

Hugo Krause

Maschinenkunde für Chemiker



Mit 476 Abbildungen

Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig

1926

ISBN 978-3-663-00774-6 ISBN 978-3-663-02687-7 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-663-02687-7

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1926

Alle Rechte vorbehalten

Vorwort.

Der Chemiker muß als Betriebsmann mit den Grundzügen der Maschinenlehre vertraut sein, kann aber nicht viel Zeit auf deren Studium verwenden. Umfangreichere Werke werden meist nur als Nachschlagebücher verwendet, aber nicht in allen ihren Teilen durchgearbeitet.

Das vorliegende Buch soll deshalb nur das Wichtigste bringen und da der Chemiker wohl nur selten selbst Maschinen konstruieren wird, hauptsächlich das für den Betrieb Wichtigste.

Daß eine solche Auswahl des Stoffes sehr schwer zu treffen ist, liegt auf der Hand, noch schwerer ist es, in der Behandlung des Stoffes das in diesem Falle Richtige zu treffen. Der Verfasser hat während der Bearbeitung mehrfach den Plan für die Anlage des Buches geändert und auch manches noch ausgeschieden, um den Umfang nicht zu sehr anwachsen zu lassen. Anregungen zu Verbesserungen aus dem Leserkreise werden deshalb bei einer Neuauflage gern berücksichtigt werden.

Das mehr konstruktive Kapitel „Maschinenelemente“ wurde im Gegensatz zum ursprünglichen Plan an das Ende des Buches gestellt, weil der Chemiker nicht die dem Studium vorhergehende Praxis des Maschinenbaustudierenden mitbringt und für die Gestaltung der Maschinenteile erst Verständnis aufbringen kann, wenn er ihre Funktionen kennen gelernt hat. Fabrikbesichtigungen sind Hand in Hand mit dem Studium des Buches sehr zu empfehlen.

Von den zahlreichen Sondermaschinen und Apparaten für die chemische Industrie konnten nur die wichtigsten Gruppen an typischen Beispielen behandelt werden. Die Prospekte der Spezialmaschinenfabriken werden hier den Text ergänzen.

Außer der im Text aufgeführten Literatur und den Druckschriften der im Text genannten Firmen wurden folgende Quellen, zum Teil auch durch Hinübernahme von Abbildungen, benutzt:

Schneider, Die Maschinenelemente — Scholl, Führer des Maschinisten — Bethmann, Die Hebezeuge — Güldners Betriebskalender und Handbuch für praktischen Maschinenbau — Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure — Zeitschrift „Maschinenbau“, früher „Betrieb“ — Achema Jahrbuch — Montanus, Industrie-Handbuch — Zeitschrift für angewandte Chemie.

Mit Erlaubnis des Verlages Julius Springer, Berlin, wurden wiedergegeben:

Die Abb. 133 aus Dubbel „Taschenbuch für den Maschinenbau“,
„ „ 164, 166, 168, 169, 373—77 aus Freytag, „Hilfsbuch
für den Maschinenbau“,
„ „ 173, 174, 175, 178, 180—82, 236, 398, 405, 419, 420
aus Meyer, „Technologie des Maschinentechnikers“.

Eine Reihe weiterer Abbildungen sind dem Werke des Verfassers „Maschinenelemente“ entnommen worden.

Iserlohn, im April 1926.

Hugo Krause.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Die Baustoffe	1
II. Die wichtigsten Bestimmungen der Deutschen Industrienormen (DIN.) über die Herstellung technischer Zeichnungen	10
III. Die Dampfkesselanlagen	14
Allgemeines	14
Feuerungen	17
Dampfkesselbauarten	28
Überhitzer	42
Vorwärmer	46
Dampfkesselausrüstung	48
Genehmigung der Aufstellung und Prüfung der Dampfkessel	52
Besondere Einrichtungen für den Dampfkesselbetrieb	54
Speiswasserreinigung	55
Wartung der Dampfkessel	56
Inbetriebsetzung, Instandsetzung und Wartung von Rohrleitungen	58
Dampffässer	59
Dampf- und Wärmespeicher	63
IV. Die Kraftmaschinen	67
A. Die Dampfkraftmaschinen	67
Wirkungsweise	67
Indikator und Indikatorgramm	76
Bauarten und Steuerungen	83
Schwungrad und Regler	91
Kondensatoren	97
Lokomobilen	101
Dampfturbinen	103
Wahl, Aufstellung und Betrieb der Dampfkraftanlagen	109
Untersuchung der Dampfkraftmaschinen	113
B. Die Verbrennungskraftmaschinen	114
Bau und Wirkungsweise der Verbrennungskraftmaschinen	114
Regelung der Verbrennungskraftmaschinen	118
Betrieb der Verbrennungskraftmaschinen	119
Gaskraftmaschinen	120
Kraftgaserzeugung	125
Explosionsmotoren für flüssige Brennstoffe	130
Gleichdruckmotoren	130
C. Die Wasserkraftmaschinen	132
Allgemeines	132
Wassersäulenmotor	133
Wasserräder	134
Turbinen	137
Anlage und Betrieb der Wasserkraftmaschinen	142
D. Die Windkraftmaschinen	145

	Seite
V. Die elektrischen Maschinen und Anlagen	147
A. Stromerzeuger	147
Gleichstromerzeuger (Dynamomaschine)	147
Wechselstrom- (und Drehstrom-) Erzeuger	151
B. Die Motoren	155
Gleichstrommotoren	155
Wechselstrom- (und Drehstrom-) Motoren	157
C. Umformer (Transformatoren) und Gleichrichter	160
D. Leitungssysteme und Nebenapparate	163
E. Elektrische Beleuchtung und Heizung	166
VI. Die allgemeinen Arbeitsmaschinen	168
A. Heb- und Transportmaschinen	168
Hebemaschinen für flüssige Körper	169
Kolbenpumpen	169
Membranpumpen und Flügelpumpen	177
Rotierende Pumpen mit Verdrängerwirkung	178
Kreiselpumpen (Zentrifugalpumpen)	180
Strahlpumpen	183
Sonstige Vorrichtungen zur Hebung von Flüssigkeiten	186
Gebläse und Kompressoren, Luftpumpen	189
Hebemaschinen für feste Körper	197
Flaschenzüge und Winden	197
Krane	205
Aufzüge	213
Transporteinrichtungen	219
B. Die Werkzeugmaschinen	222
Metallbearbeitungsmaschinen	222
Holzbearbeitungsmaschinen	230
Sonstige Werkzeugmaschinen	231
Pressen	233
VII. Die Sondermaschinen und Apparate für die chemische Industrie	238
A. Zerkleinerungsmaschinen	238
B. Mischmaschinen	252
C. Maschinen und Vorrichtungen zum Trennen fester und flüssiger Körper	257
D. Maschinen und Apparate zum Schmelzen, Erhitzen, Auflösen, Konzentrieren, Kristallisieren, Extrahieren, Destillieren, Sublimieren und Trocknen	271
E. Kältemaschinen und Maschinen zur Verflüssigung von Gasen.	288
VIII. Die Maschinenteile	291
Über allgemeine Konstruktionsgrundsätze	291
Über die wichtigsten Festigkeitsberechnungen	292
A. Verbindende Maschinenelemente	294
1. Unlösbare Verbindungen	294
Nietverbindungen	294
Verbindungen durch Schrumpfen usw.	305
2. Lösbare Verbindungen	306
Schraubenverbindungen.	306
Keile und Keilverbindungen	317
B. Maschinenteile der drehenden Bewegung	321
Zapfen	321
Achsen und Wellen	324
Kupplungen	328
Lager	339
Übertragung der Drehbewegung	351
1. Direkte Übertragung der drehenden Bewegung	351
Reibungsräder	351
Zahnräder	353
Andere Getriebe für hohes Übersetzungsverhältnis	362

	Seite
2. Indirekte Übertragung der drehenden Bewegung	362
Riementrieb	362
Stahlbandtriebe	370
Seiltriebe	371
Kettentriebe	375
C. Maschinenteile der geradlinigen Bewegung	376
Seile und Ketten, deren Rollen und Trommeln	376
Sperr- und Bremswerke	382
Kolben und Kolbenstangen	384
Zylinder	389
D. Maschinenteile zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in eine drehende und umgekehrt	395
Allgemeines	395
Kurbeltrieb	396
(Kreuzkopf, Gleitbahn, Schubstangen, Kurbel, Exzenter)	
Andere Getriebe	407
E. Maschinenteile zur Fortleitung von Flüssigkeiten, Dämpfen und Gasen einschl. der Abschlußorgane	409
F. Rohre	409
Kondenswasserableiter usw.	417
Absperrvorrichtungen	419
Sonstige Maschinenteile	429
Namen- und Sachregister	432

I. Die Baustoffe.

Über die im Maschinenbau verwendeten Materialien ist bezüglich ihrer für die Verwendung maßgebenden Eigenschaften folgendes zu beachten:

Gußeisen, kohlenstoffreich (bis 6%), durch ein- oder mehrmaliges Umschmelzen aus grauem oder halbiertem Roheisen unter Zusatz von Altguß, manchmal von Stahlspänen oder -abfällen mit Koks im Kupolofen, seltener im Flamm- oder Tiegelofen hergestellt. Um die für den Sonderzweck erforderlichen Eigenschaften zu erzielen, mischt man verschiedene Gießerei-roheisensorten mit anderen Zusätzen (Gattierung). Im gewöhnlichen Gußeisen ist der Kohlenstoff vorwiegend als Graphit enthalten, solches Gußeisen ist verhältnismäßig weich und mit Schneidwerkzeugen leicht bearbeitbar, es dehnt sich im Moment des Erstarrens aus und füllt deshalb die Form gut aus, gibt also scharfe Abgüsse; seine Farbe ist grau: Grauguß. Ein wesentlicher Bestandteil ist Silizium, schädliche Bestandteile sind Schwefel und Phosphor; letzterer macht das Gußeisen zwar leichtflüssig, vermindert aber die Festigkeit erheblich.

Wenn siliziumarmes Gußeisen mit höherem Mangan- oder Chromgehalt rasch abgekühlt wird (Kokillenguß), scheidet sich der Kohlenstoff nicht als Graphit aus, es entsteht das weiße Roheisen, das hart und spröde (Hartguß), schwer bearbeitbar ist und stark schwindet. Formt man in Sand, stellt aber einzelne Teile der Form, an denen das Gußstück hart werden soll, aus Kokillen her, so erhält man bei geeigneter Gattierung Gußstücke, die in der Hauptsache aus dem weichen Grauguß bestehen, an einzelnen Stellen, wie Laufflächen u. dgl., aber aus dem harten Weißguß.

Gußeisen ist leicht schmelz- und gießbar, aber nicht schmiedbar.

Schmelzpunkt der meisten Gußeisensorten etwa 1200° C, Zugfestigkeit 1200—2400 kg/qcm, Druckfestigkeit 7000—8500 kg/qcm, spez. Gewicht 7,1—7,3 (flüssig etwa 6,9), Schwindmaß 0,9—1,35 %.

Gußeisen wird verwendet für alle schwieriger gestalteten, namentlich hohlen Teile. Für Teile, die im Betriebe starke Zugspannungen oder stoßweise auftretende Beanspruchungen auszuhalten haben, ist Gußeisen möglichst nicht zu verwenden. (Siliziumeisen siehe weiter unten.)

Temperguß — **schmiedbarer Guß**, entsteht aus geeignetem Gußeisen durch längeres Glühen der fertigen Gußstücke in sauerstoffhaltigen Stoffen (Roteisenstein), wobei der als Eisenkarbid vorhandene Kohlenstoff in Temperkohle verwandelt und teilweise, namentlich an der Oberfläche, verbrannt wird.

