quad \frac{d\alpha}{dt} . J = - J u . \sin\varphi + m g a . \beta \\ \text{in der Ebene } \beta: \\ \text{II.} \quad \frac{d\beta}{dt} J = - J u . \cos\varphi . \sin\alpha - \beta . D \end{array} \right.$$

Hierin bedeutet:

φ = geographische Breite des Beobachtungsortes
m = Masse des schwimmenden Systems
g = Erdbeschleunigung
m g = scalarer Wert von $\mathfrak{G}$
a = „ „ „ $\mathfrak{A}$
D = „ „ „ $\mathfrak{P} . c.$

Für die Vorzeichen gelte:

φ positiv auf der nördlichen Halbkugel
α „ bei westlicher Weisung
β „ bei gegebener Nordachse.

Das Düsendrehmoment D liegt, wie schon oben erwähnt, aus dem Grunde in der Ebene β, weil die Düsenreaktionskraft $\mathfrak{P}$ laut Konstruktion immer senkrecht zur Ebene β wirkt.

Einzelne Vereinfachungen bei der Komponentenzerlegung ergeben sich daraus, daß β stets ein kleiner Winkel ist. Aus Gleichung I erhält man:

$$\beta = \frac{J}{m\,g\,a}\left(\frac{d\,\alpha}{d\,t} + u \,.\, \sin\varphi\right)$$

$$\frac{d\,\beta}{d\,t} = \frac{J}{m\,g\,a} \,.\, \frac{d^2\,\alpha}{d\,t^2}$$

Man kann nun aus Gleichung II den Winkel β eliminieren:

$$(4) \quad \frac{J^2}{m\,g\,a} \,.\, \frac{d^2\,\alpha}{d\,t^2} = -\,J \,.\, u \,.\, \cos\varphi \,.\, \sin\alpha - \frac{J}{m\,g\,a} \,.\, D \,.\, \frac{d\,\alpha}{d\,t} - \frac{J}{m\,g\,a} \,.\, D \,.\, u \,.\, \sin\varphi^{*}).$$

Diese Gleichung stellt offenbar eine gedämpfte Schwingung in differentialer Form dar, und zwar entspricht:

$\frac{J^2}{m\,g\,a} = M_s$ der schwingenden Masse

$J \,.\, u \,.\, \cos\varphi = R$ der Richtkraft (ähnlich der Richtkraft des Magnetkompasses)

$\frac{J}{m\,g\,a} \,.\, D = k$ den dämpfenden Reibungskräften, die in unserem Falle durch die Düsenreaktion künstlich erzeugt und proportional der Schwingungsgeschwindigkeit sind.

Das nur von der geographischen Breite abhängige Glied

$$\frac{J}{m\,g\,a} \,.\, D \,.\, u \,.\, \sin\varphi$$

stellt ein für eine bestimmte Breite konstantes Drehmoment dar, welches eine „Abdrängung" der Gleichgewichtslage des Instruments aus dem Meridian zur Folge hat. Es rührt daher, daß die Dämpfung nicht proportional der Schwingungsgeschwindigkeit auf der Erde, sondern proportional der Schwingungsgeschwindigkeit im Raume wirkt.

Die Größe der „Abdrängung" ergibt sich aus der Gleichung für die Gleichgewichtsstellung:

*) Der Wert J in der Gleichung (4) ist absichtlich nicht gekürzt, da sonst die Dimensionsformel nicht mehr stimmt.

$$J \cdot u \cdot \cos\varphi \cdot \sin\alpha_0 = -\frac{J}{m\,g\,a} \cdot D \cdot u \cdot \sin\varphi$$

und da α_0 immer nur ein kleiner Wert ist

$$(5) \quad \alpha_0 = -\frac{D}{m\,g\,a} \cdot \operatorname{tg}\varphi.$$

Rechnet man die Winkel α nicht von der Meridianebene aus, sondern verdreht die Bezugsebene um den Winkel α_0, so gelangt man zu der gewöhnlichen Differentialgleichung für gedämpfte Pendelschwingungen. Diese schreibt sich dann unter Benutzung der Abkürzungen:

$$(6) \quad M_s \frac{d^2\alpha}{dt^2} = -R \cdot \sin\alpha - k \cdot \frac{d\alpha}{dt}.$$

Die exakte Lösung dieser Gleichung führt zu elliptischen Funktionen, doch setzen wir hier zur Vereinfachung, wie es auch in der Theorie der Pendelschwingungen für kleine Ausschläge üblich ist, $\sin\alpha$ = Winkel α. Die Gleichung gilt dann nur für kleine Werte von α und lautet:

$$(6a) \quad M_s \frac{d^2\alpha}{dt^2} = -R \cdot \alpha - k \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung ist bekannt. Rechnet man die Zeit von einem Durchschlagspunkte durch die Gleichgewichtslage, so erhält man:

$$(7) \quad \alpha = A \cdot e^{-\frac{k}{2m_s} \cdot t} \cdot \sin \sqrt{\frac{R}{m_s} - \frac{k^2}{4m_s^2}} \cdot t. \quad (A = \text{Amplitudenkonstante.})$$

Die Gleichung für die ungedämpfte Schwingung würde lauten:

$$(8) \quad M_s \cdot \frac{d^2\alpha}{dt^2} = -R \cdot \alpha$$

und die entsprechende integrale Lösung:

$$(9) \quad \alpha = A \cdot \sin \sqrt{\frac{R}{m_s}} \cdot t. \quad (A = \text{Amplitudenkonstante.})$$

Daraus berechnet sich die Schwingungszeit der ungedämpften Schwingung:

$$(10) \quad T_s = 2\pi \sqrt{\frac{m_s}{R}} = 2\pi \sqrt{\frac{J}{m\,g\,a \cdot u \cdot \cos\varphi}} \text{ *)}$$

und der gedämpften Schwingung:

$$(11) \quad T_d = \frac{4\pi M_s}{\sqrt{4\,m_s \cdot R - k^2}}$$

*) Siehe auch Dr. O. Martienssen, Phys. Z. J. 7 Nr. 15.

Wird in der letzten Gleichung $k^2 \geqq 4 m_s . R$, so erhalten wir keine reelle Schwingungszeit mehr, sondern der Apparat fällt aperiodisch in seine Gleichgewichtslage. Dieser Fall läßt sich durch die Luftdämpfung ebenfalls erreichen, wird jedoch für die in Betracht kommenden geographischen Breiten vermieden. Daß die Breite überhaupt in die Gleichung hineinspielt, rührt daher, daß R mit dem $\cos \varphi$ abnimmt.

Ist $k^2 < 4 m_s . R$, so kommen reelle Schwingungen zustande, die allein hier betrachtet werden sollen. Ihre Ausschläge nehmen in einem konstanten Verhältnis ab, das je nach dem Verwendungszweck des einzelnen Instruments auf 0,1 bis 0,4 gehalten wird. Der Log nat dieses Verhältnisses wird als logarithmisches Dekrement bezeichnet und besitzt nach der Schwingungstheorie den Wert

$$= - \frac{k}{4 m_s} . T_d = - \varepsilon.$$

Hierin ist der Wert $- \frac{k}{4 m_s}$ nur von der Konstruktion des Apparates und nicht von der geographischen Breite abhängig. Die log. Kurven $\pm A . e^{- \frac{k}{2 m_s} . t}$ begrenzen die Schwingungsausschläge. A ist hierin als Amplitudenkonstante von der ersten Ablenkung abhängig. Da nun, wie oben erwähnt, $- \frac{k}{2 m_s}$ für einen bestimmten Apparat konstant ist, so ist auch die logarithmische Kurve, welche die Schwingungsausschläge begrenzt, in jeder geographischen Breite für einen bestimmten Anfangsausschlag dieselbe. Man kann demnach die Zeit angeben, in der er sich, der Kreiselkompaß, bei einer bestimmten Anfangsablenkung beruhigt. Die Anzahl der dazwischen liegenden Schwingungen ist dagegen variabel mit der geographischen Breite.

Die Schwingungszeit T_d und das logarithmische Dekrement ε lassen sich durch Beobachtung direkt bestimmen. Dann findet man

$$\frac{k}{4 m_s} = \frac{\varepsilon}{T_d}$$

und durch eine Kombination der Schwingungsgleichungen (10) und (11):

$$(12) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \left(\frac{T_d}{T_s}\right)^2 = 1 + \left(\frac{\varepsilon}{\pi}\right)^2.$$

Diese der Beobachtung leicht zugänglichen Größen T_d, ε, T_s reichen für alle in der Praxis vorkommenden Fälle aus, das Verhalten des Kreiselkompasses zu bestimmen.

Vor allem kann aus diesen Werten die „Abdrängung“ des Kreisels aus dem Meridian infolge der Dämpfung für die verschiedenen Breiten berechnet werden.

Wir hatten hierfür die Bedingungsgleichung (5) aufgestellt:

$$\alpha_0 = \frac{-D}{m\,g\,a} \cdot \operatorname{tg} \varphi.$$

Durch Umformung und Einführung der Werte T_d und ε erhält man

$$(13) \quad \ldots \quad \alpha_0 = \frac{-\varepsilon}{\pi^2 + \varepsilon^2} \cdot T_d \cdot u \cdot \cos \varphi_B \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

(φ_B bedeutet diejenige Breite, für die ε und T_d bestimmt wurden). Als Beispiel für die Größe von α_0 kann ein Instrument dienen, das z. Z. in der Kaiserl. Deutschen Marine in Gebrauch ist. Für dieses wurde bestimmt in der Breite

$$\varphi_B = 53^\circ\ 20'\ N$$

gedämpfte Schwingungszeit $T_d = 4110$ Sek.

das Verhältnis zweier aufeinanderfolgenden Amplituden = 0,21. Dies ergibt

$$\varepsilon = -\lg \text{ nat } 0{,}21 = 1{,}56$$
$$\varepsilon^2 = 2{,}434$$
$$u = \text{Winkelgeschwindigkeit der Erde} = 7{,}29 \cdot 10^{-5}$$

Setzen wir diese Zahlenwerte in die Gleichung ein, so erhält man in Graden $\alpha_0 = -1{,}30 \cdot \operatorname{tg} \varphi$.

Das Minuszeichen bedeutet entsprechend der früheren Festsetzung östliche Weisung auf der nördlichen und westliche Weisung auf der südlichen Halbkugel. Die entsprechenden Werte von φ und α_0 sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

φ	α_0
0°	0°
20°	0.47°
40°	1.09°
60°	2.25°
70°	3.57°

Man sieht, daß die Werte von α_0 nur gering sind gegenüber der Mißweisung, mit der man beim Magnetkompaß zu rechnen gewohnt ist. Erst bei großen Veränderungen der Breite brauchen sie berücksichtigt zu werden.

Veränderungen der geographischen Länge üben naturgemäß keinen Einfluß auf den Kreiselkompaß aus.

Dagegen müssen die Schiffsbewegungen selbst rückwirken auf die Weisung des Kreiselkompasses, da diese von dynamischen Gesetzen abhängt. Jede Fortbewegung des Schiffes auf der Kugeloberfläche der Erde repräsentiert gleichzeitig eine gewisse Winkeldrehung, und zwar entspricht jeder Weggeschwindigkeit $\mathfrak{v}$ eine Winkelgeschwindigkeit $\mathfrak{w}$, die durch folgende Relation verbunden sind:

$$\mathfrak{w} = \frac{(\mathrm{V}\,\mathfrak{E} \,.\, \mathfrak{v})}{\mathfrak{E}^2}$$

(in dieser Vektorgleichung bedeutet $\mathfrak{E}$ den Erdradius).

Die skalare Größe

$$\mathrm{w} = \frac{\mathrm{v}}{\varepsilon}$$

erreicht nur einen kleinen Wert, da der Erdradius im Nenner steht. Diese Winkelgeschwindigkeit addiert sich nun graphisch zu der Winkelgeschwindigkeit der Erde. Es resultiert hierdurch ein Drehpol, der von dem Pol der Erde um einen kleinen Betrag verschieden ist. Der Kreisel weist nun immer zu dem resultierenden Drehpol, dessen Differenz von dem wahren Pol in die Rechnung eingestellt werden muß in den Fällen, wo es auf große Genauigkeit ankommt. Um die Größe dieser Differenz zu ermitteln, haben wir zuerst zu berücksichtigen, daß für uns nur die Winkelabweichungen zwischen Meridian und Drehpol in der Horizontalebene Interesse haben, und daß wir also die Komponentengleichung in bezug auf diese Ebene bilden müssen.

$\mathfrak{w}$ liegt in der Horizontalebene, da $\mathfrak{w} \perp \mathfrak{E}$.

Die Komponente der Erddrehung in der Horizontalebene ist $\mathrm{u} \,.\, \cos\varphi$ und fällt in die Richtung des Meridians. Der Winkel zwischen resultierendem Drehpol und Meridian

$$(14) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \delta = \frac{\mathrm{w}_1}{\mathrm{u} \,.\, \cos\varphi} = \frac{\mathrm{v}_1}{\mathrm{E} \,.\, \mathrm{u} \,.\, \cos\varphi},$$

wenn w_1 für die zum Meridian senkrechte Komponente von $\mathfrak{w}$ gesetzt wird, und zwar ist

$$\mathrm{w}_1 = \frac{\mathrm{v}_1}{\mathrm{E}},$$

v_1 ist dann die Komponente der Schiffsgeschwindigkeit in SN-Richtung.

Der Winkel δ ist westlich bei Süd/Nordkurs, östlich bei Nord/Südkurs. Er ist unabhängig von dem Kreisel und lediglich eine geometrische Korrelation zwischen Schiffsgeschwindigkeit und Erddrehung. Seine Werte sind in den für die Schiffahrt in Betracht kommenden Breiten klein. In folgender Tabelle ist δ in Graden für verschiedene Breiten und Schiffsgeschwindigkeiten zusammengestellt.

Komponente der Schiffsgeschwindigkeit in SN-Richtung	$\varphi = 0°$	$\varphi = 20°$	$\varphi = 40°$	$\varphi = 60°$	$\varphi = 70°$
4 Knoten in der Stunde	0.25	0.27	0.33	0.51	0.74
8 „ „ „ „	0.51	0.54	0.66	1.02	1.49
12 „ „ „ „	0.76	0.81	1.0	1.53	2.23
16 „ „ „ „	1.02	1.07	1.33	2.03	2.97
20 „ „ „ „	1.27	1.35	1.66	2.54	3.72
24 „ „ „ „	1.53	1.62	1.99	3.05	4.46

Von diesem Winkel δ zu unterscheiden ist ein Ausschlagswinkel μ, den der Kreiselkompaß infolge einer Geschwindigkeits ä n d e r u n g des Schiffes erfährt. Alle Beschleunigungsdrücke werden von dem Schiff auf den Kreisel in dessen Aufhängepunkt übertragen, während die Trägheitskräfte in dem Schwerpunkt des schwimmenden Systems angreifen. Nach der Theorie des Kreiselkompasses muß aber Aufhängepunkt und Schwerpunkt um den Wert a auseinander liegen. Weist der Kreiselkompaß ruhig nach Norden, und wirkt ein Beschleunigungsdruck in der Ost/Westrichtung, so hat dies offenbar nur ein Kanten des Schwimmers um die Kreiselachse zur Folge. Die Richtung der Kreiselachse wird hierdurch nicht beeinflußt. Anders verhält sich der Kreisel bei Beschleunigungsdrücken in der Richtung des Meridians, die ja gleichzeitig die Richtung seiner Achse ist. Dann verhindert der Trägheitswiderstand des Kreisels die Kantung des Schwimmers, und der Kreisel macht unter dem Einfluß des äußeren Drehmomentes eine Präzessionsbewegung. Ist γ die Beschleunigung des Schiffes in der SN-Richtung, so erhält man, da nur kleine Winkel in Frage kommen, nach dem Flächensatze:

$$(15) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad J \cdot \frac{d\alpha}{dt} = m\,a \cdot \gamma$$

$$(16) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mu = \alpha = \frac{m\,a}{J} \int_0^T \gamma \cdot dt$$

Richtkraft und Dämpfung sind hierbei nicht berücksichtigt, so daß die Gleichung nur für den Grenzfall genau gilt, daß die Zeit T der Störung als

unendlich klein gegenüber der Schwingungszeit des Instruments angesehen werden kann.

Das Integral

$$\int_0^T \gamma \, . \, d\,t$$

bildet dann als Grenzwert $T = 0$ einen Impulsstoß. Sein Wert ist gleich $v_2 - v_1$, d. h. gleich der Differenz der Schiffsgeschwindigkeiten in Richtung des Meridians. Die Gleichung ergibt dann

$$(16\,a) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mu = \frac{m\,a}{J} \, . \, (v_2 - v_1).$$

Der Winkel μ ist, wie man aus der Gleichung ersieht, nicht abhängig von der Erdrotation oder von der geographischen Breite, wie der oben errechnete Winkel δ, sondern nur von Konstruktionsgrößen des Apparates. Er muß sich also auf eine bestimmte Größe herabdrücken lassen. Um eine handlichere Formel zu bekommen, setzen wir die ungedämpfte Schwingungszeit nach Gleichung (10)

$$T_s = 2\,\pi \sqrt{\frac{J}{m\,g\,a \, . \, u \, . \cos \varphi}}$$

ein. Man erhält dann

$$(16\,b) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mu = \frac{4\,\pi^2}{g \, . \, u \, . \cos \varphi_B} \cdot \left(\frac{1}{T_s}\right)^2 \, . \, (v_2 - v_1).$$

φ_B ist die geographische Breite, für die T_s bestimmt wurde. Aus der Formel geht hervor, daß μ mit dem Quadrat der Schwingungszeit abnimmt. Bei nebenstehender Kurvenschar sind die Werte von μ im Verhältnis zur Schwingungszeit eingetragen. Da nun die maximale Schiffsgeschwindigkeit und somit auch der größte Wert, den $(v_2 - v_1)$ erreichen kann, bekannt ist, so läßt sich nach obiger Gleichung angeben, wie weit der Kreiselkompaß unter den ungünstigsten Umständen ausscheren kann. Es ist dabei ganz einerlei, in welcher Weise (durch Drehen, Stoppen, Anfahren) oder in welcher Reihenfolge die Geschwindigkeitsänderungen vor sich gehen. Der Wert μ für $(v_2 - v_1)_{max}$ kann nie überschritten werden. Er läßt sich auch durch Wahl einer entsprechend langen Schwingungszeit auf eine beliebige Größe herunterdrücken. Sobald die Schiffsgeschwindigkeit v_2 erreicht ist, schwingt der Kreisel in einer normalen Schwingungskurve wieder in die Gleichgewichtslage zurück, die alsdann um den kleinen Winkel δ gegen den Meridian verschoben ist.

In der Praxis kommen plötzliche Änderungen der Schiffsgeschwindigkeiten nicht vor. Infolgedessen werden die beobachteten Werte der „ballistischen Ausschläge“ μ hinter den nach obiger Formel berechneten Maximalwerten erheblich zurückstehen. Um eine bessere Annäherung an die wirklichen Verhältnisse zu erzielen, ist es notwendig, über den Verlauf der Beschleunigung γ eine bestimmte Annahme zu treffen. Die Kurven Fig. 1 sind nun für den einfachsten Fall berechnet, daß γ konstant sei. Es ist ferner eine verhältnismäßig starke Dämpfung eingeführt, um die Wirkung der Dämpfung besser hervortreten zu lassen. Die vollständige Entwicklung

Ballistische Ausschläge bei Abstoppen eines Schiffes von 10 m/Sek. Fahrgeschwindigkeit in der Meridianrichtung, abhängig von der Schwingungszeit des Kreiselkompasses, berechnet für eine konstante Verzögerung.

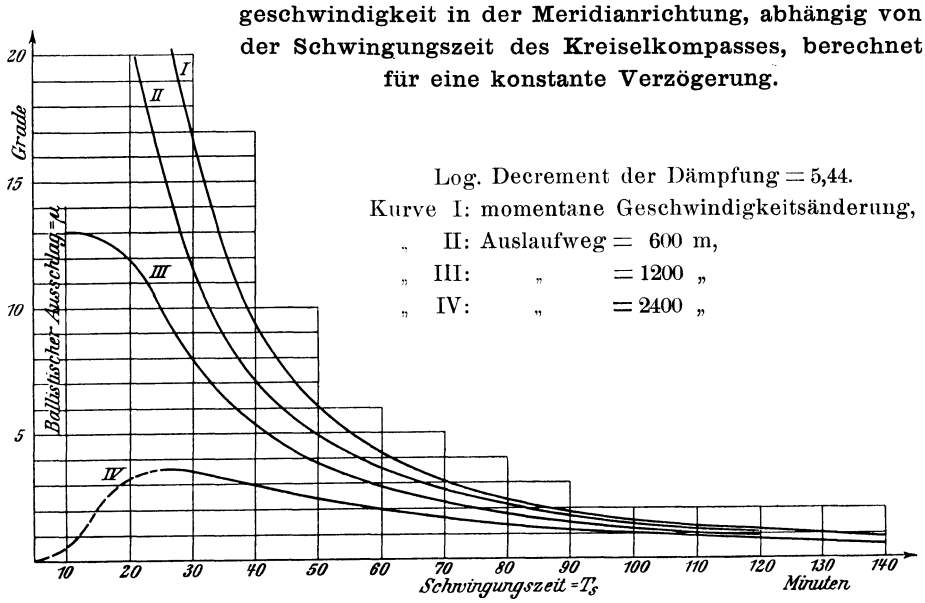


Fig. 1.

der zugrunde liegenden, komplizierten Gleichungen würde hier zu weit führen, doch sei der Gedankengang, wie man rechnerisch oder graphisch für eine beliebige, von der Zeit abhängige Funktion γ den ballistischen Ausschlag μ bestimmen kann, kurz angegeben.