Dadurch wird das Eisen schmiedbar. Zugfestigkeit 3200—3600 kg/qcm. Temperguß wird verwendet für kleine Massenartikel, Hebel, Riegel, Flügelmuttern u. dgl., soweit diese nicht durch Schmieden im Gesenk hergestellt werden.

Stahlformguß, nicht zu verwechseln mit Gußstahl (siehe dort), wird aus schmiedbarem, nicht immer merklich härtbarem Material, also Schmiedeeisen oder Stahl, im Tiegelofen, Kleinkonverter, sauren oder basischen Martinofen oder Elektroofen geschmolzen und in Formen gegossen. Die Festigkeitseigenschaften schwanken in weiten Grenzen, die Zugfestigkeit etwa zwischen 3500 und 7000 kg/qcm und mehr, für die Druckfestigkeit ist bei weichem Material die Quetschgrenze 2100 kg/qcm und mehr maßgebend, bei härterem Material steigt die Druckfestigkeit mit dem Härtegrade bis über die Zugfestigkeit. Die Festigkeit läßt sich durch Überschmieden noch erhöhen.

Stahlformguß wird verwendet für Ventilgehäuse für hohen Druck, Dampfturbinengehäuse, Laufräderscheiben, höher beanspruchte Zahnräder usw.

Zuweilen wird auch Guß aus reinem Gußeisen mit Zusatz von Stahlschrott fälschlich als Stahlguß bezeichnet.

Mitiguß (Weichguß), schmiedbar und schweißbar, durch Umschmelzen von Schweißisenabfällen unter Zusatz von Aluminium im Tiegelofen mit Öffeuerung hergestellt, gibt beim Gießen scharfe Formen und erreicht nahezu die Festigkeit des Stahles.

Das schmiedbare Eisen wird eingeteilt in das nicht härtbare Schmiedeeisen mit geringem Kohlenstoffgehalt (etwa 0,05—0,6%) und den infolge höheren Kohlenstoffgehaltes (0,6—1,5%) oder Gehaltes an anderen Legierungsbestandteilen härtbaren Stahl, nach der Herstellung in das in teigigem Zustande (fast nur noch durch den Puddelprozeß) gewonnene Schweißisen (Schweißschmiedeeisen und Schweißstahl) und das in flüssigem Zustande (Konverter, Martinofen, Tiegelofen oder Elektroofen) gewonnene Flußeisen (Flußschmiedeeisen und Flußstahl). Im Auslande wird meist alles Flußeisen als Stahl bezeichnet. Wir unterscheiden:

Schmiedeeisen, schmiedbar, nicht härtbar, wohl aber durch längeres Glühen in kohlenstoffhaltigen Stoffen äußerlich verstählbar (Einsatzhärtung, Zementieren).

Hierzu gehören:

Schweißisen, meist von gröberem, sehnigen Gefüge, Schmelzpunkt 1500—1600° C, unterhalb des Schmelzpunktes in weiten Grenzen weich und formbar, deshalb schmiedbar und schweißbar (durch Druck und Schlag zusammenfügbar). Zug- und Druckfestigkeit 3300—4000 kg/qcm parallel, 2800—3500 kg/qcm senkrecht zur Sehnenrichtung. Spez. Gewicht 7,85. Verwendung namentlich der feinkörnigen, sich dem Stahl nähernden Abarten für Zapfen, Wellen, Bolzen, Schubstangen usw.

Flußeisen, von feinkörnigem hellgrauen Bruch, je nach dem Herstellungsprozeß Bessemereisen, Thomaseisen, saures und basisches Siemens-Martineisen, Elektroisen oder Tiegelflußeisen genannt, Schmelzpunkt 1350—1450° C, verdrängt das Schweißisen immer mehr. Zug- und Druckfestigkeit 3400—4400 kg/qcm (bei den weicheren Sorten des Schweiß- und

Flußeisens ist für die Druckfestigkeit die Quetschgrenze 1800—2000 kg/qcm und mehr maßgebend).

Man versteht unter Flußschmiedeeisen gewöhnlich das Walzeisen; Formguß siehe Stahlguß und Mitisguß.

Stahl, gekennzeichnet durch Härtebarkeit, größere Festigkeit und größere Dichte, also höheres spezifisches Gewicht. Da diese Eigenschaften mit dem Gehalt an Kohlenstoff und anderen Legierungsbestandteilen allmählich ansteigen, hat man keine scharfe Grenze, man hat deshalb festgesetzt, Eisen von mehr als 5000 kg/qcm Zugfestigkeit als Stahl zu bezeichnen.

Schweißstahl, gewonnen wie Schweißeisen, außerdem aus Schweiß-eisen durch Zementieren als Zementstahl. Schmelzpunkt 1300—1400° C, verhältnismäßig weich und zäh.

Gerbstahl ist durch weitere Verarbeitung unter dem Hammer bzw. der Walze veredelter Schweißstahl.

Flußstahl, weniger gut schweißbar, aber von hoher Festigkeit; 5000 bis 10000 kg/qcm und mehr, spez. Gewicht 7,85 und höher. Flußstahl von guter Schweißbarkeit wird häufig als Gerbstahl (siehe oben) oder als Raffinierstahl bezeichnet.

Je nach der Herstellung unterscheidet man Bessemerstahl, Siemens-Martinstahl, Tiegelstahl und Elektro Stahl; erstere bilden den dem Schmiedeeisen nahestehenden und in der Hauptsache wie dieses verwendeten Maschinenstahl, letztere die hochwertigen Legierungsstähle: Schneidstahl oder Werkzeugstahl und die hochwertigen Konstruktionsstähle, die auch nach den hauptsächlichsten Legierungsbestandteilen Nickel, Chrom, Wolfram, Molybdän, Vanadium usw. benannt werden.

Federstahl ist ein zäharter Stahl von ungehärtet bis 10000 kg/qcm und mehr, gehärtet bis 17000 kg/qcm und mehr Festigkeit.

Der im Tiegel gewonnene Flußstahl wird vielfach als Gußstahl bezeichnet. Dieser durch Walzen in Stabform gebrachte Schmiedestahl ist nicht zu verwechseln mit Stahlguß. Der außerordentlich großen Unterschiede zwischen der Festigkeit, Härte, Dehnungsziffer usw. der verschiedenen Stahlarten wegen ist es, da man in den Zeichnungen nicht für jede Art eine besondere Darstellung wählen kann, unbedingt notwendig, in den Stücklisten die Art des zu verwendenden Materials genau anzugeben.

Chemisch widerstandsfähige Eisen- und Stahlarten: In bezug auf die chemische Widerstandsfähigkeit des Eisens ist zu sagen, daß es gegen Rostung und schwache Korrosion um so widerstandsfähiger ist, je reiner es ist. In Nordamerika wird ein solches reines Eisen als Armcoeisen in den Handel gebracht. Für hohe Temperaturen kommen Legierungen mit Chrom oder mit Aluminium in Frage, z. B. der V2A-Stahl von Krupp, ein hochprozentiger Chromnickelstahl. Er ist beständig gegen jede Art Korrosion, auch gegen die Einwirkung hochehitzter Gase und Dämpfe, gegen Salpetersäure, Mischsäure, kalte verdünnte Schwefelsäure, Essigsäure und zahlreiche andere organische Säuren, Ammoniak usw., nicht gegenüber Schwefelverbindungen. Er bedarf. um seine volle Widerstandsfähigkeit zu erhalten, einer besonderen Wärmebehandlung. Die Marke V4a wird verwendet, wenn Unempfindlichkeit gegen heiße schweflige Säuren unter Druck verlangt wird, z. B. in Zellulosefabriken.

Eine Eisen-Aluminiumlegierung bringt Krupp unter dem Namen Alit in den Handel, sie ist bis etwa 1200° hitzebeständig, widersteht CO, CO₂ und SO₂ bis mindestens 900°, H₂S bis mindestens 600°, ist aber nicht säurebeständig. Statt Alit zu verwenden, versieht man auch Eisen mit einem aluminiumreichen Oberflächenschicht: aliertes Eisen (Kalorisieren).

Silizium übt Schutzwirkung bei einem Gehalt von 14—16% aus. Siliziumeisenguß ist praktisch unangreifbar durch Salpetersäure, Kupfersulfat und andere Schwermetallsalzlösungen, gering ist der Angriff durch heiße Schwefelsäure aller Konzentrationen, etwas stärker durch heiße starke Salzsäure, doch wird die Legierung in Ermangelung einer besseren auch hier verwendet.

Kupfer, rotes, weiches, sehr geschmeidiges, die Elektrizität und die Wärme gut leitendes Metall, Schmelzpunkt 1084° C, spez. Gewicht gegossen 8,7—8,8, gehämmert, gewalzt oder elektrolytisch niedergeschlagen 8,9—8,96, Festigkeit 2200—2700 kg/qcm, nimmt bei stärkerer Erwärmung rasch ab. Es ist ziemlich widerstandsfähig gegen die meisten chemischen Einwirkungen, nicht aber gegen Ammoniak und seine organischen Derivate bei Gegenwart von Wasser, gegen Salpetersäure und gegen manche Schwefelverbindungen.

Verwendung findet es als Blech für Kessel und Destillierblasen, Feuerbuchsen von Lokomotiven, Rohre, Stehbolzen, Nieten, elektrische Leitungen und Teile elektrischer Maschinen. Bisher in der chemischen Industrie am meisten verwendet, wo Eisen nicht anwendbar ist, wird es neuerdings vielfach durch Aluminium ersetzt.

Kupferlegierungen:

Messing, gelbe Legierung von Kupfer und Zink, bestehend aus zwei Mischkristallen: α -Kristalle mit ungefähr 62,5% Kupfer und β -Kristalle mit 53½% Kupfer. Im Schrauben-Preßteil- und Profilmessing überwiegt der β -Kristall, in der Glühhitze bildsam, bei gewöhnlicher Temperatur spröde, daher mit Schneidwerkzeugen gut bearbeitbar, da die Späne brechen und sich nicht zu langen Spiralen aufwinden, im Präge-, Stanz- und Nietmessing überwiegt der α -Kristall, in der Glühhitze spröde, dagegen bei gewöhnlicher Temperatur weich und bildsam, allerdings auch weniger fest als β -Messing, Schmelzpunkt 880—915° C.

Durchschnittliche Zerreißfestigkeit von gegossenem Messing 1500 kg/qcm, spez. Gewicht 8,4—8,7, bei gewalzttem und gezogenem Material steigt das spezifische Gewicht bis 8,73, die Zerreißfestigkeit bis 7000 kg/qcm und mehr, durchschnittlich kann sie gleich 5000 kg/qcm gesetzt werden.

Der Normblattentwurf unterscheidet: „Messing“ ohne absichtliche Zusätze und „Sondermessing“ mit absichtlichen Zusätzen. Messing wird bezeichnet als „Ms“ mit einer dahintergesetzten Ziffer, die den Kupfergehalt angibt, z. B. Schaufelmessing (für Turbinenschaufeln) „Ms 72“, Gußmessing 67 wird „Ms 67 Guß“ genannt zum Unterschiede von dem Patronenmessing „Ms 67“, Druckmessing „Ms 63“, Schmiedemessing „Ms 60“, Schraubenmessing „Ms 58“ (mit 2% Bleigehalt).

Für Sondermessing „So Ms Guß“ und „So Ms“ (gewalzt) ist als Zusammensetzung festgelegt: 55—59% Kupfer, 0—0,3% Blei, 0—2% Mangan, 0—0,5% Zinn, 0—0,5% Aluminium, 0—0,5% Nickel, Rest Zink. Kondensatormessing mit 29% Zinn, 1% Zinn.