Bisher haben wir nur die Schwingungen des Impulsvektors in der α (Horizontal-) Ebene verfolgt. Gleichzeitig damit führt jedoch der Impulsvektor auch Schwingungen in der β (Vertikal-) Ebene aus. Für den Fall, daß keine Dämpfung vorhanden ist, bestehen nun folgende beide Gleichungen, wie man sich leicht durch Einsetzen in die Grundgleichung unter Weglassung des Dämpfungsgliedes überzeugen kann:

$$(17)\ \ldots\ldots\ldots \begin{cases} \alpha = A \cdot \sin \dfrac{2\pi}{T_s} \cdot t \\ \beta = A \cdot \dfrac{2\pi}{T_s} \cdot \dfrac{J}{m\,g\,a} \cdot \cos \dfrac{2\pi}{T_s} \cdot t + \beta_0 \end{cases}$$

β_0 ist gesetzt für $\dfrac{J}{m\,g\,a} \cdot u \cdot \sin \varphi$.

Trägt man die Werte α und β in einem rechtwinkligen Koordinatensysteme ab, d. h. breitet man die Kugelkalotte, in der die Kurven liegen, in eine Ebene aus, so repräsentieren diese Gleichungen eine Ellipsenschar mit konstantem Achsenverhältnis. Die lange Achse ist um den Winkel β_0 aus der Horizontalen gehoben. Zu jeder Amplitudenkonstanten A gehört eine bestimmte Ellipse. Macht der Kreisel keine Schwingung, so muß $\alpha = 0$; $\beta = \beta_0$ sein. Wirkt nun ein Beschleunigungsdruck γ, so neigt sich die Gleichgewichtslage um $\dfrac{\gamma}{g}$. Dies ist gleichbedeutend mit einem Heben des Impulsvektors um den Winkel $\dfrac{\gamma}{g}$. Trägt man diesen Wert in die Zeichnung ein, so gelangt man auf eine bestimmte Ellipse, der man so lange zu folgen hat, wie die Beschleunigung γ anhält. Erlischt nun die Beschleunigung γ, so ist der Wert $\dfrac{\gamma}{g}$ wieder zurückzutragen und man erreicht eine neue Ellipse, welcher der Impulsvektor nunmehr stetig folgt.

Ähnlich liegen die Verhältnisse auch bei Berücksichtigung der Dämpfung, nur beschreibt das Ende der schwingenden Kreiselachse nicht einfache Ellipsen, sondern eine Art elliptischer Spiralen.

Die beiden zusammengehörigen Gleichungen lauten:

$$(18)\ \ldots\ldots\ldots \begin{cases} \text{I}\ \ \alpha = A \cdot e^{-\frac{k}{2\,m_s} \cdot t} \cdot \sin \dfrac{2\pi}{T_d} \cdot t \\ \text{II}\ \ \beta = \beta_0 + \dfrac{J}{m\,g\,a} \cdot \dfrac{d\alpha}{dt} \end{cases}$$

Durch Differentiation von I erhalten wir

$$(19)\ \ldots\ldots\ \frac{d\alpha}{dt} = A \cdot e^{-\frac{k}{2\,m_s} \cdot t} \cdot \left(\frac{2\pi}{T_d} \cdot \cos \frac{2\pi}{T_d} \cdot t - \frac{k}{2\,m_s} \cdot \sin \frac{2\pi}{T_d} \cdot t \right)$$

$\dfrac{2\pi}{T_d}$ und $\dfrac{k}{2\,m_s}$ werden dabei nach Gleichung (12) verknüpft

$$\left(\frac{T_d}{T_s}\right)^2 = 1 + \left(\frac{\varepsilon}{\pi}\right)^2$$

oder, da

$$\varepsilon = \frac{k}{4\,m_s} \cdot T_d$$

$$\left(\frac{2\pi}{T_s}\right)^2 = \left(\frac{2\pi}{T_d}\right)^2 + \left(\frac{k}{2\,m_s}\right)^2.$$

Führt man nach Fig. 2 den Winkel ξ ein, so ergibt sich

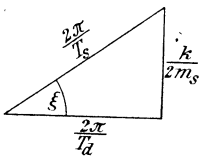


Fig. 2.

$$\frac{2\pi}{T_s} \cdot \sin\xi = \frac{k}{2\,m_s}$$

$$\frac{2\pi}{T_s} \cdot \cos\xi = \frac{2\pi}{T_d}$$

$$\operatorname{tg}\xi = \frac{k}{2\,m_s} \cdot \frac{T_d}{2\pi} = \frac{\varepsilon}{\pi}$$

$$\xi = \operatorname{arctg}\frac{\varepsilon}{\pi}.$$

Setzt man ξ in die Gleichung (19) ein, so wird:

$$(19\,a.) \quad \frac{d\alpha}{dt} = A \cdot e^{-\frac{k}{2\,m_s} \cdot t} \cdot \frac{2\pi}{T_s} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{T_d} \cdot t + \xi\right).$$

Durch Kombination der Gleichung (18) und (19 a) erhält man die Funktionen α und β abhängig vom Parameter t.

$$(20) \quad \begin{cases} \alpha = A \cdot e^{-\frac{k}{2\,m_s} \cdot t} \cdot \sin\dfrac{2\pi}{T_d} \cdot t \\ \beta = \dfrac{A \cdot J}{m\,g\,a} \cdot \dfrac{2\pi}{T_s} \cdot e^{-\frac{k}{2\,m_s} \cdot t} \cdot \cos\left(\dfrac{2\pi \cdot t}{T_d} + \xi\right) + \beta_0. \end{cases}$$

Analytisch eigentümlich bei dieser Gleichung ist die Phasenverschiebung ξ zwischen den Funktionen α und β. Die graphische Lösung der Gleichungen (17) und (20) findet sich in Fig. 3 und 4 (siehe auch Fig. 4 und 5 des Vortrages).

Ungedämpfte Schwingungskurve, beschrieben von dem Endpunkt der Kreiselachse, gesehen in der SN-Richtung.

β Achse 10 fach vergrößert.

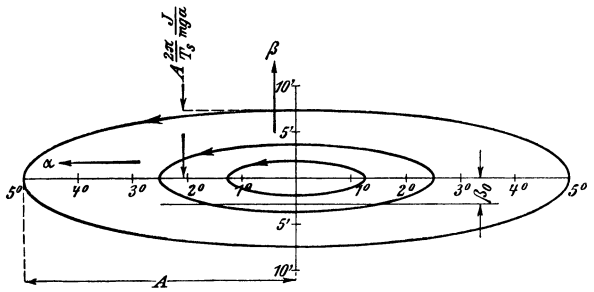


Fig. 3.

Gedämpfte Schwingungskurve, beschrieben von dem Endpunkte der Kreiselachse, in der SN-Richtung gesehen.

Die Werte β sind 10 fach vergrößert.

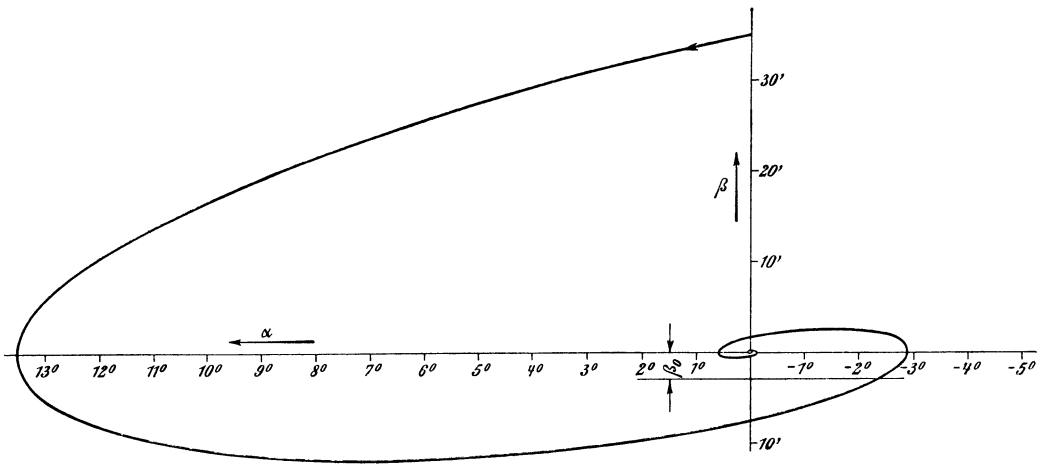


Fig. 4.

Die Daten sind einem ausgeführten Kreiselkompaß entnommen. Da die wichtigsten Größen, für welche die Kurven gezeichnet sind, auch zahlenmäßiges Interesse haben, so seien sie hier kurz zusammengestellt:

Richtkraft am Äquator . . . . . = 20 190 Dyn . cm
Schwingende Masse . . . . . = $404 . 10^7$ g . cm^2
Schwingungszeit gedämpft . . . . . = 4 110 sek.
ungedämpft . . . . . = 3 680 „
log. Dekrement der gedämpften Schwingung . . . = 1,56.

Zum Schluß sei noch die bisher vernachlässigte Flüssigkeitsreibung erwähnt. Die Güte eines Magnetkompasses wird vielfach beurteilt nach dem Verhältnis $\frac{\text{Richtkraft}}{\text{Gewicht der Rose}}$. Das magnetische Moment eines guten magnetischen Fluidkompasses beträgt etwa 5000 Dyn. cm.

Die Horizontal-Intensität beträgt in unseren Breiten (50 °) im günstigsten Falle 0,2 auf dem Lande und wird auf Panzerschiffen 0,1 nicht überschreiten. Wir haben also für den magnetischen Fluidkompaß

Richtkraft = 500 — 1000 Dyn. cm, je nach der Güte des Aufstellungsortes, bei einem Gewicht der Rose von ca. 300 g.

Beim Kreiselkompaß beträgt dagegen die Richtkraft in der Breite von 50° unabhängig vom Aufstellungsort

12 970 Dyn. cm, also das 12—20fache wie beim Magnetkompaß,
und das durch die Flüssigkeit getragene Gewicht

9 500 g. Das Verhältnis $\frac{\text{Richtkraft}}{\text{Gewicht}}$ stellt sich

demnach beim Kreiselkompaß auf 1,365 und beim magn. Fluidkompaß auf 1,7 — 3,3. Es ist ferner zu berücksichtigen, daß die Zähigkeit des Quecksilbers nur etwa $\frac{1}{8{,}5}$ von der des Wassers und $\frac{1}{6{,}6}$ von der des Alkohols ist.*) In bezug auf Richtkraft stellt sich also ein Kreiselkompaß günstiger als ein magnetischer Fluidkompaß selbst bei dem besten Aufstellungsort.

Es wären nun noch die Einflüsse zu betrachten, die von den Schlinger- und Stampfbewegungen sowie von Erschütterungen des Schiffes auf den Kreiselkompaß ausgeübt werden können. Irgendwelche Werte hierfür zu errechnen, ist nicht möglich, und nur genaue Beobachtungen an Bord werden ergeben, ob und in welchem Grade solche Einflüsse stattfinden. Es bietet natürlich auch

*) Siehe Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure Bd. 52 S. 1037.

große Schwierigkeiten, bei schwerem Wetter genaue Peilungen auszuführen. Die theoretische Überlegung sagt nur, daß der Kreiselkompaß infolge seiner großen schwingenden Masse alle Schlingerbewegungen, die innerhalb seiner halben Schwingungszeit (= 30 Minuten) stattfinden, integrieren muß. Da nun das Schiff während dieser halben Stunde höchstens eine Schlingerbewegung mehr nach rechts als nach links gemacht haben kann, so dürften die hierdurch verursachten Störungen sehr klein bleiben.