Verwendung findet es für Hähne, Ventile, Rohre, Schmierbüchsen, Kondensatorrohre usw.

Rotguß, Maschinenbronzen: Reine Bronze ist eine Legierung des Kupfers mit Zinn, die Maschinenbronzen enthalten aber neben diesen beiden Bestandteilen noch Zink und Blei. Zur Verbesserung der Eigenschaften setzt man noch Phosphor, Silizium, Mangan, Vanadium u. dgl. zu, die den als Kupferoxydul gelösten Sauerstoff entfernen, in der nach ihnen genannten Bronze aber meist nur in Spuren enthalten sind, nur die Aluminiumbronze enthält Aluminium als wesentlichen Bestandteil. Auch Kupfersiliziumlegierungen (Siliziumbronzen, Rotoxit) finden im chemischen Apparatebau Anwendung, sie sind beständig gegen Schwefelsäure, Salzsäure, Phosphorsäure, Kieselfluorwasserstoffsäure, Essigsäure, Fettsäuren, Ammoniak, Alkalilauge, Brom, Wasserstoffsuperoxyd, viele Salze usw.

Die Zusammensetzung der Maschinenbronzen ist sehr verschieden. Es ist deshalb auch nötig, in den Stücklisten genauere Angaben zu machen, die Angabe „Bronze“ ist zu unbestimmt.

Schmelzpunkt etwa 750—920° C, spez. Gewicht 7,4—8,9.

Der Normblattentwurf unterscheidet „Zinnbronzen“, und zwar Rohrbronze „Rohr Bz“ mit 1,5%, Walzbronze „Wz Bz“ mit 6% und Phosphor- gußbronze „Ph Bz“ mit 10% Zinn, ferner „Sonderbronze“, und zwar zwei Maschinenbronzen „Ma Bz hart“ und „Ma Bz weich“ mit 11 bzw. 9% Zinn neben 4% Zink (der Name Rotguß für diese Legierungen ist wegen seiner Mehrdeutigkeit ausgeschieden), Flanschenbronze mit 5% Zinn und 4% Zink, Aluminiumbronze „Al Bz“ mit 5—10% Aluminium, Rest Kupfer.

Bronze wird verwendet für Lagerschalen, Hähne, Ventile und solche Maschinenteile, die chemischen Einwirkungen ausgesetzt sind. Bronze ist recht beständig gegen Salzlösungen, besondere Bedeutung haben Manganbronze, auch Aluminiumbronze und vor allem Nickelbronze, die auch gegen heiße Säuren mit Ausnahme der Salpetersäure beständig ist.

Auch **Neusilber-** und ähnliche Legierungen oder Nickelmessinge, Nickel-, Kupfer-, Zinklegierungen werden in manchen Fällen, in denen es sich um chemische Widerstandsfähigkeit handelt — auch als Widerstandsmaterialien für die Elektrotechnik — verwendet, besonders geeignet ist aber das Monelmetall ($\frac{2}{3}$ Nickel, $\frac{1}{3}$ Kupfer), das bei hoher Festigkeit zähe und sehr oxydationsbeständig ist.

Nickel, ein weißes, ziemlich hartes, festes und dabei dehnbares Metall von 8,9 spez. Gewicht und etwa 1465° C Schmelzpunkt, wird für Ventilsitze verarbeitet, vereinzelt auch für andere Teile, die eine hohe chemische Widerstandsfähigkeit besitzen sollen, z. B. Alkalischemelzkessel.

Blei, ein sehr weiches, geschmeidiges, wenig festes Metall, im chemischen Apparatenbau seiner chemischen Widerstandsfähigkeit wegen viel verwendet. Schmelzpunkt 325° C, spez. Gewicht 11,45. Außer zu Röhren dient es namentlich zur Verkleidung von Teilen aus anderen Metallen, da seine geringe Festigkeit der Verwendung zur Herstellung selbständiger Teile Grenzen setzt. Durch Legieren mit Kupfer, Antimon, neuerdings auch Calcium, Natrium und Magnesium wird es zwar härter, verliert aber an chemischer Widerstandsfähigkeit.

Zinn, ein weißes Metall, von 230° C Schmelzpunkt, ist der Grundbestandteil der als Weißmetall bekannten Legierungen, die zum Ausgießen von Lagerschalen, Exzenterbügeln usw. dienen, einige Zusammensetzungen siehe unter „Lager“, ähnliche Legierungen werden auch mit dem Hauptbestandteil Blei hergestellt (siehe gleichfalls unter „Lager“), schließlich auch mit dem Hauptbestandteil Zink. Die Zusammensetzungen aller dieser Legierungen sind sehr verschieden. Außer zu Zinnröhren findet es hauptsächlich zum Verzinnen eiserner und kupferner bzw. messingener Geräte Anwendung.

Zink, weiß mit einem Stich ins Blaugraue, Schmelzpunkt 420° C, bei 950° siedet und verdampft es, spez. Gewicht des gegossenen Zinks etwa 7, des gewalzten etwa 7,2. Gegossenes Zink ist spröde und brüchig und meist von großkristallinischem Gefüge. Das Gefüge läßt sich verfeinern, wenn man das Zink bei einer nur wenig über seinem Schmelzpunkt liegenden Temperatur gießt.

Zwischen 90 und 110° und 135 und 160° wird das Zink walzbar und preßbar, hierdurch steigen Festigkeit und Zähigkeit auch bei gewöhnlicher Temperatur.

Den meisten chemischen Einwirkungen gegenüber ist das Zink gar nicht widerstandsfähig, es dient aber als Verzinkung als Restschutz. Hierbei wirkt es durch Bildung einer galvanischen Kette mit dem Eisen, auch bilden seine Oxydationsprodukte festhaftende, wasserunlösliche Deckschichten. Für solche Zwecke ist möglichst reines Zink zu verwenden.

Aluminium und Aluminiumlegierungen haben ihrer Leichtigkeit wegen große Bedeutung für den Automobil- und Luftschiff- bzw. Flugzeugbau erlangt, auch als Lagermetalle sind Aluminiumlegierungen verwendet worden.

Aluminium ist ein grauweißes Metall vom spez. Gewicht 2,6—2,7, Schmelzpunkt 658° C, guter Elektrizitätsleiter, Schwindmaß 1,6%, Zerreißfestigkeit im gegossenen Zustande 1000—1200 kg/qcm, gewalzt 1475 kg/qcm, kalt bearbeitet bis 2700 kg/qcm. Es ist aber sehr weich, verschmiert die Feile und läßt sich mit Schneidwerkzeugen schlecht bearbeiten. Besser bearbeitbar sind die Legierungen mit Kupfer, Zink, auch mit Magnesium.

Von den zahlreichen Sonderlegierungen ist das Duralumin der Dürener Metallwerke am längsten bekannt, neuere derartige Legierungen sind Aludur, Skleron, Lautal, eine siliziumreiche Gußlegierung das Silumin. Zu beachten ist, daß bei vielen dieser Sonderlegierungen die günstigen Festigkeitseigenschaften durch eine besondere Wärmebehandlung, ein Vergüten, erreicht werden.

Trotz seiner Stellung in der Spannungsreihe ist das Aluminium sehr korrosionsbeständig und widerstandsfähig gegen chemische Einwirkungen, es ist jedoch, soweit das Aluminium in der chemischen Industrie Verwendung findet, reines Aluminium zu verwenden, nicht Aluminiumlegierungen. Über die zulässigen Verunreinigungen siehe das Normblatt „Reinaluminium“. Über die Verwendbarkeit des Aluminiums in der chemischen Industrie hat die Aluminiumberatungsstelle ein Rundschreiben versandt, die Äußerungen der befragten Firmen sind bei der Beratungsstelle Berlin, Potsdamerstraße, erhältlich. Für Salpetersäure ist Aluminium verwendbar, für die meisten anderen Säuren und Laugen auch Salzlösungen nicht, besonders geeignet ist es für Schwefelammonium, auch Ammoniak.

Holz muß vor der Verwendung gut ausgetrocknet werden, natürliches Austrocknen nimmt 3—5 Jahre in Anspruch, künstliches Austrocknen bei

Temperaturen von 30—35° (je nach der Holzart) nur einige Wochen. Gegen äußere Einflüsse wird es mit einem Anstrich von Ölfarbe, Holzteer, Pech, Wasserglas versehen oder mit einer Lösung von Kreosot, Kupfervitriol oder Quecksilberchlorür imprägniert. Störend bemerkbar macht sich das Schwinden des Holzes. Über Schwinden, Dauer und sonstige Eigenschaften der einzelnen Holzarten macht Güldners Betriebskalender folgende Angaben:

Holzart	in Richtung der Fasern	in Richtung des Stammdurchmessers	am Umfang	Dauer in Jahren		
				unter Wasser	Trockenheit	abwechselnd naß und trocken
Buchen	0,20	6,0	7,55	} unbe- grenzt	300—800	ca. 50
Eichen	0,05	2,65	4,13			
Eschen	0,26	5,35	6,90			
Fichten (Rottannen)	0,05	2,08	2,62	} 250 bis 400	120—200	„ 20
Föhren (Kiefern) . .	0,05	2,49	2,87			
Linden	0,10	5,73	7,17			

Holzart	Spez. Gew.	Eigenschaften
		luft- frisch trock.
Eichenholz	0,92—1,07	sehr hart, fest und dauerhaft. dicht, hart und zähe, schwer aber glatt spaltend, nicht reißend, im Trocknen sehr beständig, ziemlich hart, dicht, schwer, gut haltbar, wenig elastisch, stark werfend, leicht dem Wurm ausgesetzt.
Eschenholz	0,69—0,85	
Rotbuchenholz . . .	0,72—0,99	
Weißbuchenholz . .	0,71—1,04	sehr dicht, hart, schwer, zähe. dicht, hart, sehr zähe, schwer spaltbar, dauer- haft gegen Fäulnis und Wurm, jedoch leicht reißend und werfend.
Ulmenholz	0,62—0,91	
Ahornholz	0,68—0,89	hart, fest, zähe, schwer spaltbar, im Trocknen dauerhaft, leicht dem Wurm ausgesetzt.
Pappelholz	0,40—0,86	weich, porös, wenig fest und dauerhaft.
Lindenholz	0,45—0,79	
Weidenholz	0,50—0,79	
Kastanienholz	0,58	mittelhart, wenig zähe, gut spaltbar, im Wasser sehr haltbar und dauerhaft.
Erlenholz	0,55—0,90	
Birkenholz	0,74—0,92	sehr zähe, wenig hart, schwer spaltbar, im Trocknen beständig, leicht dem Wurm aus- gesetzt.
Nußbaumholz, jung	0,73—0,88	weich, unbeständig. hart, ziemlich dicht, im Trocknen sehr dauerhaft.
„ alt	0,73—0,88	
Buchsbaumholz . . .	0,97—1,03	sehr fein und gleichmäßig, dicht, hart, schwer. sehr langfaserig, leicht und schön spaltbar, ziemlich beständig.
Tannenholz	0,60—0,89	
Fichtenholz	0,43—0,89	harzig, sehr leicht spaltbar, weniger dauerhaft, schwerer, härter, harziger als Tannenholz, etwas dauerhafter, leicht wurmstichig.
Kiefernholz	0,61—0,91	
Obstbaumholz	0,65—1,05	meistens sehr fein, glatt und dicht, gut zu bearbeiten, nicht immer sehr dauerhaft.
Mahagoniholz	0,56—1,06	} ausländische Hölzer; meistens sehr fein, zähe, schwer zu bearbeiten, dauerhaft.
Ebenholz	1,26	
Pockholz	1,33	
Hickoryholz	1,33	

Wo besondere Feuersgefahr besteht, sind Holzteile mit Feuerschutzanstrichen zu versehen. Man verwendet Lösungen von Borax, Bittersalz, Ammoniumphosphat, -sulfat, -chlorid, Zinkchlorid, Magnesiumchlorid, Calciumchlorid, Alaun, Wasserglas. In der Regel bilden deckende Überzüge, infolge ihres Gehaltes an mineralischen Bestandteilen einen besseren Feuerschutz, Beimengung solcher Stoffe, z. B. Asbest, Kieselgur, Schwerspat, Quarzpulver sind zu empfehlen, besonders zu Anstrichen sonst leicht brennbarer Stoffe wie Lack oder Firnis.