Besichtigungen.

XXIII. Die Fabriken der Siemens & Halske A.-G. und der Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H. am Nonnendamm bei Berlin.

Der Besuch der auf dem rechten Ufer der Spree zwischen Charlottenburg und Spandau am Nonnendamm gelegenen neuen Fabrikanlagen des Siemens-Konzerns am 20. November 1908 wird eine der lehrreichsten von unserer Gesellschaft vorgenommenen Besichtigungen bleiben. (Fig. 1.)

Übersichtsplan der Siemens-Werke am Nonnendamm.

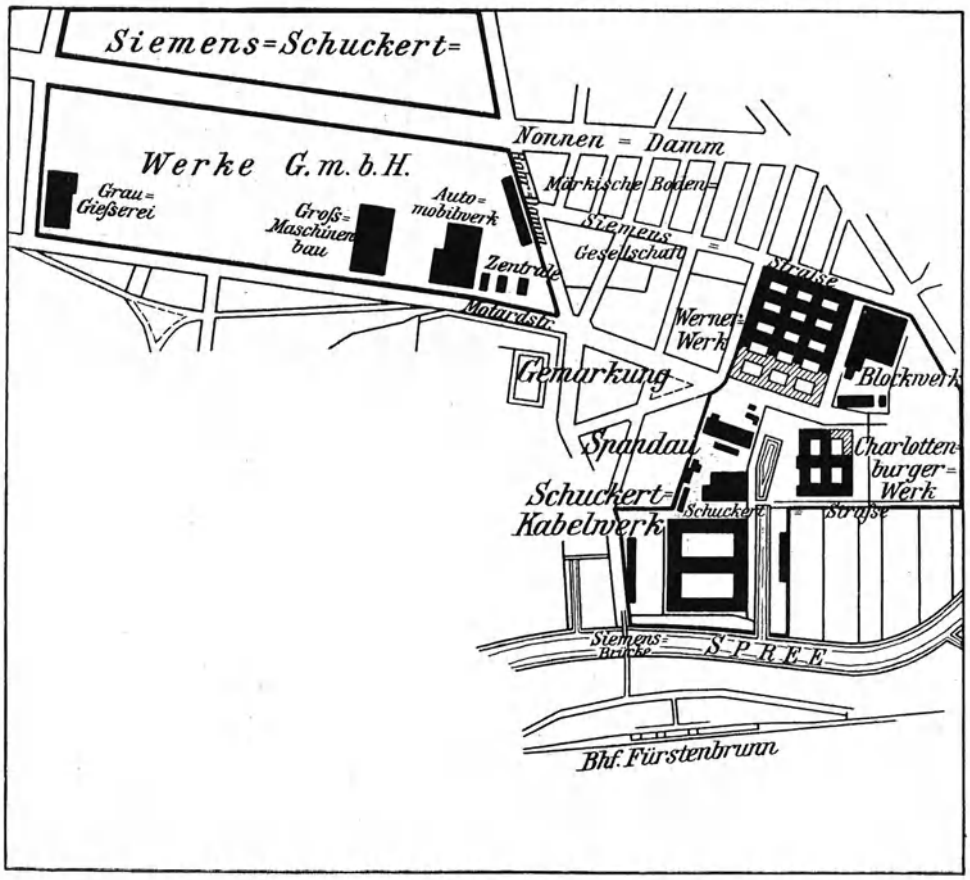
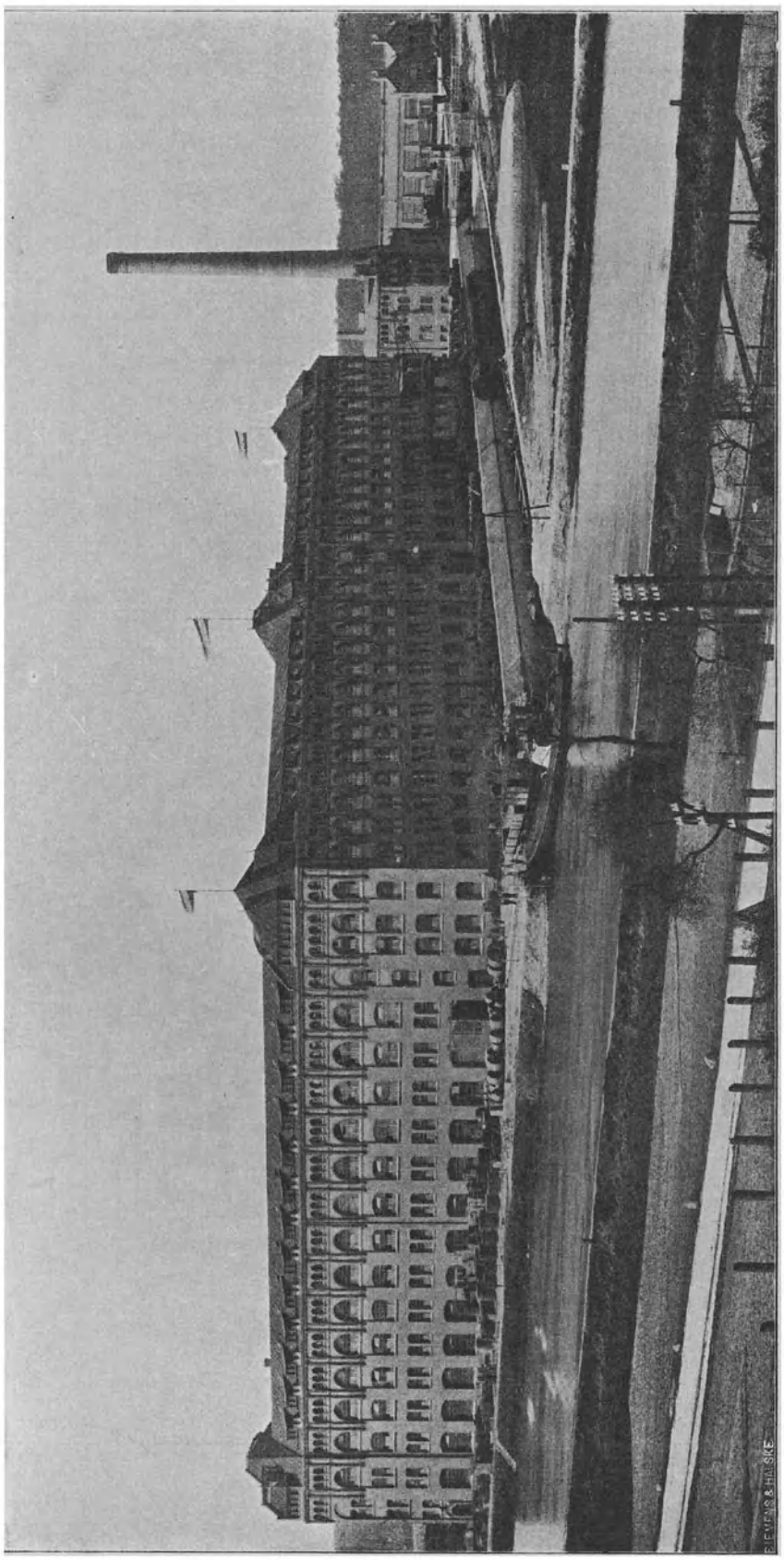


Fig. 1.



Das Kabelwerk am Nonnendamm.

Fig. 2.

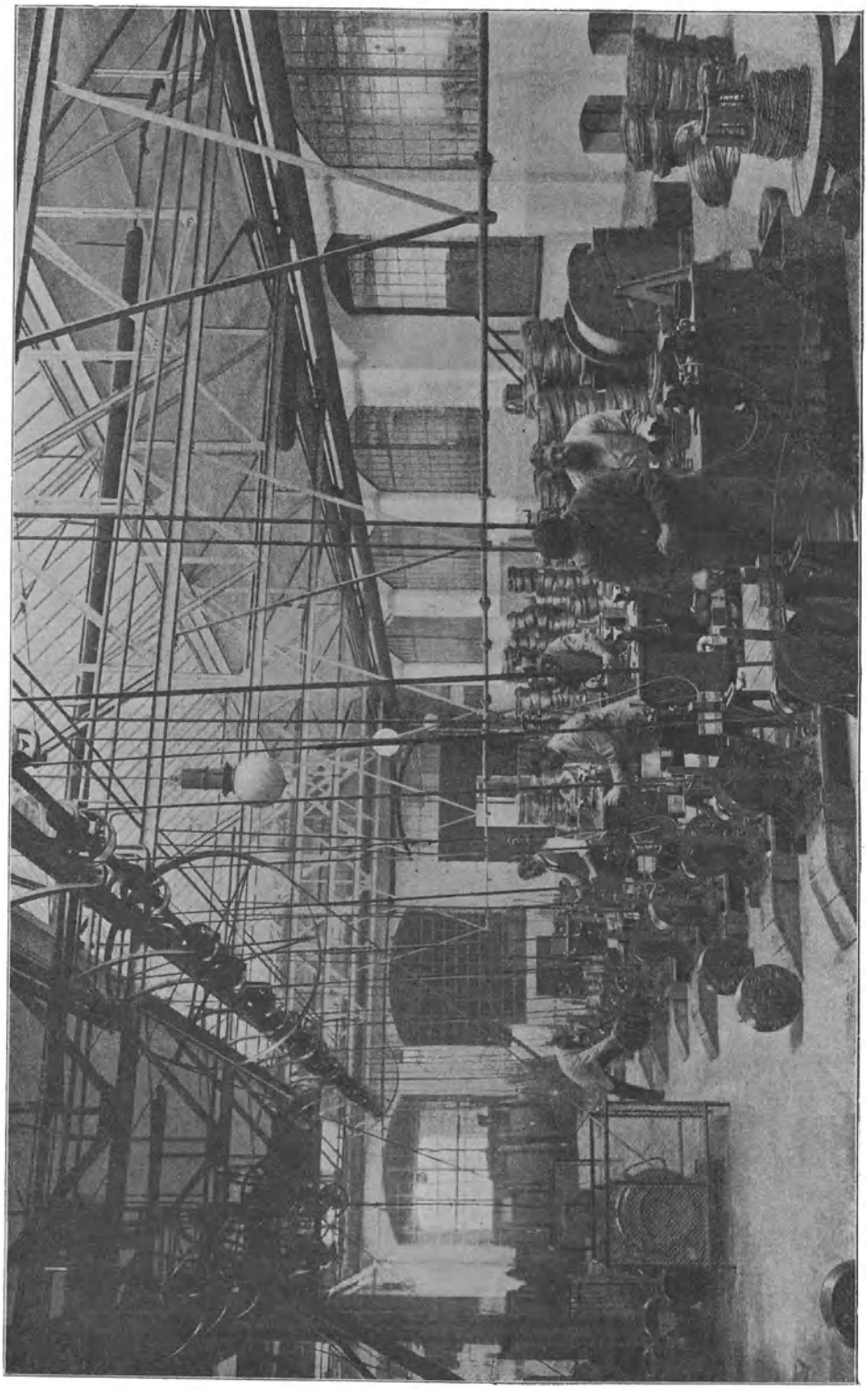
Unmittelbar im Anschluß an die Vorträge in der Hochschule begaben sich die Teilnehmer in einer Anzahl von nahezu 300 Personen unter Führung Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg zu Fuß nach der neuen Charlottenburger Brücke und bestiegen die dort bereitliegenden Dampfer, die den Landwehrkanal und die Spree hinab bis an das Kabelwerk der Siemensschen Fabrikanlagen führen. Zur Begrüßung der Gäste hatten

Elektrisch betriebener Portalkran am Stichkanal des Kabelwerkes.