Steine werden für Maschinenfundamente, Feuerungen und Behälter verwendet. Von natürlichen Steinen ist besonders der Sandstein, auch der Granit, zu nennen. Die künstlichen Steine werden aus Ton u. dgl. geformt und gebrannt. Die wichtigsten sind:

Ziegel: Normalziegel sind 250:120:65 mm groß. Man rechnet auf 1 cbm fertiges Mauerwerk rund 400 Stück Steine und 0,28 cbm Mörtel. 1 m Höhe des fertigen Mauerwerks = 13 Schichten Normalziegel. Das Kubikmeter fertiges Mauerwerk wiegt \sim 1600 kg. Sehr hart gebrannte, überglaste oder verglaste Ziegel aus kalkhaltigem, mit Quarzsand gemischtem Ton nennt man Klinker, sie sind fast wasserdicht. Zulässige Belastung für 1 qcm Oberfläche Ziegelmauerwerk 6—7 kg bei Kalkmörtel, 10—11 kg bei Zementmörtel, 12—14 kg bei Klinkern in Zementmörtel.

Chamottesteine, aus Ton- und Quarzmischungen hergestellt, sind besonders für Feuerungsanlagen in Anwendung. Die Handelsformen und Größen sind, den einzelnen Spezialverwendungsarten entsprechend, sehr mannigfaltig.

Viel Verwendung findet auch **Beton**, eine unter Wasser angerührte Mischung von 1 Raumteil Zement auf ca. $2\frac{1}{2}$ —3 Teile Sand und 5—6 Teile Kies und Kleinschlag. Gewicht pro cbm \sim 2000 kg, zulässige Belastung 10—15 kg/qcm in bester Ausführung bis zu 30 kg/qcm.

Andere keramische Produkte: Von sehr vielseitiger Verwendbarkeit in der chemischen Industrie sind auch andere keramische Produkte, neben dem für kleinere Apparate verwendeten Porzellan, besonders Steinzeug und Steingut. Steinzeug ist ein keramisches Produkt mit dichtem (gesintertem) und naturfarbenem Scherben, im Gegensatz zu anderen keramischen Produkten wird also die Undurchlässigkeit nicht erst durch die Glasur erzeugt. Steinzeug ist raumbeständig, nicht porös, oxydiert nicht, hat eine blanke, glatte, glasierte Fläche und wird von Säuren und Salzen nicht angegriffen. Begrenzt ist seine Anwendbarkeit nur dort, wo es sich um stärkere Erhitzung handelt, obwohl man auch Abdampfschalen und größere Kochkessel in Steinzeug ausführt. Die Frage der Herstellung basenbeständigen Steinzeugs bei gleich gut bleibender Säurebeständigkeit ist noch nicht gelöst, dagegen ist die Verdichtung des Scherbens bis auf eine Wasseraufnahmefähigkeit unter 0,01 % für Spezialzwecke erreicht, die Druckfestigkeit guter Steinzeugsorten schwankt heute zwischen etwa 3200 und 5800 kg/qcm, die Zugfestigkeit zwischen etwa 60 und 180 kg/qcm, die Skleroskophärte zwischen 39 und 64, der Ausdehnungskoeffizient zwischen 4,1 und $5,7 \cdot 10^{-6}$, der Schmelzpunkt zwischen Segnerkegel 17 und 29, das spezifische Gewicht (ohne Poren) zwischen 2,444 und 2,804, das Raumgewicht mit Berück-

sichtigung der Poren zwischen 2,062 und 2,473. (Nach Angaben Dr. F. Singer, Dir. d. Deutschen Ton- und Steinzeugwerke AG. Charlottenburg im Achema Jahrbuch 1925).

Die unter dem Namen Steingut im Handel befindlichen keramischen Produkte mit weißbrennendem porösen Scherben werden für Diaphragmen und Filter verwendet.

Die Gurocel-Filterplatten und Diaphragmen der Hansa Filterwerke in Haiger (Dillkreis) bestehen in der Hauptsache aus Kieselgur.

Erwähnt sei noch, daß neuerdings Kunstharze, die unter dem Namen Bakelite bekannten Phenol-Formaldehyd-Kondensationsprodukte mit geeigneten Zusatzstoffen unter dem Namen „Haveg“ von der Säureschutz GmbH., Berlin N. 35 als Konstruktionsmaterial verwendet werden.

Über Festigkeit der Materialien, insbesondere die wichtigsten Formeln für Festigkeitsberechnungen siehe auch Abschnitt VII. Maschinenteile.

II. Die wichtigsten Bestimmungen der Deutschen Industrie-Normen (DIN.) über die Herstellung technischer Zeichnungen.

DIN. 5 macht über die Blattgröße, Maßstäbe und Farbe der Darstellung in den Zeichnungen folgende Angaben:

(Maße in mm).

Zeichenblatt unbeschnitten	{	1000	700	500	350	250	175	125	87
		×	×	×	×	×	×	×	×
		1400	1000	700	500	350	250	175	125
Lichtpause beschnitten	{	960	680	480	320	230	160	115	80
		×	×	×	×	×	×	×	×
		1360	960	680	460	320	230	160	115
Dabei verbleibt ein Rand um die Zeichenfläche		10	10	10	5	5	5	5	5

Die Blätter sind in der Breitlage zu verwenden. Gegenstände, die im Verhältnis zu ihrer Breite sehr hoch sind, können so aufgezeichnet werden, daß die Zeichnung hochstehend gelesen werden kann.

Als Maßstäbe sind zu benutzen:

1 : 1,

1 : 2,5, 1 : 5, 1 : 10, 1 : 20, 1 : 50, 1 : 100 für Verkleinerungen,

2 : 1, 5 : 1, 10 : 1 für Vergrößerungen.

Alle Gegenstände sind maßstäblich darzustellen, Abweichungen sind durch Unterstreichen der Maßzahlen kenntlich zu machen.

Die Gegenstände sind im allgemeinen in der Gebrauchslage zu zeichnen, d. h. stehende nicht liegend für den Beschauer der Zeichnung und umgekehrt.

Für die Anordnung der Draufsicht (Grundriß), Untersicht und Seitenansichten gilt die Schrichtung. Ist es notwendig, von dieser Regel abzuweichen, wird die Schrichtung durch einen Pfeil angegeben.

Im allgemeinen ist für die Darstellung die Hauptansicht (Aufriß, Vorderansicht), die Draufsicht und die Seitenansicht zu wählen. Es können eine oder die beiden letztgenannten Ansichten weggelassen werden, wenn der Gegenstand durch zwei Ansichten oder durch die Hauptansicht ausreichend festgelegt ist. Um eine weitere Ansicht oder einen Schnitt zu sparen, können in die Dar-

stellungen einfache zeichnerische Angaben aus einer zur Zeichenfläche senkrechten Ebene in feinen Linien eingetragen werden, z. B. Armquerschnitte, Flanschformen usw. Als Hauptansicht ist diejenige (der Schnitt) zu wählen, die beim Beschauen des Gegenstandes in wagerechter Richtung an Form und Abmessungen möglichst viel ausdrückt, oder die eine vorteilhafte Lage der Draufsicht oder der Seitenansicht für die Ausnutzung des Zeichenraumes ergibt. Es ist vorzuziehen, Gegenstände um schräglauende Kanten umzulegen, wenn hierdurch ungünstige Verkürzungen der Darstellung vermieden werden.

Die Stammphasen sind in schwarzen Linien und in schwarzer Schrift auszuführen, sie müssen in jeder Beziehung so vollständig sein, daß in den Vervielfältigungen (Blaupausen, Weißpausen, Drucken usw.) besondere Farben entbehrt werden können. Ausnahmen sind nur zur Angabe von Farbstrichen und für Zeichnungen, die in einer Farbe nicht klar und übersichtlich wirken, zulässig.

DIN. 15 sieht folgende Linienstärken vor: 1,2, 1, 0,8, 0,6, 0,4, 0,3 mm. Die zu diesen Volllinien gehörenden Strichlinien, Strichpunktlinien und Maßlinien sind in der genannten Reihenfolge schwächer. Es sind zu verwenden:

Volllinien. 1. Für sichtbare Kanten und Umrisse, und zwar 1,2 bis 0,3 mm stark. Sie sind — besonders bei Werkzeichnungen — so stark ausziehen, wie es die Größe oder die Art der Zeichnung zuläßt, und zwar einheitlich bei allen im gleichen Maßstab gezeichneten Darstellungen eines Gegenstandes. 2. Für die Umrisse benachbarter Teile zur Andeutung des Zusammenhanges, für Grenzstellungen bei Hebeln, Kolben, Griffen usw. und bei Ansichten zur Angabe von Querschnitten, die in die Zeichenfläche gedreht sind, z. B. von Armquerschnitten bei Rädern, und zwar in der Stärke der Strichpunktlinien. 3. Als Maß- und Maßhilfslinien in der Stärke der untersten Linien der Gruppen. 4. Zum Schraffieren von Schnittflächen in der Stärke der Maßlinien.

Strichlinien. 5. Für unsichtbare (verdeckte) Kanten und Umrisse. Die Striche sind nicht zu kurz zu ziehen, ihre Länge hängt von der Gesamtlänge der zu strichelnden Linie ab. 6. Bei Sinnbildern z. B. für Kernlinien bei Schrauben (s. DIN. 27) und für Grundkreise bei Zahnrädern (s. DIN. 37).

Strichpunktlinien. 7. Für Mittellinien, und zwar etwas stärker als die Maßlinien. 8. Für Sinnbilder, z. B. für Teilkreise bei Zahnrädern (siehe DIN. 37). 9. Für Bearbeitungszugaben, z. B. bei Schmiedestücken. 10. Für Teile, die vor dem dargestellten Gegenstand liegen. 11. Zur Angabe von Schnittebenen. Hierbei sind die Striche etwas stärker als die sichtbaren Kanten ausziehen. Bei den unter 9, 10 und 11 aufgeführten Linien sind die Striche kürzer als bei den Mittellinien zu halten.

Freihandlinien. 12. Für Sprengfugen und für Bruchkanten bei Metallen, Isolierstoffen, Steinen u. a. m. als Linien mit schwachen Krümmungen in der Stärke der Strichlinien; ebenso für Bruchkanten bei Holz als Zickzacklinien in der Stärke der Mittellinien. 13. Für Holzquerschnitte und für Holzoberflächen zur Kennzeichnung von Hirnholz und Langholz in der Stärke der Maßlinien.

Maße: Jedes Maß ist in die Ansicht einzutragen, die über die Form des Gegenstandes klaren Aufschluß gibt. Nur die unbedingt nötigen Maße

sind anzugeben, und zwar so, daß jedes Rechnen in der Werkstatt fortfällt. Wiederholungen von Maßen in mehreren Ansichten sind zulässig, wenn dadurch die Verständlichkeit der Zeichnung erhöht wird. Aneinandergereihte (Kettenmaße) müssen sich auf das gleiche Stück beziehen. Bei Hohlkörpern dürfen nicht Innen- und Außenlängenmaße zugleich in einer Linie hintereinander angeordnet werden. Maße sind nur dann herauszuziehen, wenn dadurch die Klarheit der Darstellung gewinnt. Maßhilfslinien sollen andere Maßhilfslinien oder Körperkanten so wenig wie möglich schneiden. In Ritzzeichnungen sind vorwiegend nur die Aufbaumaße einzuschreiben. Bei den Systemzeichnungen für Eisenkonstruktionen können Maßlinien fortgelassen werden; die Maßzahlen werden neben die Systemlinien geschrieben. Nieten können sinnbildlich ohne Maßangabe gekennzeichnet werden; Näheres siehe DIN. 139. — Blechstärken können ohne Maßlinien in den Hauptflächen der Bleche (z. B. 8 stark) ebenso rechteckige Querschnitte (z. B. 10×2) angegeben werden. Profile werden in oder neben dem Stabe eingetragen. Bei Lochteilungen können längere Maßketten mit gleicher Maßzahl durch Angaben wie 8×40 vermieden werden; in vorliegendem Beispiele bedeutet der erste Wert die Anzahl, der zweite die Größe der Lochteilung.

Die Maßlinien dürfen nicht zu dicht neben die Körperkanten gezeichnet werden; bei nebeneinanderlaufenden Maßlinien sind die Abstände möglichst gleich groß zu halten. Die Maßlinien sind für die Eintragung der Maßzahlen so zu unterbrechen, daß diese neben den Mittellinien, Körperkanten oder Maßhilfslinien Platz finden. Stehen mehrere Maßlinien eng aneinander, so sind die Lücken gegeneinander zu versetzen. Bei Ansichten oder Schnitten, die nur bis zur Symmetrielinie gezeichnet sind, sollen die Maßlinien etwas über diese hinausgezogen werden. Maßlinien, deren Richtung innerhalb des Winkels von 30° über die senkrechte Stellung liegt, sind zu vermeiden. Die Maßhilfslinien sind senkrecht zur Maßlinie zu ziehen und laufen 2—3 mm über diese hinaus. Ausnahmsweise ist ein Winkel von 60° zulässig. Jede Maßlinie erhält zwei Maßpfeile, die in der Regel nach außen zeigen. Ist der Raum für die Maßzahl beschränkt oder fallen die Maßpfeile ungünstig, so sind die Maßlinien durch Hilfslinien zu verlängern und die Maßpfeile nach innen zeigend anzubringen. Die Größe der Maßpfeile richtet sich nach der Stärke der Linien; im allgemeinen sind drei verschiedene Größen, etwa 3,5, 2,5 und 1,5 mm lang, ausreichend. Radien gelten von dem durch einen kleinen Kreis gekennzeichneten Mittelpunkt bis zur Maßpfeilspitze am Kreisumfang. Der kleine Kreis fällt fort, wenn der Mittelpunkt schon durch ein Mittellinienkreuz gekennzeichnet ist.

Maßzahlen dürfen durch Mittellinien oder Körperkanten weder getrennt noch durchschnitten werden; auch dürfen sie nicht an der Kreuzungsstelle zweier Maßlinien stehen.

Ist zwischen den Pfeilen kein Platz für die Maßzahl, so muß sie möglichst nahe der Maßlinie geschrieben werden, und zwar in der gleichen Schrift-richtung, als wenn sie in der Maßlinie stünde: Bezugslinien sind zu vermeiden. Die Größe der Ziffern soll im allgemeinen 3,5 oder 2,5 mm betragen. Dezimalstellen sind ebensogroß wie die Hauptzahlen zu schreiben. Die Maße sind in Millimetern anzugeben; werden außerdem noch andere Maßeinheiten (cm,

m, Zoll) benutzt, so sind diese den Maßzahlen anzufügen. Alle Angaben über Gewindearten sind vor die Maßzahl, sonstige Zeichen oder Buchstaben erhöht hinter die Maßzahl zu setzen.

Schriftfeld und Stückliste sind in der unteren rechten Ecke der Zeichnung anzubringen. Im Schriftfeld ist alles zu vereinigen, was an allgemeinen Vermerken zur Zeichnung gehört. Bestellerlisten und Zeichnungslisten, Schutzstempel, behördliche Genehmigungsvermerke usw. sind in den Mustern nicht enthalten, sie sind nach Bedarf dem Schriftfeld anzugliedern.

III. Die Dampfkesselanlagen.

Allgemeines. Dampferzeuger können Wasserdampf zum Betriebe von Dampfmaschinen, aber auch zum Betriebe von Heizungen und zu anderen technischen Verwendungen liefern, in der Regel ist dies Dampf von niedrigerer Spannung als der zum Maschinenbetrieb verwendete. Bei allen Dampferzeugern, die Dampf von wesentlich höherer als atmosphärischer Spannung liefern, besteht die Gefahr der Explosion, der gewaltsamen Zerstörung der Wandung unter plötzlichem Ausgleich des inneren Druckes mit dem äußeren Luftdruck. Deshalb dürfen Kessel nur mit behördlicher Genehmigung aufgestellt werden, sie unterstehen einer ständigen Beaufsichtigung und ihre Bauart und Ausrüstung ist durch reichsgesetzliche Vorschriften, die „Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Landdampfkesseln und von Schiffskesseln vom 17. Dezember 1908“ geregelt (im folgenden mit APB. bezeichnet).

Danach gelten als Dampfkessel alle geschlossenen Gefäße, die den Zweck haben, Wasserdampf von höherer als atmosphärischer Spannung zur Verwendung außerhalb des Dampfwicklers zu erzeugen. Nicht unter die APB. fallen solche Dampferzeuger, bei denen eine Explosionsgefahr nicht vorliegt, nämlich Niederdruckkessel, sofern sie mit einem höchstens 5 m hohen, nicht verschließbaren Standrohr versehen sind, in denen also höchstens ein Überdruck von 0,5 at entstehen kann (bei höherem Druck würde der Dampf das Wasser durch das Standrohr herausdrücken), ferner Zwergkessel, deren Heizfläche 0,1 qm und deren Dampfspannung 2 at Überdruck (also 3 at absolut) nicht übersteigt, wenn sie mit einem zuverlässigen Sicherheitsventil ausgerüstet sind; endlich Zentralüberhitzer, das sind Einrichtungen zur höheren Erhitzung des in anderen Dampferzeugern erzeugten Dampfes, die aber selbst keinen Wasserinhalt und da sie nur aus Rohrsystemen bestehen, auch keinen großen Dampfinhalt haben.

Zu dem Gefäß, in dem der Dampf erzeugt wird, gehört eine Feuerung, in der der Brennstoff verbrennt, eine Einmauerung und ein Schornstein, durch den die Rauchgase abgeführt werden.

Wichtige Größen, von denen die Leistungsfähigkeit einer Kesselanlage abhängt, sind die Rostfläche R , auf der der Brennstoff liegt und durch deren Spalten (freie Rostfläche) die zur Verbrennung erforderliche Luft

zugeführt wird und die Heizfläche H , nach den APB. bei Landkesseln der auf der Feuerseite (bei Schiffskesseln auf der Wasserseite) gemessene Flächeninhalt der einerseits von den Heizgasen, andererseits vom Wasser berührten Wandungen. Die Heizfläche zerfällt in die direkte Heizfläche, auf welche die Wärme durch Strahlung aus dem Feuer übertragen wird und die indirekte Heizfläche, die nur von den Verbrennungsgasen bestrichen wird.

Die Leistung des Rostes ist abhängig von der Art des Brennstoffs, der Stückgröße und der Zugstärke, die man in mm Wassersäule mißt. Man unterscheidet natürlichen Zug, hervorgerufen durch den Gewichtsunterschied der im Schornstein befindlichen warmen Gase und der äußeren kalten Luft und künstlichen durch Druck- oder Saugwirkung hervorgerufenen Zug. Die Rostbelastung mißt man durch das Verhältnis

$$\frac{B}{R} = \frac{\text{stündliche Brennstoffmenge in kg}}{\text{gesamte Rostfläche in qm}}$$

Mittelwerte hierfür gibt folgende Tabelle, bei künstlichem Zug werden diese erheblich gesteigert, z. B. für Steinkohlen bei Lokomotiv- und Schiffskesseln bis zu $400 \div 450$.

Mittelwerte für $\frac{B}{R}$.

Brennstoff	Heizwert	Schütthöhe mm	$\frac{B}{R}$	Zugstärke Wassersäule mm
Anthrazit	7800	70 \div 80	60 \div 70	10
Koks	7200	130 \div 170	70 \div 90	10
Steinkohle, gasarm	6800	90 \div 130	70 \div 110	10
Steinkohle, gasreich	7500	80 \div 100	90 \div 120	10
Braunkohlenbriketts	4800	100 \div 300	120 \div 180	8
Böhmische Braunkohle	4800	150 \div 200	120 \div 180	8
Deutsche Braunkohle	2400	200 \div 300	170 \div 300	8
Torf	3000	100 \div 300	120 \div 200	8
Holz	2500	200 \div 400	120 \div 180	8

Die Leistung der Heizfläche oder mittlere Heizflächenbelastung mißt man durch das Verhältnis

$$\frac{D}{H} = \frac{\text{stündliche Dampfmenge in kg}}{\text{wasserberührte Heizfläche in qm}}$$

sie ist abhängig vom Wärmedurchgang, d. h. von Menge und Temperatur der Heizgase, der mehr oder weniger innigen Berührung derselben mit der Heizfläche, also der Zuggeschwindigkeit und Durchmischung, dem Material, der Dicke und der Reinheit der Wandungen und der Loslösung der sich an der inneren Wandung bildenden schlecht wärmeleitenden Dampfblasen, die am besten losgelöst werden, wenn sich das Wasser im Kessel im Gegenstrom zu den Heizgasen bewegt. Sie wird nach oben begrenzt durch die bei wachsender Belastung der Heizfläche zunehmende Nässe des Dampfes.

Mittelwerte für $\frac{D}{H}$

Kesselbauart	Anstrengungsgrad des Betriebes			
	mäßig	normal	flott	gesteigert
Batteriekessel	12	17	22 ¹⁾	—
Ein-, Zwei-, Dreiflammrohrkessel	15; 16; 22	20; 22; 28	25; 30 ¹⁾ ; 35	—
Doppelkessel (unten zwei Flammrohre; oben Heizröhren)	12	16	20 ¹⁾	—
Mac-Nicol-Kessel	16 ¹⁾	20 ¹⁾	25 ¹⁾	—
Heizröhrenkessel	10	14	20 ¹⁾	—
Lokomobilkessel	—	14	18	27 ¹⁾
Lokomotivkessel	—	—	40	60 ¹⁾
Schiffs-(Zylinder-)Kessel	—	—	28	35
Wasserrohrkessel ohne Kammern	9 ¹⁾	12 ¹⁾	15 ¹⁾	—
Kammer-Wasserrohrkessel	14 ¹⁾	18 ¹⁾	26 ¹⁾	35 ²⁾
Steilrohrkessel	18 ¹⁾	24 ¹⁾	30 ¹⁾	40 ²⁾
Schiffswasserrohr-Kessel	—	22	36	50 ¹⁾
Stehende Kessel	10	14	20 ¹⁾	—

Der Wirkungsgrad der Feuerung ist im Mittel $\eta_1 = 0,87-0,95$, der Wirkungsgrad der Heizfläche $\eta_2 = 0,5-0,75$, damit der Wirkungsgrad der ganzen Anlage $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,4-0,7$, bei mechanischer Rostbeschickung und Ausrüstung des Kessels mit Vorwärmer und Überhitzer kann der Wirkungsgrad bis 0,85, bei flammenloser Verbrennung eines Gasluftgemisches in Heizröhren, die mit Stücken einer schamotteähnlichen Masse angefüllt sind (Schnabel-Bohne), soll der Wirkungsgrad bis auf 0,95 gesteigert werden, doch hat sich diese Feuerung wegen rasch eintretender Verstopfung der Heizröhren, soweit bekannt, nicht bewährt.