Fig. 3.

sich an dem Landungssteg Herr Geheimer Regierungsrat W. v. Siemens sowie die Herren Direktoren und Prokuristen Karl Friedrich v. Siemens, v. Eicken, Dr. Franke, Henrich, Janisch, Krell, Natalis, Dr. Rasehorn, Rogge, Schulthes und Dr. Stauch eingefunden.

In Gruppen zu je 20 bis 30 Personen wurde unter sachkundiger Führung zunächst ein Gang durch das Kabelwerk angetreten. Die Einrichtungen dieser Fabrikationsabteilung sind so getroffen, daß an dem einen Ende des Raumes die Rohmaterialien lagern (Fig. 3) und an dem anderen Ende die fertigen Blei-



Aufwickeln der rohen Kupferdrähte auf besondere Spulen, die sogenannten „Bobinen".

Fig. 4.

kabel durch die Packerei die Fabrik verlassen. Der Fabrikationsgang ist folgender:

Die aus dem Kupferlager kommenden chemisch reinen Kupferdrähte werden zunächst durch besondere Maschinen auf kleine eiserne Trommeln gewickelt (Fig. 4). Auf Verseilmaschinen werden dann die aufgewickelten Kupferdrähte zur Kupferseele der Kabel in konzentrischen Lagen verseilt. Die Zahl der Drähte richtet sich nach der Größe des Querschnittes. Auf anderen Maschinen werden hernach diese Kupferseelen durch Bespinnungen mit Isoliermaterial isoliert, dessen Stärke und Material von der Betriebsspannung abhängig ist. Als Isolation für Landkabel wird jetzt fast ausschließlich Papier verarbeitet, während Kabel für Schiffsanlagen stets Gummiisolation erhalten.

Bei Doppel- resp. Dreifachkabeln werden zwei resp. drei solcher isolierter Adern verseilt und nochmals gemeinsam besponnen. Die isolierten Adern werden in entsprechend großen Trockenöfen unter Anwendung der Luftleere getrocknet und mit einer geeigneten Isoliermasse getränkt. Sobald die Kabelseele genügend lange Zeit in der Tränkmasse gelegen hat, wird sie direkt aus der heißflüssigen Tränkmasse heraus in die Bleipresse geleitet und hier unter hohem Druck mit einem vollständig wasserdichten Bleimantel umpreßt.

Um die fehlerfreie Isolation der Kabelstücke festzustellen, werden dieselben auf die Kabeltrommeln in große, mit Wasser gefüllte Bottiche gelegt, von welchen Meßleitungen in das mit den zur Prüfung von Kabeln erforderlichen Meßvorrichtungen versehene Prüfzimmer führen. Ist die Isolation für gut befunden, so werden die Kabel noch einmal mit der doppelten Betriebsspannung auf Durchschlagsfestigkeit geprüft.

Die blanken Bleikabel kommen darauf in die Armierungsmaschine. Um den Bleimantel nach Möglichkeit gegen chemische und äußere Einflüsse zu schützen, wird derselbe auf dieser Maschine zunächst mit einer zwischen zwei heiß aufgetragenen neutralen Kompositionsschichten lagernden, besonders für diesen Zweck geeigneten Papierbespinnung und alsdann mit einer asphaltierten Jutebespinnung umgeben. Außerdem erhält das Kabel noch eine Armatur von zwei Eisenbandspiralen, welche sich mit gleicher Steigung um das Kabel in offenen Spiralen derart legen, daß die obere Bandeisenlage die offenen Zwischenräume der unteren Spirale gut deckt, wodurch das Kabel biegsam bleibt (Fig. 5). Ein auf diese Weise hergestelltes Kabel darf jedoch nur dort verlegt werden, wo es nicht auf Zug beansprucht wird. Ist dies der Fall, z. B. in Bergwerken als Schachtkabel oder als Flußkabel, so tritt an Stelle der Band-

eisenarmatur eine solche aus verzinktem Rund- oder Fassoneisen. Über diese Armatur kommt zuletzt noch ein asphaltierter Juteüberzug, welcher die Armatur gegen Rost schützen soll (Fig. 6). Nachdem das Kabel schließlich, um das Kleben des asphaltierten Juteüberzuges bei warmer Temperatur zu verhindern, durch ein Bad von Schlämmkreide gezogen worden ist, wird es auf große Holztrommeln gewickelt (Fig. 7). Die Verarbeitung der blanken Bleikabel zu armierten Bleikabeln erfolgt in ein und derselben Maschine.

Aufbringen einer Eisendrahtarmatur auf ein Kabel.

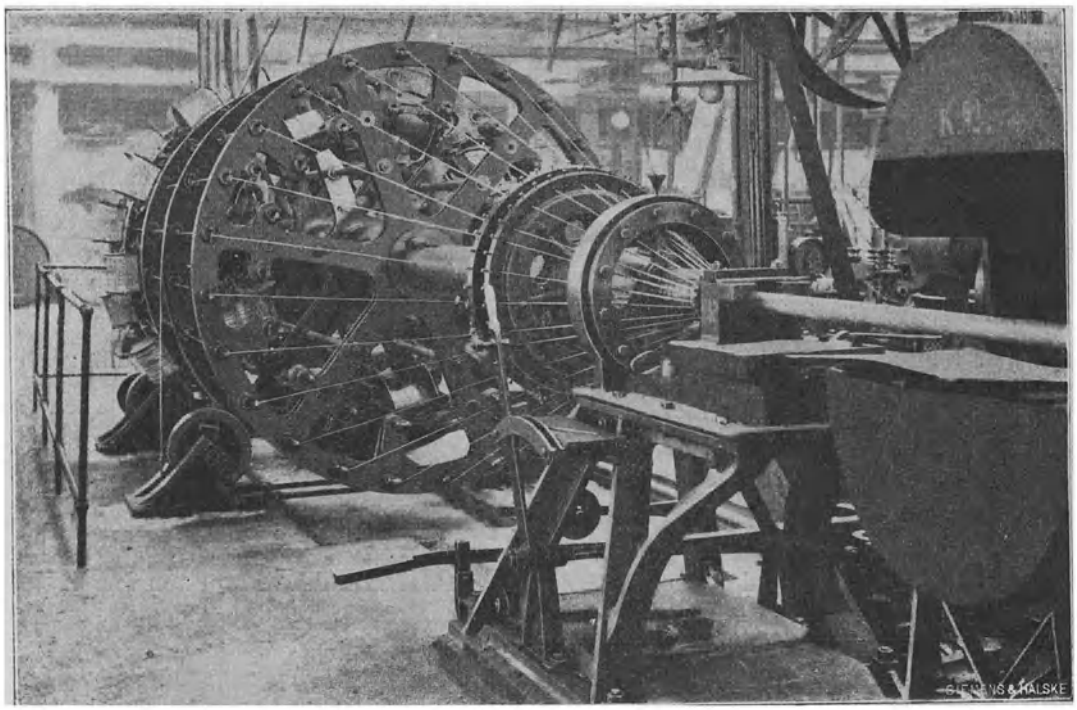


Fig. 5.

Nachdem die Verwaltung ihren Gästen in höchst freigebiger Weise in den Kasinos und Speisesälen der Fabrik ein Frühstück dargeboten hatte, wurde das Kraftwerk besichtigt, das sämtliche am Nonnendamm gelegenen Werke des Siemens-Konzerns mit Licht und Kraft, zum großen Teil auch mit Heizung versieht. Unsere Besichtigung galt hier zunächst dem Maschinenhaus, welches zwei stehende Dreifachexpansionsdampfmaschinen, jede zu 700 PS. mit einer Gleichstromdynamo für 220—250 Volt gekuppelt, enthält und außerdem noch 4 Turboaggregate von je 2000 PS. bei n = 1500

und 11 Atm. Dampfdruck. Die Turbinen arbeiten mit überhitztem Dampf von ca. 270 ° C, die Turbodynamos sind für Gleichstrom von 220 Volt Spannung gebaut, die Stromstärke pro Dynamo beträgt ca. 2700 Ampère. Das Kesselhaus umfaßt zurzeit 13 Wasserröhrenkessel, von denen jeder mit einem eingebauten Überhitzer versehen ist. Die wasserberührte Heizfläche jedes Kessels beträgt etwa 330 qm. Alle Kessel sind für einen Druck von 12 Atm. konzessioniert; ein Teil der Kessel dient für die Heizdampferzeugung, der

Bespinnen eines Kabels mit asphaltierter Jute.