Die Leistungsfähigkeit der Brennstoffe wird beurteilt nach der Verdampfungsziffer

$$d = \frac{D}{B} = \frac{\text{stündliche Dampfmenge in kg}}{\text{stündliche Brennstoffmenge in kg.}}$$

Man unterscheidet die Bruttoverdampfung d , die auf die Menge Dampf bezogen wird, wie er unter den gegebenen Verhältnissen geliefert wird und die Nettoverdampfung d' , die sich auf Normaldampf von 1 at aus Wasser von 0° erzeugt, also mit 639 WE. Gesamtwärme bezieht. Wenn i die in 1 kg der Dampfmenge D enthaltene Wärme bedeutet, so ist

$$d' = \frac{d \cdot i}{639}$$

Mittelwerte für d für verschiedene Brennstoffe gibt folgende Tabelle:

¹⁾ Mit Überhitzer.

²⁾ Mit Überhitzer und Rauchgasvorwärmer.

Mittelwerte für d.

Brennstoff	Heizwert	d-fache Verdampfung für i ¹⁾		
		600	650	700
Holz (lufttrocken) . . .	3 000	2 ÷ 3,2	1,8 ÷ 3,0	1,7 ÷ 2,8
Torf (lufttrocken) . . .	2 400	1,6 ÷ 2,6	1,5 ÷ 2,4	1,4 ÷ 2,2
Guter Preßtorf	3 800	2,8 ÷ 4,1	2,6 ÷ 3,8	2,4 ÷ 3,5
Braunkohle, erdige . . .	2 400	1,6 ÷ 2,7	1,5 ÷ 2,5	1,4 ÷ 2,3
Braunkohle, böhmische	4 500	3 ÷ 5	2,8 ÷ 4,6	2,5 ÷ 4,2
Brikett	4 800	3,2 ÷ 5,2	3,0 ÷ 4,8	2,7 ÷ 4,5
Steinkohle	6 000	5 ÷ 7	4,6 ÷ 6,4	4,3 ÷ 6
7 800	6 800	5,6 ÷ 7,9	5,2 ÷ 7,3	4,8 ÷ 6,8
7 300	7 300	6,0 ÷ 8,9	5,6 ÷ 8,2	5,2 ÷ 7,7
Steinkohle, Brikett . . .	6 900	5,7 ÷ 8,4	5,3 ÷ 7,7	4,9 ÷ 7,2
Koks	6 300	5,2 ÷ 7,6	4,9 ÷ 7,1	4,5 ÷ 6,6
Anthrazit	7 500	7 ÷ 9	6,4 ÷ 8,7	6,0 ÷ 8,1
Rohöl, Masut, Teeröl . .	10 000	10 ÷ 15	9,2 ÷ 12,4	8,6 ÷ 11,4
Gichtgas	850 f. 1 cbm	0,85 ÷ 1	0,78 ÷ 0,91	0,73 ÷ 0,85
Koksofengas	4500 f. 1 cbm	4,5 ÷ 5,3	4,1 ÷ 4,9	3,8 ÷ 4,5

Die Wärmeverluste, die auf 100 WE. des Brennstoffheizwertes bezogen werden, setzen sich wie folgt zusammen:

1. Verlust durch Unverbranntes in den Herdrückständen im Mittel 2 ÷ 3%.

2. Verlust durch unverbrannte Gase (CO und CH₄), er ist im Mittel, wenn der CO₂-Gehalt der Rauchgase $\leq 11\%$ ist, bei Magerkohle bis 1%, bei gasreicher Kohle bis 2%, wenn der CO₂-Gehalt $> 11\%$ ist, bei gasreicher Kohle bis 7%.

3. Verlust durch Ruß in den Abgasen, bei nicht rauchfreier Verbrennung im Mittel 1—2%.

4. Der Schornsteinverlust, hervorgerufen durch den Unterschied des Wärmeinhalts der Abgase gegen den der in den Feuerraum eintretenden Verbrennungsluft, er wird gering gehalten durch möglichst geringen Luftüberschuß und Erniedrigung der Abgastemperatur (meist 300—400°, um so höher, je mehr der Kessel angestrengt wird), z. B. durch einen Rauchgasvorwärmer, im Mittel etwa 20%.

5. Restverlust durch Wärmestrahlung und Wärmeleitung, im allgemeinen unter 10%.

Feuerungen.

Nach der Lage der Feuerung unterscheidet man Innenfeuerung, Unterfeuerung und Vorfeuerung.

Die Innenfeuerung (Lokomotivkessel, Flammrohrkessel) z. B. Abb. 12 bis 15, 17 u. 18) ist umgeben von wassergekühlten Kesselwänden. Die Verluste durch Wärmestrahlung sind hier am geringsten, durch die Kesselabmessungen wird aber die Rostfläche und der besonders bei gasreichen Brennstoffen zur Ausbildung der Flamme erforderliche Raum beschränkt. Die Temperatur im Feuerraum wird durch die wassergekühlten Flächen

¹⁾ i = in 1 kg der Dampfmenge D enthaltene Wärme.

niedrig gehalten, was die Erzielung einer vollkommenen Verbrennung erschwert, bei Wassermangel im Kessel können die der stärksten Hitze ausgesetzten Flächen von Wasser entblößt und dadurch schwere Kesselschäden hervorgerufen werden.

Die Unterfeuerung (Abb. 11 u. 16), meist bei einfachen Walzenkesseln und Wasserrohrkesseln zu finden, gibt beim Anfeuern schnellen Temperaturausgleich des gesamten Kesselinhalts, da die untersten Wasserschichten am stärksten erhitzt werden und nach oben steigen, hat aber den Nachteil, daß die Flächen, auf denen sich Schlamm usw. ablagern, am stärksten erhitzt werden.

Die Vorfeuerung (Abb. 1), rings von Mauerwerk eingeschlossen, bei Lokomobilen in einem fahrbaren eisernen Gestell angeordnet, bei Flammrohr-, Batterie- und Steilrohrkesseln angewandt, gestattet

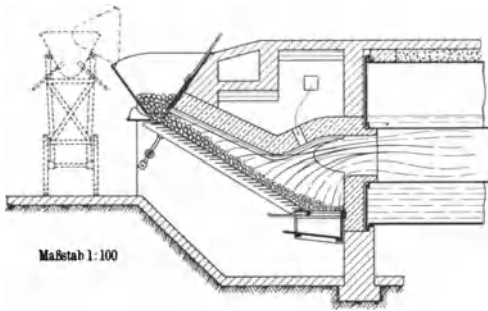


Abb. 1. Vorfeuerung.

die Anwendung beliebig großer Rostflächen und Hochhaltung der Temperatur im Feuerraum, verursacht aber die größten Verluste durch Wärmestrahlung, große Unterhaltungskosten für das Mauerwerk und Vergrößerung der Kesselgrundfläche.

Mit Ausnahme der Feuerungen für flüssige oder gasförmige Brennstoffe und Staubkohle ist der Rost der Hauptbestandteil der Feuerung.

Man unterscheidet die annähernd wagerecht liegenden Planroste und die stark geneigten Schräg- und Treppenroste, erstere werden für Wurfbefuerung (Beschickung mit Schaufeln), letztere für Schüttaufbefuerung angewandt, bei der die Kohle durch einen vor dem Rost aufgestellten Schüttrichter zugeführt wird und auf der schrägen Rostfläche allmählich hinuntergleitet (Abb. 1).

Beim Planrost (Abb. 2) sind die Rostflächen und die im ersten Feuer liegenden Kesselteile gut zu übersehen, die Rostfläche kann durch teilweises Abdecken verkleinert werden, die Bedienung erfordert aber besondere Erfahrung, muß bei offener Feuertür geschehen und beschränkt die Rostlänge auf höchstens 2 m. Der Planrost ist für alle Brennstoffe anwendbar.

Der Schrägrost ist ein unter etwa 40° geneigter Planrost, von meist bis 2, seltener 3 m Länge, er ist einfach und staubfrei zu bedienen, die Herdrückstände können außerhalb des Heizraumes beseitigt werden, er eignet sich aber wenig für ungleichmäßigen Betrieb und nur für wenig backende und schlackende, nicht zu feinkörnige Kohle.

Der Treppenrost (Abb. 1) unterscheidet sich vom Schrägrost dadurch, daß die Roststäbe stufenartig angeordnet sind, die Luftspalten also wagerecht, so daß der Brennstoff nicht hindurchfallen kann, er läßt sich also auch

für staubige oder zerfallende Brennstoffe verwenden. Die Rostlänge beträgt bis 2,5 m.

Die gesamte Rostoberfläche wird totale Rostfläche, die Summe der Luftspalten freie Rostfläche genannt. Die totale Rostfläche ist mit Rücksicht auf spätere stärkere Belastung unter Zugrundelegung einer mäßigen Rostbelastung $\frac{B}{R}$ zu berechnen. Die freie Rostfläche soll so groß wie möglich sein, ist aber durch die

Mindestdicke der Roststäbe und die durch die Brennstoffstückgröße gegebene Höchstbreite der Spalten, bei Treppenrosten durch die Möglichkeit der Reinigung von Asche begrenzt. Das Verhältnis der freien Rostfläche zur totalen ist

bei Plan- und Schrägrosten	0,20—0,50
bei Treppenrosten	0,60—0,70

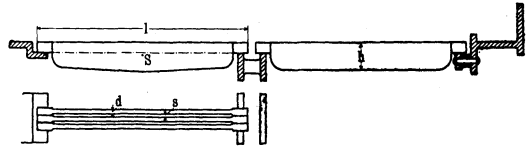


Abb. 2. Planrost.

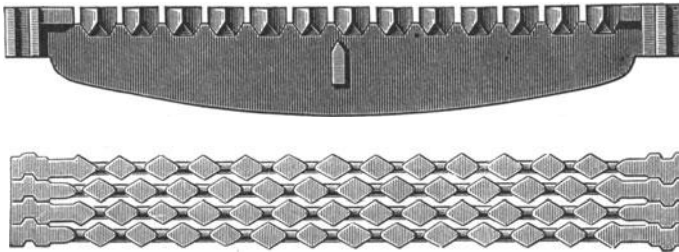


Abb. 3. Roststäbe (Sonderform).

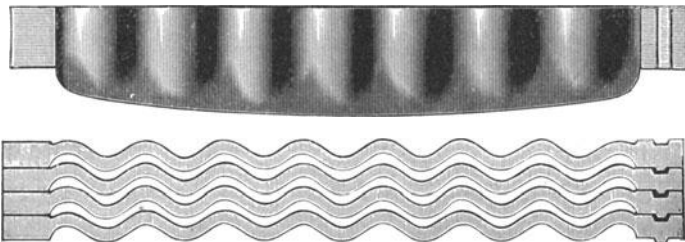


Abb. 4. Roststäbe (Sonderform).

Die Roststäbe werden aus Gußeisen hergestellt, mit Ausnahme der Stabköpfe, die der Spaltweite entsprechend verbreitert sind, auf der ganzen Länge von gleicher Höhe. Die Länge schwankt im allgemeinen zwischen 300 und 1000 mm. Die Höhe ist etwa gleich der 12fachen Dicke, für Flammrohrinnenfeuerung aber nicht über 100 mm, die untere Dicke der Roststäbe $\frac{1}{5}$ der oberen. Obere Roststabdicke d und Spaltweite s können nachfolgender Tabelle entnommen werden:

Brennstoff	feinkörnig	zerfallend	mit kleineren Stücken gemischt	stark schlackend
d mm	5—6	8—10	10—13	13—20 (25)
s „	3—5	5—8	8—10	10—15 (20)

Für Schrägroste legt man nur selten mehrere Roststäbe hintereinander, die Stablänge schwankt hier zwischen 1000 und 1600 mm, die Höhe ist etwa $\frac{1}{9}$ der Länge. Für Treppenroste nimmt man meist glatte Platten, etwa 500 mm lang, 150 mm breit und 8—12 mm dick als Roststäbe im Abstand von 20—25 mm. Besseres Abbrennen erzielt man durch Platten, die mit rechtwinklig zur Länge stehenden Schlitzsen versehen sind.

Auch für Planroste hat man besonders geformte Roststäbe (Abb. 3 u. 4) hergestellt, um bei geringer Spaltweite und kräftigem, gegen Verziehen widerstandsfähigem Stabquerschnitt, die freie Rostfläche möglichst groß zu gestalten, solche Roste sind aber schlecht zu reinigen, sie eignen sich besonders für feinkörnigen, wenig schlackenden Brennstoff.

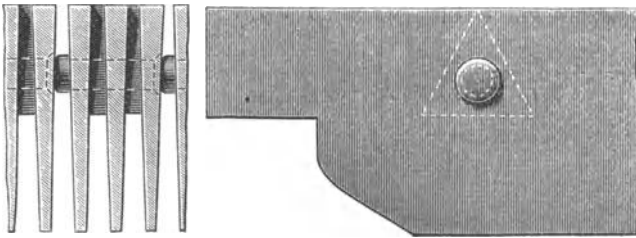


Abb. 5. Bündelroststäbe.

Zur Herstellung der gußeisernen Roststäbe verwendet man möglichst phosphorfrees graues Gußeisen mit weißem Roheisen oder Stahlabfällen gemischt, die obere Fläche wird auf einer eisernen Platte eingeformt um durch die schnelle Abkühlung diese Fläche möglichst hart und dicht zu machen. Man verwendet aber auch Walzeisen und Stahlguß zur Herstellung von Roststäben, z. B. Bündelroststäben (Abb. 5), Hohlroststäben für Wasserkühlung, durch die das Festbrennen der Schlacken verhindert und die Haltbarkeit erhöht wird.

Planroststäbe werden auf gußeisernen Rostbalken gelagert, die, um ein Verbrennen der Roststabsköpfe zu vermeiden, mit Luftspalt versehen werden müssen. Auf die Wärmeausdehnung ist natürlich bei der Auflagerung Rücksicht zu nehmen.

Bei Schrägrosten werden die Roststäbe meist oben auf der Schürplatte, im unteren Drittel der Länge auf einem Rundeisen oder Rohr von 50—80 mm Durchmesser gelagert. Die Stäbe der Treppenroste werden auf gußeisernen Treppenwangen gelagert, deren Neigung manchmal verstellbar ist. Am unteren Ende der Treppenroste, meist auch der Schrägroste, wird ein kleiner Planrost von 400—500 mm Länge, der sog. Fangrost eingebaut, zur Entfernung der Herdrückstände meist als Schüttelrost ausgebildet. Um die Lebensdauer der Roststäbe zu erhöhen, hat man sie mit Aluminium nach

dem Schoopschen Spritzverfahren überzogen, kaloriert (in Aluminiumpulver geölt und versuchsweise auch verchromt).

Das die Feuerung nach außen abschließende Feuergeschränk (Abb. 6) besteht aus einem 15—20 mm dicken gußeisernen Rahmen, der Vorsatzplatte, mit Öffnungen für die Feuertür, bzw. den Schüttrichter und die Aschenfallklappe. Die meist gußeisernen Feuertüren schlagen nach außen auf und fallen infolge geringer Schrägstellung der Drehachsen von selbst zu. In der Tür sind meist durch Schieber verschließbare Luftzuführungen, die in Verbindung mit einer nach innen der Tür in einem gewissen Abstand vorgelagerten Blechplatte eine Kühlung der Tür ermöglichen. Die Abmessungen der Feuertüren richten sich nach dem Brennstoff, einflügelige Türen haben meist 300—450 mm Breite und 200—300 mm Scheitelhöhe, zweiflügelige 450—600 mm Breite und 350—400 mm Scheitelhöhe. Um eine obere wagerechte Achse nach innen aufschlagende Feuertüren, wie man sie namentlich bei Schiffskesseln findet, erfordern weniger Raum. Bei Plan- und Schrägrosten wird an die Vorsatzplatte eine gußeiserne Schürplatte angeschraubt, die auch das die Vorsatzplatte nach innen verkleidende Schamottemauerwerk stützt. Auf der Schürplatte können frisch aufgeworfene Kohlen getrocknet und teilweise entgast werden, ehe sie auf der Glut ausgebreitet werden.

Der Schüttrichter (Abb. 1 u. 7) von Schräg- und Treppenrosten wird aus Guß- oder Schmiedeeisen hergestellt, zur Einstellung der Schichthöhe und zum vollständigen Abschluß ist er mit einem Schieber oder einer Drehklappe ausgerüstet. Unter ihm ist häufig eine 100—150 mm hohe Tür zur Bearbeitung des Feuers angeordnet.

Nach innen wird die Rostfläche abgeschlossen durch die Feuerbrücke, die bei Planrosten aus einem gußeisernen, oben mit Schamottesteinen ausgelegten Gestell besteht, das im unteren Teil bei Flammrohrkesseln eine dicht verschließbare Öffnung zur Entfernung von Asche aus den Flammrohren haben muß. Bei anderen Feuerungen besteht die Feuerbrücke aus einer Wand von Schamottesteinen oder fehlt ganz. Die Feuerbrücke soll zunächst verhindern, daß Brennstoff über das hintere Rostende hinausfällt, sie begünstigt aber auch ein gleichmäßiges Abbrennen und durch die Verringerung des Zugquerschnitts hinter dem Rost eine gute Durchmischung der Flammengase mit der Verbrennungsluft.

Um eine wirtschaftliche Ausnützung des Brennstoffes zu gewährleisten, sind nun eine ganze Anzahl Sondereinrichtungen im Gebrauch.

Um den Luftüberschuß gering zu halten, baut man in den Fuchs (Abzugskanal für die Feuergase) einen Zugregler ein, der beim Öffnen der Feuertür den Zug fast ganz abstellt, damit nicht zu große Mengen kalter Luft einströmen, nach dem Neubeschicken der Feuerung ganz geöffnet, schließen sie allmählich wieder ab. Dem gleichen Zwecke dienen alle Vorrichtungen, die eine Be-

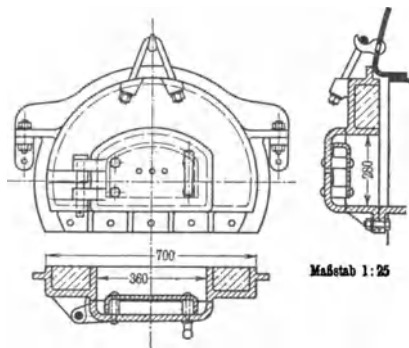


Abb. 6. Feuergeschränk.

schiekung des Rostes ohne Öffnung der Feuertür gestatten, solche welche das Abschlacken des Rostes in kürzester Zeit gestatten (z. B. gekühlte Roststäbe) und Vorrichtungen zur Veränderung der Größe der Rostfläche.

Rauch ist unverbrannter Kohlenstoff, seine Verhütung also eine der wichtigsten Aufgaben eines wirtschaftlichen Heizungsbetriebes. Ein wichtiges Mittel zur Rauchverhütung ist die Zuführung sogenannter Sekundärluft, d. i. Luft, die über der Brennstoffschicht zugeführt wird, nicht durch diese hindurch, wie die durch die Rostspalten eintretende. Man kann sie bei Planrosten zuführen über oder unter der Feuertür, durch die schon genannten Öffnungen in derselben, durch hohle Flankenroststäbe, durch eine hohle Feuerbrücke oder hinter der Feuerbrücke, bei Schräg- und Treppenrosten durch Kanäle in den Seitenmauern. Zur Rauchverhütung dienen auch Dampfschleier, die von der Feuertür aus über den Rost geblasen werden, eine gute Mischung der Gase mit der Luft bewirken und die Abkühlung durch die kalten Kesselwände verzögern. Bei der sog. Halbgasfeuerung werden die Brennstoffe in einem besonderen Entgasungsraum, der durch eine unten offene Schamottewand vom Verbrennungsraum getrennt ist, von den Schwelgasen befreit, die dann mit gut vorgewärmter Sekundärluft gemischt dem Feuerraum, in dem die hierdurch gasarm gewordene Kohle abbrennt, zugeführt werden. Schließlich dienen auch die vorher genannten Mittel zur Verhütung eines zu starken Luftüberschusses zur Rauchverminderung. Zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Feuerung und zur Ermöglichung der Verfeuerung schwer brennender Stoffe wird künstlicher Zug angewandt. Er ist nach den APB. als vorliegend anzusehen, wenn bei Druckzug mehr als 30 mm Wassersäule Überdruck unter dem Rost und bei Saugzug mehr als 25 mm Unterdruck im Abzugskanal herrschen.

Der Druckzug kann erzeugt werden durch Oberwind, Erzeugung von bis zu 60, vereinzelt bis 120 mm Wassersäule Überdruck in dem dichtgeschlossenen Heizraum durch Ventilatoren (nur bei der Marine üblich, hier gleichzeitig der Lüftung dienend) und durch Unterwind, Einblasen von Luft oder Dampf in den dicht geschlossenen Aschenfall. Der Unterwind lockert feinkörnigen und staubigen Brennstoff auf, darf aber nicht mehr als 20 mm Wassersäule Pressung haben, um ihn nicht unverbrannt fortzublasen, bei schlackendem Brennstoff hält er die Rostspalten frei, zu diesem Zweck wird auch Preßluft durch heißes Wasser angefeuchtet. Das Dampfstrahlgebläse braucht etwa 5%, der Ventilator für Preßluft etwa 2% der erzeugten Dampfmenge, wodurch die Ausnützung minderwertiger Brennstoffe durch Feuerung mit Unterwind nur bei niedrigen Preisen möglich ist. Druckzug bietet noch den Vorteil, daß man in den Zugkanälen einen dem äußeren Luftdruck nahezu gleichen Druck einstellen kann, wodurch Undichtigkeiten im Mauerwerk unschädlich werden.

Der Saugzug, bei dem die Abgase durch besondere Einrichtungen in Bewegung gesetzt werden, dient zur Ergänzung natürlichen Schornsteinzuges, und zum Ersatz desselben, wenn ein Schornstein nicht aufgestellt werden kann. Der Heizer steigt leicht dazu, zu hohe Zugstärken einzustellen, wodurch Luftüberschuß entsteht, der Saugzug ermöglicht aber weitgehende Anpassung an die Betriebsverhältnisse, bessere Ausnutzung der Wärme der Abgase und macht unabhängig von Wind und Wetter. Die Absaugung ge-

schieht durch Dampfstrahlgebläse oder Ventilator, ersteres zeichnet sich durch geringe Anschaffungskosten und einfache Wartung aus, gibt aber einen höheren Dampfverbrauch. Mit Ventilator können die Gase unmittelbar abgesaugt werden, in welchem Falle der Ventilator zum Schutze gegen chemische Einwirkungen zweckmäßig emailliert wird, oder mittelbar, indem der Ventilator Frischluft ansaugt und in einen Ejektor, der 10—15 m hoch in das Abzugsrohr eingebaut ist, drückt, dessen Saugwirkung die Abgase bewegt. Der Kraftbedarf des Ventilators ist dabei bis dreimal so hoch, als bei unmittelbarer Absaugung, doch ist dieser vor der Einwirkung der Abgase geschützt. Der Dampfverbrauch läßt sich bei unmittelbarem Saugzug bis auf 0,5—1%, bei mittelbarem bis auf 1—2,5% der Kesselleistung herabmindern.