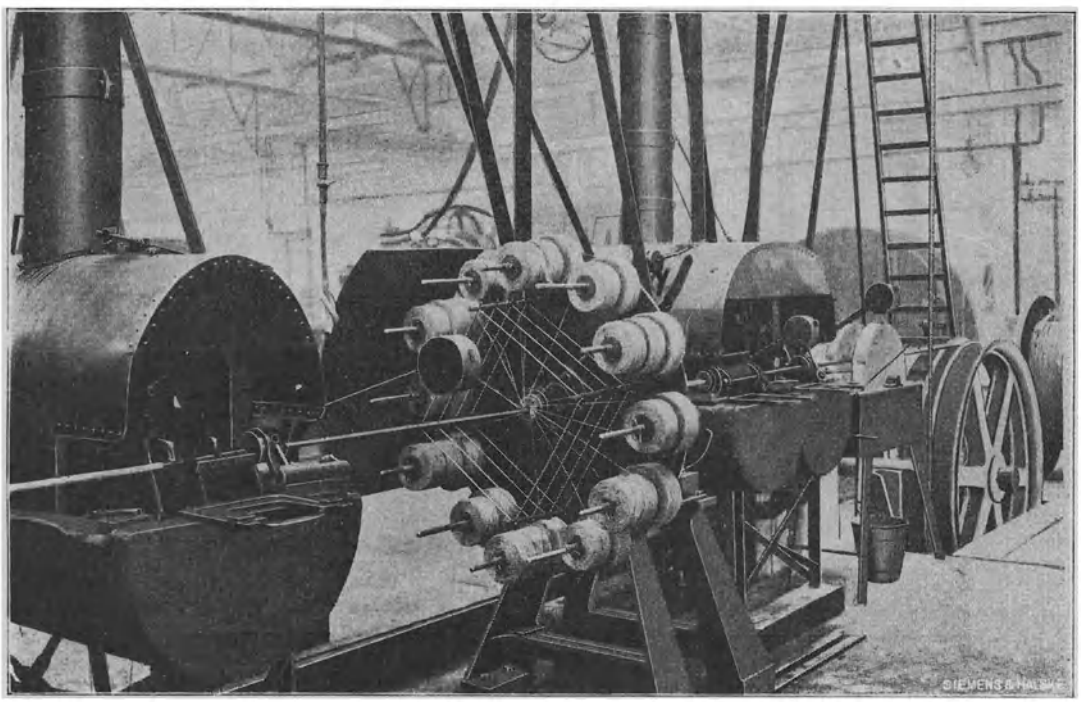
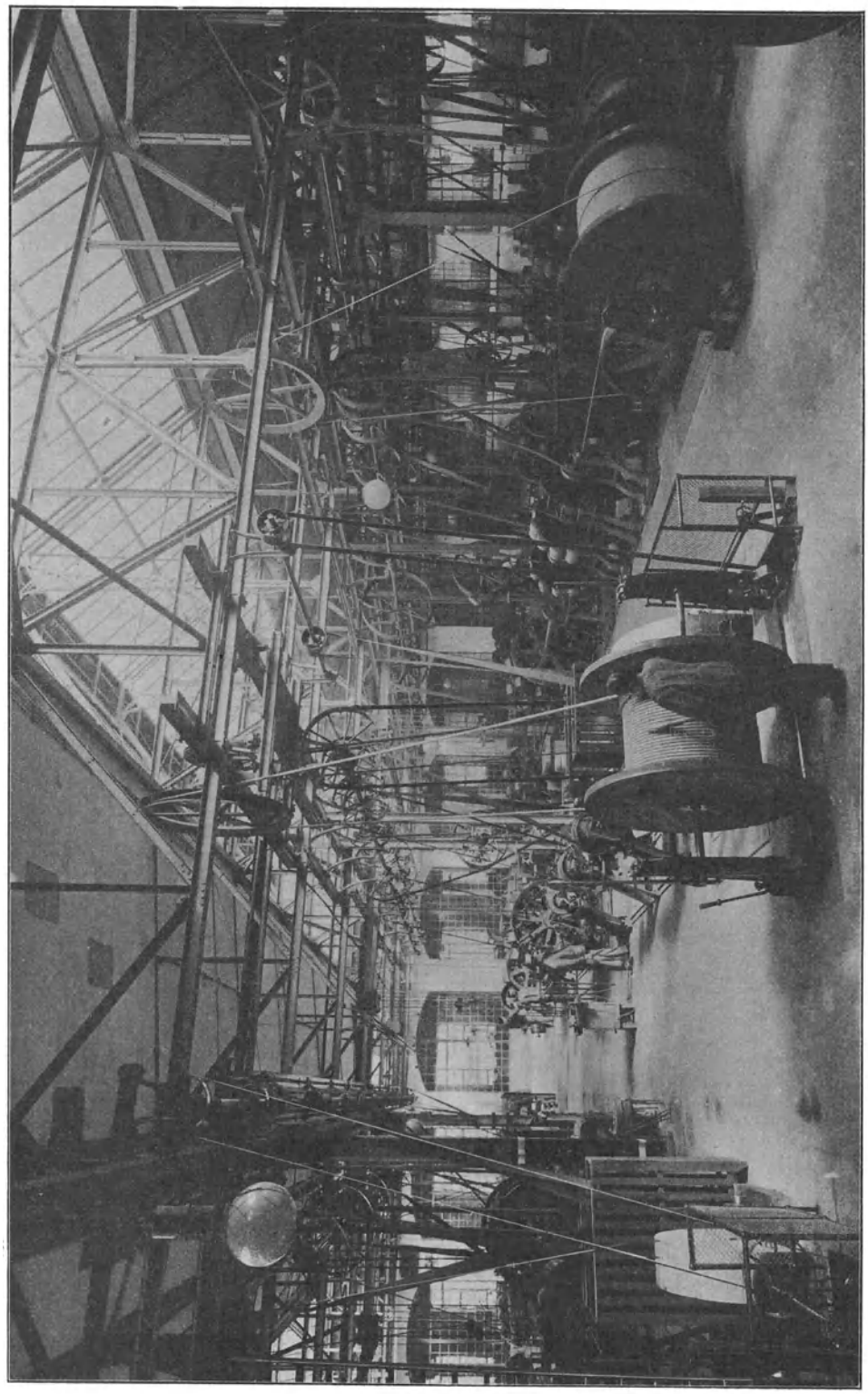


Fig. 6.

andere Teil für Maschinendampferzeugung. Die Kessel sind durchweg mit Kettenrostfeuerungen nach dem System Babcock-Wilcox versehen. Die Asche wird automatisch durch eine Schüttelrinne und Becherwerkanlage entfernt. Die Kohlenversorgung wird durch mechanische Förderanlagen, welche von der Berlin-Anhalter Maschinenbau-Aktiengesellschaft geliefert sind, besorgt. Es kommen sogenannte Selbstgreifer, Betrieb- und Bandförderer in Anwendung. Die stündliche Leistung der Anlage stellt sich auf 30 bis 40 Tonnen geförderte Kohlen. Die Gesamtkosten für die Beförderung der Kohlen aus



Die Aufwicklung eines Kabels auf große Holztrommeln.

Fig. 7.

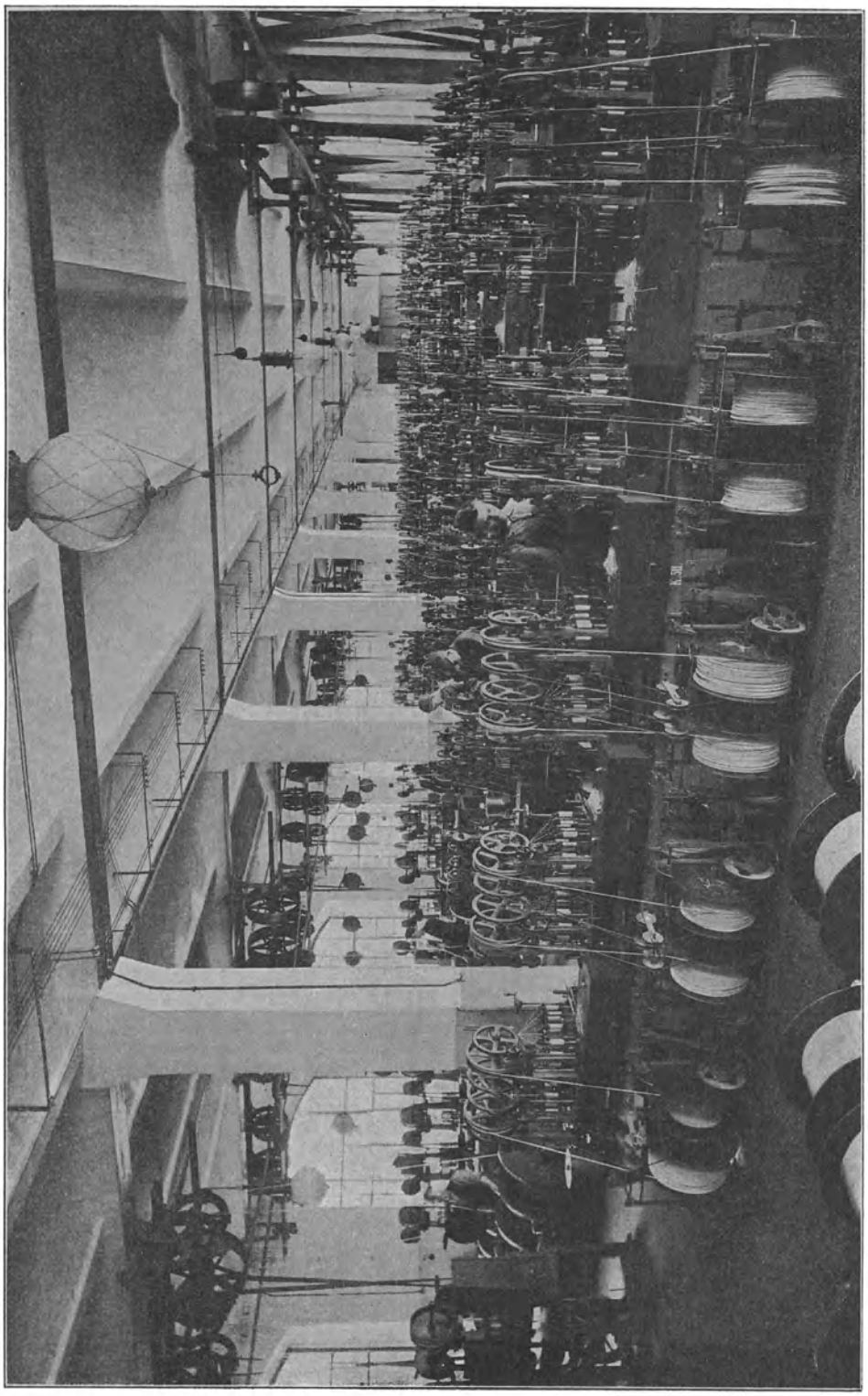
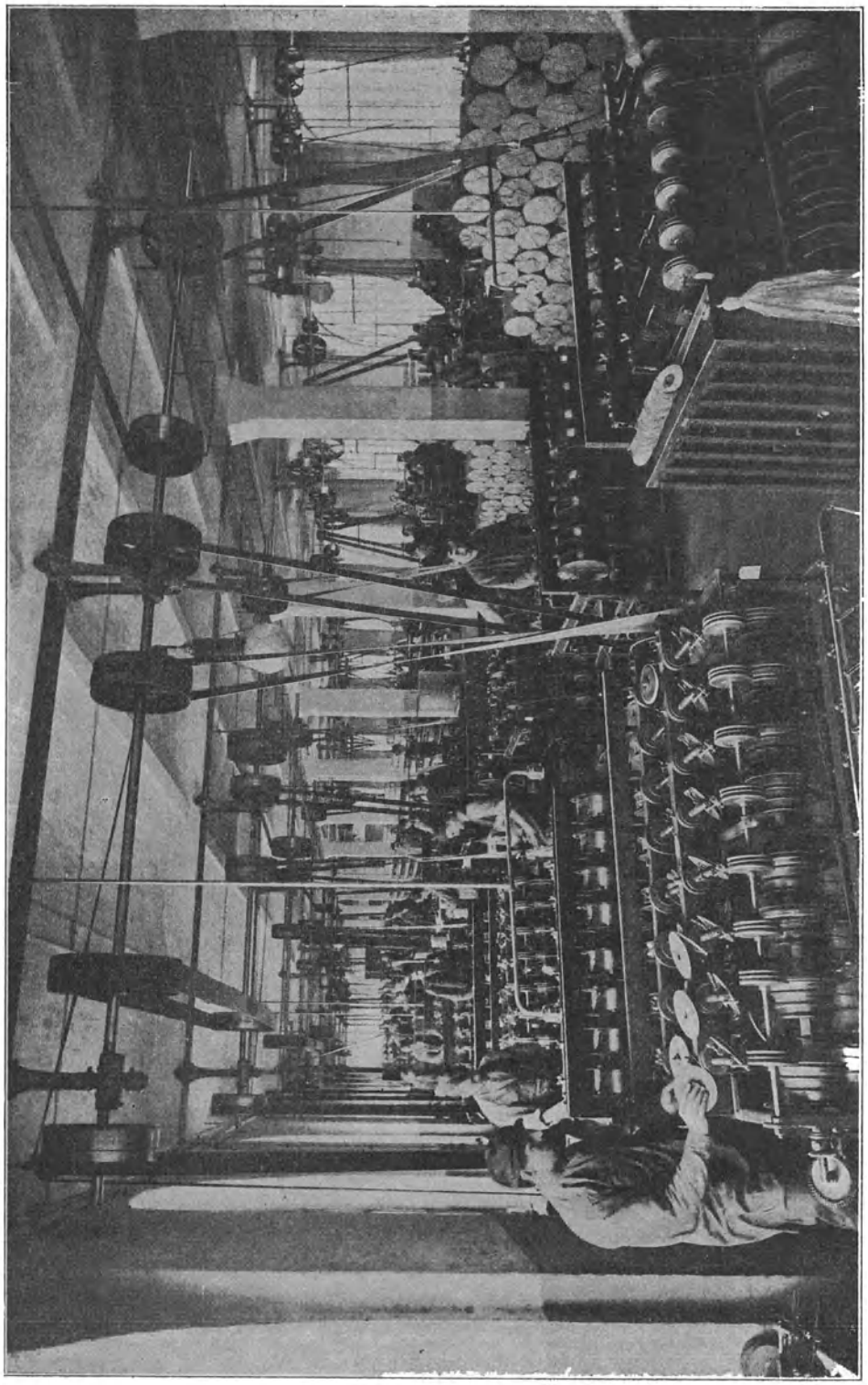


Fig. 8.

Klöppelmaschinen, welche die Drähte mit einem schlauchartigen Mantel umschließen und in derselben Weise arbeiten wie Strickmaschinen.



Umspinnung von Telephondrähten mit Papierband.

Fig. 9.

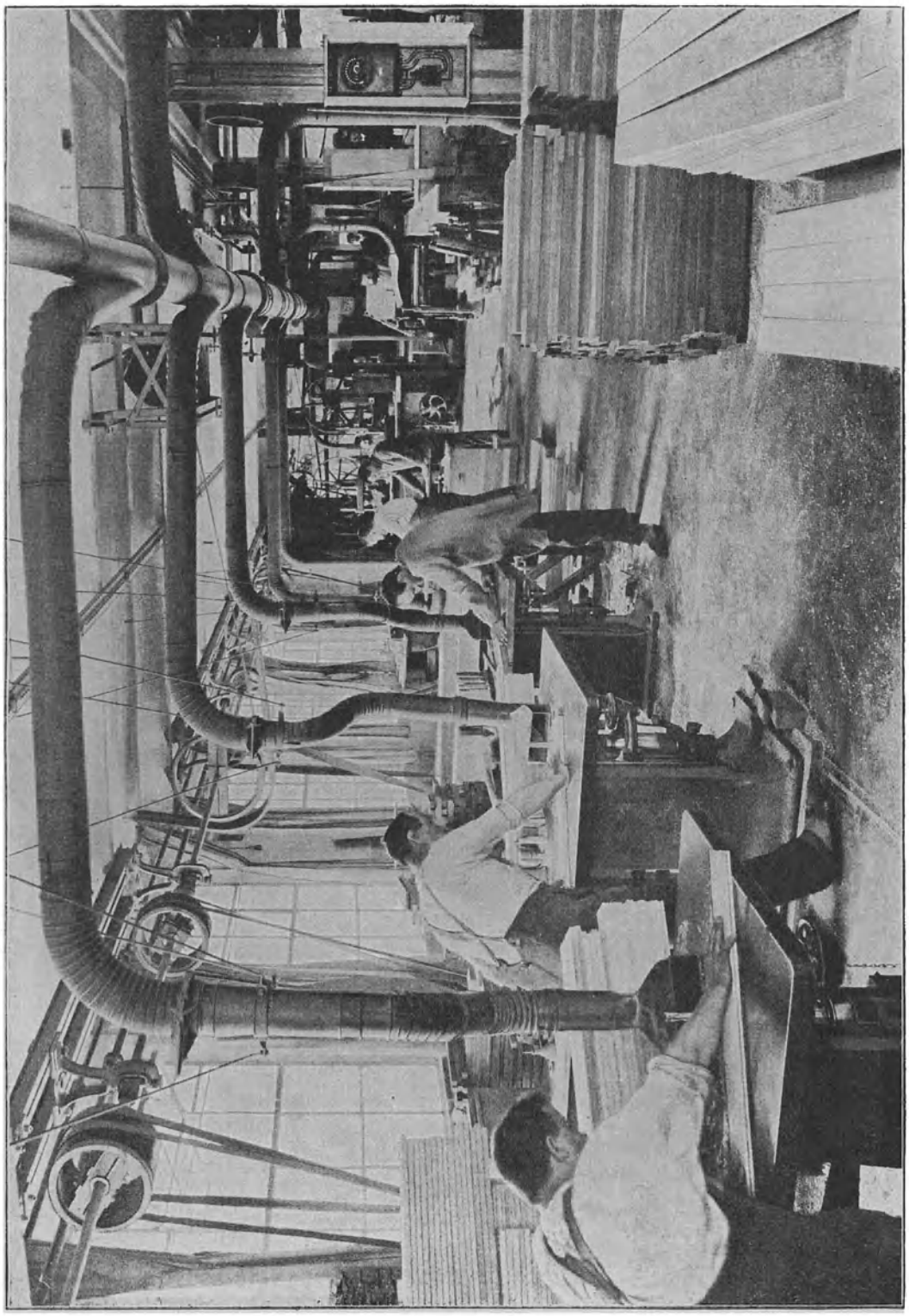


Fig. 10.

dem Kahn zu dem Kohlenlager und von dort in die Kesselfeuerungen stellen sich auf 0,32 M. pro Tonne. In der Hauptsache werden Oberschlesische Kohlen verbraucht.

Nach dem Besuche des Kraftwerkes wurde das Wernerwerk der Siemens & Halske A.-G. in Augenschein genommen. Welche gewaltige Aus-

Arbeiterspeisesaal.

Fig. 11.

dehnung allein dieser Fabrikteil besitzt, darüber mögen folgende Zahlen Aufschluß geben. Es beträgt:

die bebaute Grundfläche	20 000	qm
die Nutzfläche	82 000	qm
die Frontlänge	150	m
die Durchschnittsgröße der Werkstätten	40×14	m
die Anzahl der Räume	1 300	
die Höhe der Räume: Im Erdgeschoß .	4,70	m
In den Stockwerken .	4,10	m

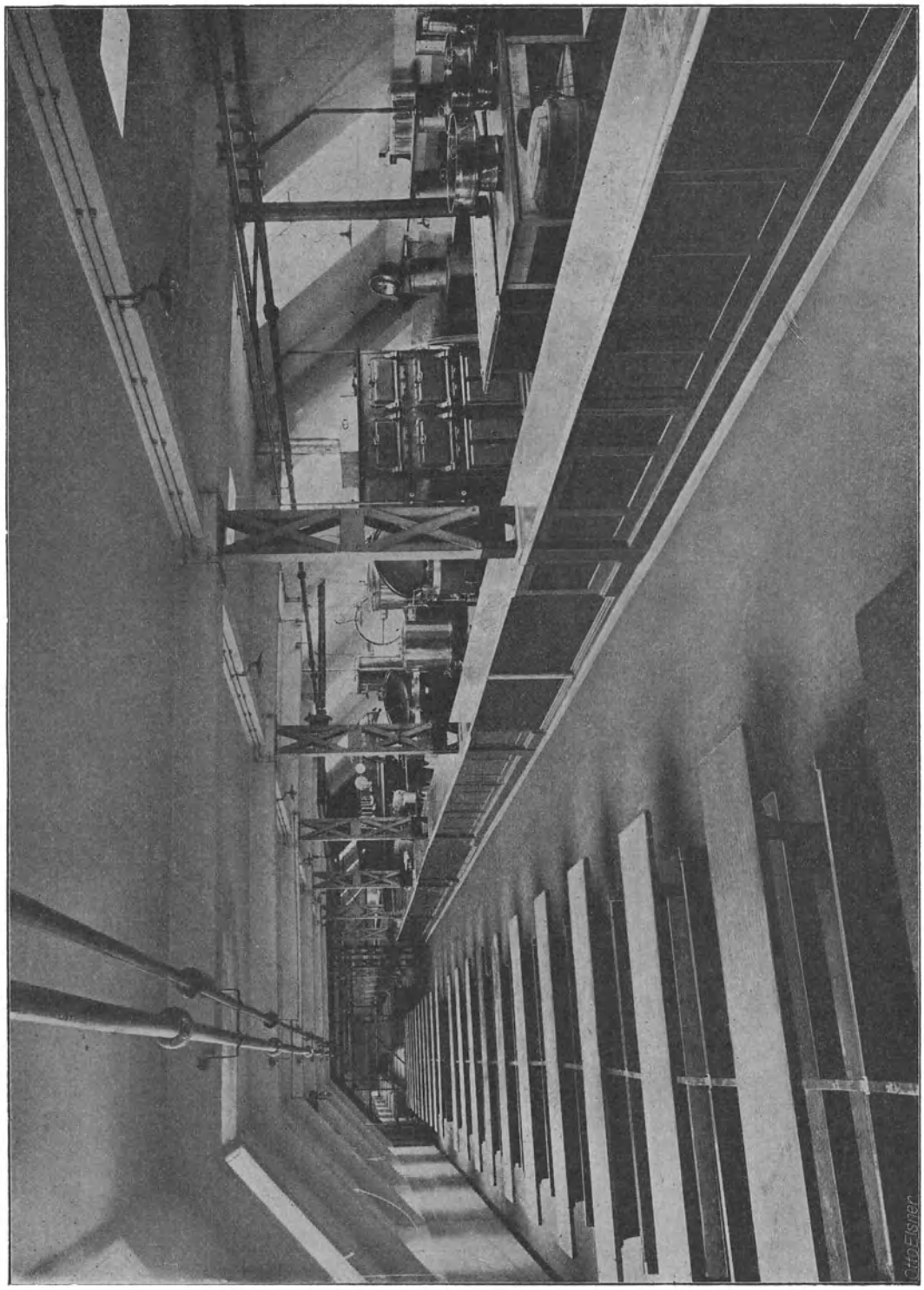


Fig. 12.

Steuertelegraph (Ruderlagefernzeiger), Signal-Kommando-Apparate.

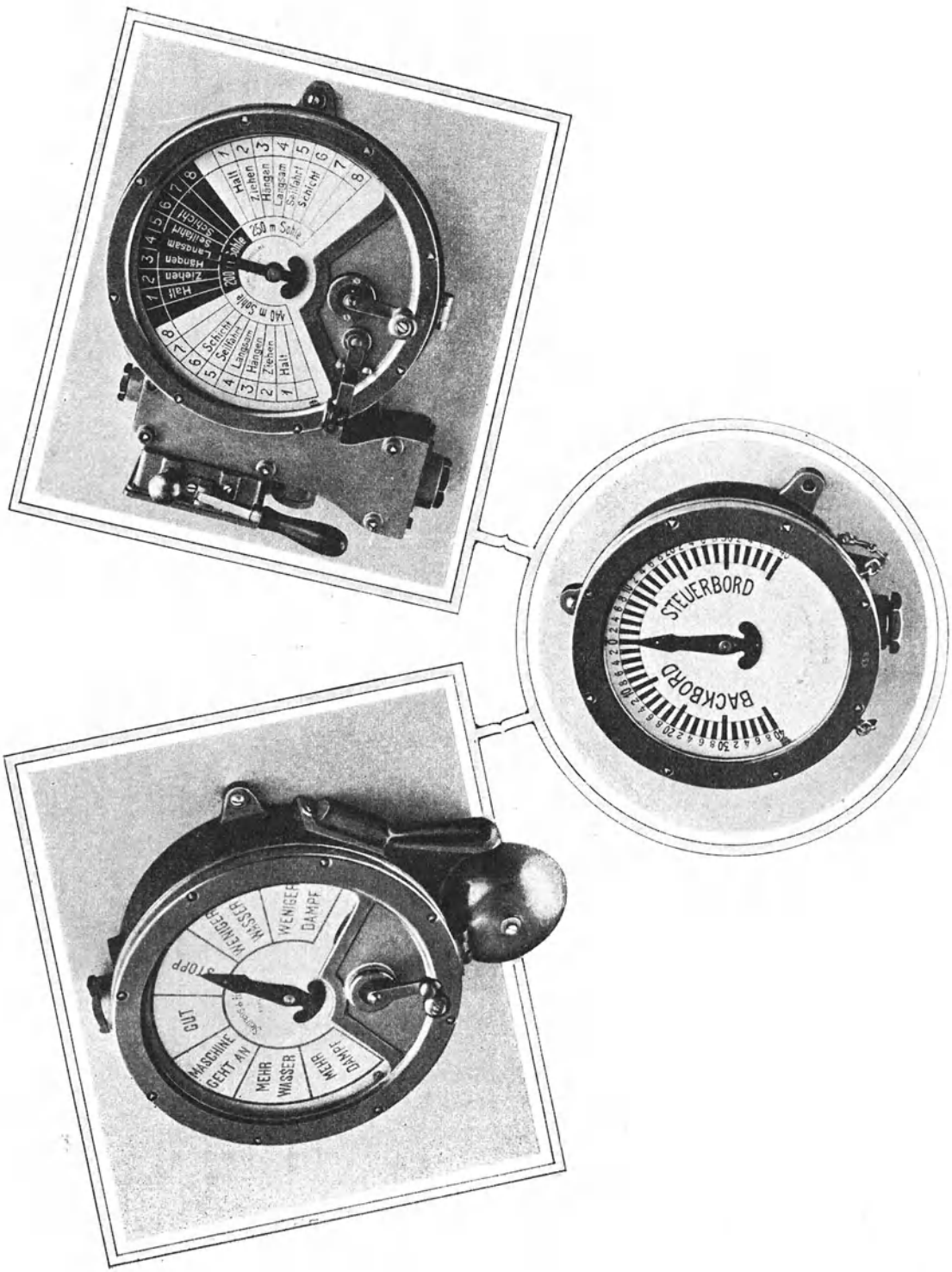


Fig. 13.

die Anzahl der Treppen	13	
die Anzahl der Fahrstühle	18	
die Anzahl der Fenster	3000 à 3,75 m	
	= 11,250	qm
die Länge der Dampfrohrleitung . . .	14 000	m.

Kompaßübertragung.

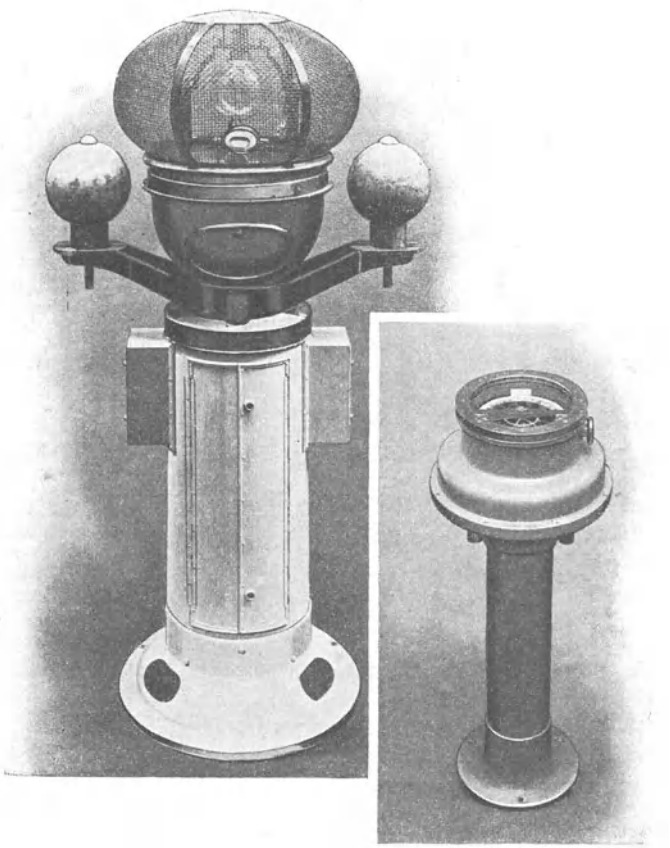
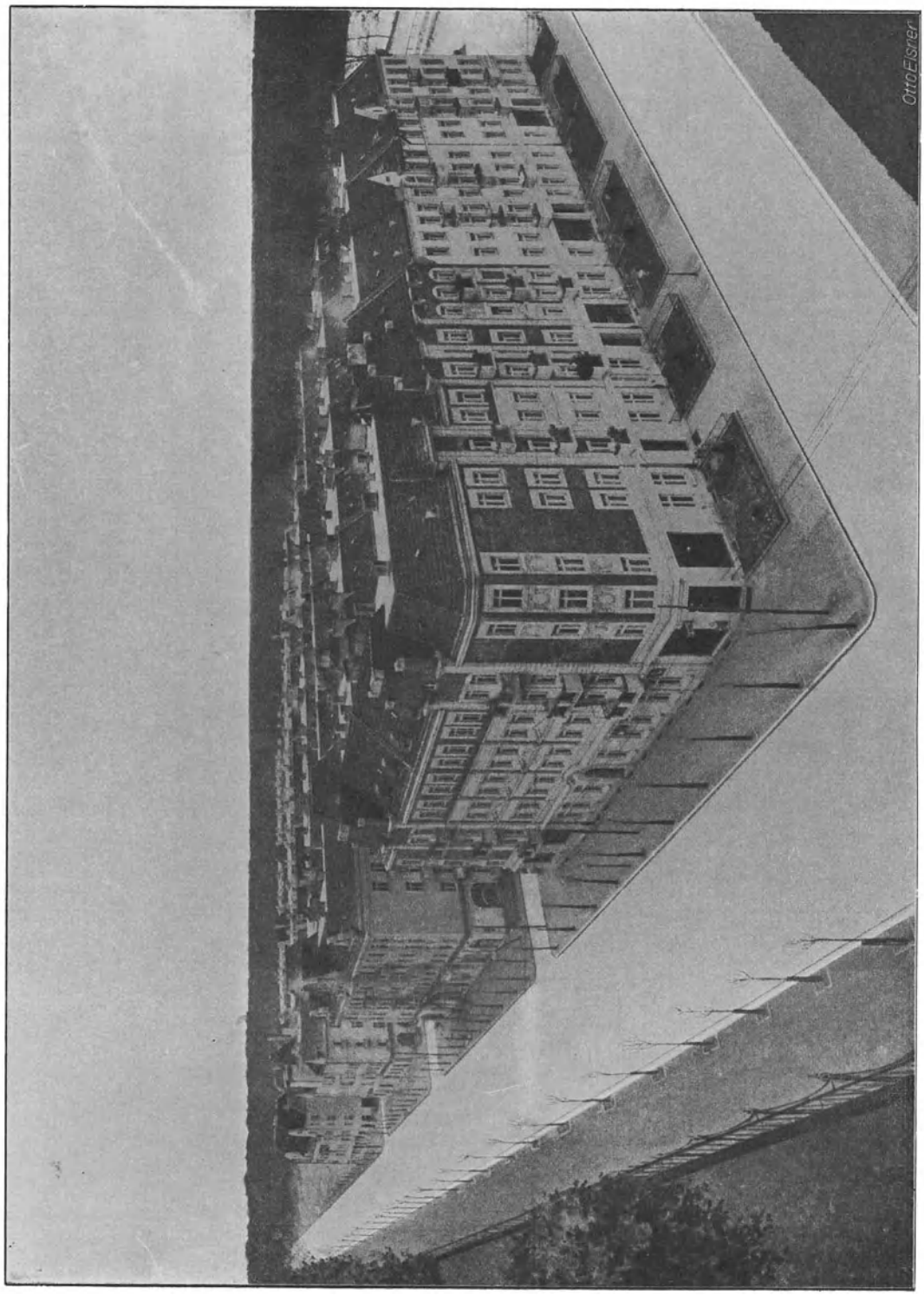


Fig. 14.

In Anbetracht der kurzen Zeit konnte leider nur ein Teil der ausgedehnten Werkstätten besichtigt werden. An dem Gang durch die Nickelei, in welcher die zu den verschiedensten Zwecken benötigten Einzelteile mit galvanischen Metallüberzügen versehen und mittels Sandstrahlgebläse mattiert werden, schloß sich der Besuch der Poliereien, der Schmiede und des Werkzeugbaues, in welch letzterem die Firma Spezialwerkzeuge für den eigenen Bedarf herstellt. Nachdem der Signalbau, die Fabrikationsstelle von Kommandoapparaten nebst Zubehör für Bordzwecke, durchschritten



Die Arbeiterkolonie.

Fig. 15.

war, betraten die Besucher die Tischlerei, wo besonders die großen Holzbearbeitungsmaschinen (Fig. 10) und die vorzügliche Ventilation Interesse erregten. Hierauf wurden die Arbeiterspeisesäle (Fig. 11, 12) besucht, in welchen täglich ca. 2000 Angestellte für 15 bezw. 25 Pfennig ein warmes Mittagessen einnehmen.

Zum Schluß folgte die Besichtigung des Ausstellungsraumes, der eine reichhaltige Zusammenstellung der typischen Fabrikate des Wernerwerks enthält, die zum größten Teile betriebsfertig montiert bereitstehen. Es sei namentlich auf den Steuertelegraphen (Fig. 13), auf die Wechselstromkommandoapparate und auf die Kompaßübertragung hingewiesen. Ein anderer neuer und sehr wichtiger Apparat für die Kriegsmarine, der aufmerksame Beachtung fand, war die „Kompaßfernübertragung“ (Fig. 14), welche es ermöglicht, an einer beliebigen Stelle des Schiffes unabhängig von allen magnetischen Einflüssen den Kurs feststellen zu können. Es geschieht dies mit Hilfe eines nur der Einwirkung des Erdmagnetismus unterliegenden sogenannten Mutterkompasses, der sich an einer neutralen Stelle unter Deck befindet und seine Angaben den an beliebigen Punkten des Schiffes aufgestellten „Tochterkompassen“ übermittelt. Letztere enthalten keine magnetischen Rose.

Die Rückfahrt der Teilnehmer erfolgte spät nachmittags in Automobildroschken, in welchen die Teilnehmer an der Arbeiterkolonie (Fig. 15) vorbeifuhren.