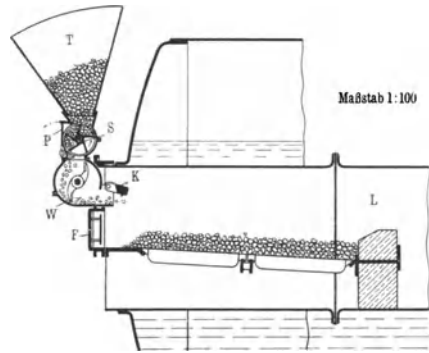


Abb. 7. Mechanische Wurff Feuerung.

Da die wirtschaftliche Ausnutzung der Brennstoffe sehr von der aufmerksamen Bedienung der Feuerung durch den Heizer abhängt, haben die Einrichtungen zur selbsttätigen Beschickung und zum selbsttätigen Abschlacken große Bedeutung erlangt. Sie unterscheiden sich nach der Art des zu beschickenden Rostes und des Brennstoffs.

Für Planroste wird die mechanische Wurff Feuerung (Abb. 7) angewandt. Die Kohle wird durch einen Schütttrichter aufgegeben, von dem sie in eine Wurfmachine gelangt, die sie durch einständig umlaufendes Schleuderrad oder eine in größeren Zwischenräumen wirkende Wurfchaufel auf den Rost wirft. Die erste Einrichtung setzt gleiche Korngröße voraus, um auch billige Förderkohle verwenden zu können, kann zwischen Schütttrichter und Wurfmachine eine Brechwalze eingebaut werden. Ungleichmäßige Bestreuung muß der Heizer von Zeit zu Zeit abgleichen.

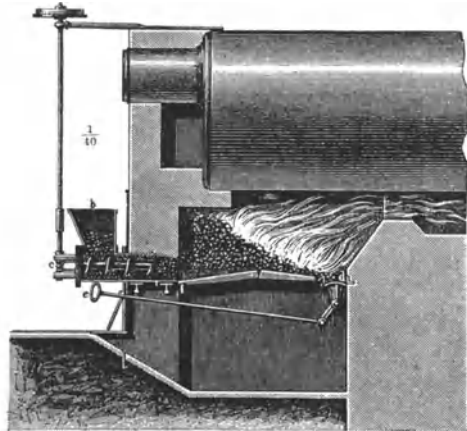


Abb. 8. Unterschub Feuerung.

Bei der Unterschub Feuerung (Abb. 8) wird die Kohle (meist gasreiche Kohle von gleicher Korngröße) durch eine unter der Rostmitte liegende Schnecke auf der ganzen Rostlänge so zugeführt, daß die Schwelgase eine darüber befindliche glühende Kohlschicht durchstreichen.

Zum selbsttätigen Abschlacken der Schrägroste dient eine am unteren Ende eingebaute, mit Roststäben belegte, langsam umlaufende Trommel (Walzenrost).

Selbsttätiges Beschicken und Abschlacken von Planrosten vereinigen die Wanderroste. Bei diesen können die Roststäbe durch abwechselnde Vorwärts- und Rückwärtsbewegung (letztere in zwei Gruppen, wobei sich die betr. Stäbe etwas senken) den Brennstoff, der nicht feinkörnig sein darf, bis zum Rostende bewegen, worauf er in die Schlackenammer fällt, oder die Roststäbe, die zu einem über zwei Walzen laufenden Kettenband (Abb. 9) verbunden sind, bewegen sich mit dem Brennstoff dauernd vorwärts und führen am Ende des Rostes die Herdrückstände über einen Abstreicher ab, der zugleich die Feuerbrücke ersetzt. Die Antriebswalze liegt vor dem Feuerraum. Bei der Rückbewegung der Roststäbe auf der unteren Seite werden diese zugleich abgekühlt. Statt die Roststäbe selbst zu einem Kettenband zu verbinden, können auch einzelne Gelenkketten angewendet werden, an

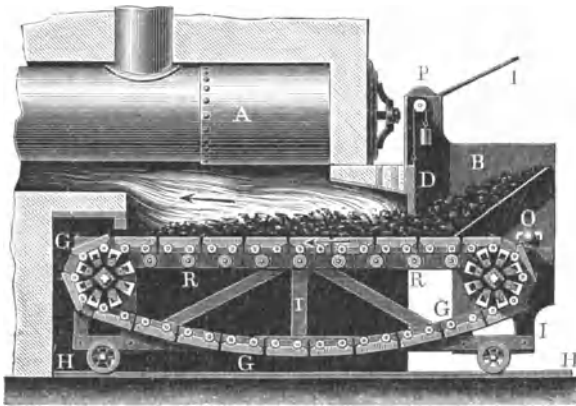


Abb. 9. Wanderrost.

denen Roststabträger befestigt sind, in die die Roststäbe eingelegt werden. Dabei können die Roststäbe dünner sein, so daß die freie Rostfläche größer wird, auch lassen sie sich leichter auswechseln.

Die Wanderroste sind bei jeder nicht zu stark backenden Kohle ohne fließende Schlacke anwend-

bar, die Rostlänge beträgt bis zu 5 m, die Zugstärke muß nach der Schichthöhe und der Vorschubgeschwindigkeit bemessen werden. Für Flammrohrinnenfeuerung ist der Wanderrost wenig geeignet, da er den Flammraum verkleinert und die Entfernung der Herdrückstände schwierig ist.

Die mechanischen Rostbeschickungen machen häufig eine Zerkleinerung der Kohle notwendig, es lag nahe, einen Schritt weiter zu gehen und die Kohle staubförmig zu mahlen (Kohlenstaubfeuerung). In diesem Zustande läßt sie sich viel inniger mit der Verbrennungsluft mischen, so daß nur ein geringer Luftüberschuß zur rauchfreien Verbrennung notwendig ist. Der gut getrocknete Kohlenstaub wird in einen mit Schamotte ausgefütterten Verbrennungsraum eingeblasen, ein Rost ist also nicht erforderlich. Diesen Vorteilen stehen die hohen Aufbereitungskosten der Kohle (Mahlen, Sortieren, Trocknen) als Nachteile gegenüber.

Bei den Feuerungen für flüssige Brennstoffe werden diese, zweckmäßig auf 80° und mehr vorgewärmt, durch Streudüsen unter 4—10 at Druck, durch Druckluft (vorgewärmt, von etwa 0,8 at), die den Ölstrahl außen oder außen und innen umgibt oder durch Dampfstrahl von 1—2 at Überdruck,

der Luft ansaugt, zerstäubt und mit Luft gemischt verbrannt. Bei der Zerstäubung mit Dampf beträgt der Dampfverbrauch zwar etwa 4% der Kesselleistung, doch sind die Anschaffungskosten der Anlage gering. Bei dem Irinyölbrenner der Deutschen Ölfeuerungsgesellschaft in Hamburg fließt das Öl in einen Verdampfer, der im Verbrennungsraum liegt und von der Flamme umspült wird, hierbei ist eine Zerstäubung durch besondere Apparate nicht nötig.

Bei Gasfeuerung wird das Gas mit gut vorgewärmter Luft gemischt in den Verbrennungsraum geführt. Bei hochwertigen Gasen verwendet man besondere Brenner mit regelbarer Luftzuführung (nach Art der Bunsenbrenner), bei der Verwendung von Hochofengas unterhält man ein Hilfsfeuer im Verbrennungsraum. Ein den Verbrennungsraum hinten abschließendes Gitter aus feuerfesten Steinen, die glühend werden, verhindert das Entweichen unverbrannten Gases.

Abgase, die in Hüttenwerken mit Temperaturen von teilweise mehr als 1000° in größeren Mengen zur Verfügung stehen, werden den Kesseln auf möglichst kurzem Wege als Heizgase zugeführt, wenn sie noch Unverbranntes enthalten, führt man unter dem Kessel noch Luft ein.

Die Feuerzüge sind im allgemeinen für eine Geschwindigkeit der Gase von 4—6 m, in oder zwischen Röhren, die häufig gereinigt werden können, bis 15 m zu bemessen, wobei zu berücksichtigen ist, daß mit zunehmender Abkühlung das Volumen der Gase geringer wird. Man erhält dann bezogen auf die Rostfläche R folgende Querschnitte:

über der Feuerbrücke	0,15 R
im ersten Zug	0,38—0,43 R
(in oder zwischen Röhren)	0,20—0,25 R
im zweiten Zug	0,31—0,37 R
(in oder zwischen Röhren)	0,17—0,22 R
im dritten Zug	0,25—0,30 R
im Fuchskanal	0,20—0,25 R

Die kleineren Werte gelten für Steinkohle, die größeren für Braunkohle. In den Kanalquerschnitt soll sich möglichst ein Quadrat von 45 cm Seitenlänge einzeichnen lassen, damit die Kanäle zwecks Reinigung befahrbar sind.

Nach den APB. muß der höchste Punkt der Feuerzüge mindestens 100 mm unter dem niedrigsten Wasserstande liegen, nichtwasserberührte Teile der Kesselwand dürfen den Heizgasen nur ausgesetzt werden, wenn die vorher bestrichene Heizfläche bei natürlichem Zug das 20-, bei künstlichem das 40fache der Rostfläche beträgt. Bei Richtungsänderungen der Züge sind scharfe Ecken zu vermeiden, ebenso bei der Überführung in den möglichst kurz zu haltenden Fuchskanal. Andererseits bewirken Richtungsänderungen und stellenweise Querschnittsverminderungen eine bessere Durchmischung der Gase und bringen neue heiße Gasteilchen an die Heizfläche heran, man baut deshalb in lange Zugkanäle stellenweise den Querschnitt verengende Wände ein. Zwecks Reinigung von Flugasche und Ruß müssen die Kanäle durch Öffnungen im Mauerwerk befahrbar sein. Eingebaute Aschen- und Schlackenbunker ermöglichen die Entfernung mit rotierender Luftpumpe ohne Betriebsunterbrechung.

Die Umfassungsmauern werden in gewöhnlichem Ziegelmauerwerk mit Kalkmörtel (1 Teil Kalk, 3 Teile Sand), für Grundmauern mit verlängertem Zementmörtel (1 Teil Kalk, 1 Teil Zement, 5 Teile Sand), für Berührungsstellen mit der Kesselwand in Lehm- oder Schamottemörtel, unter keinen Umständen mit Kalk ausgeführt, Stellen, die dauernd mit Gasen von 450° aufwärts in Berührung kommen, erhalten eine Ausfütterung mit Schamottesteinen in Schamottemörtel, in Verband mit dem Ziegelmauerwerk. Für Feuerbrücken, Gewölbe über Feuerungen usw. hat man Schamottiformsteine (basische oder saure je nach der Asche), die mit möglichst dünnen Fugen zu vermauern sind. Für die am meisten gefährdeten Stellen verwendet man Schamotte Segerkegel 33 und höher, für die nicht direkt mit den Flammen in Berührung kommenden Stellen genügt Segerkegel 30.

Nach den APB. müssen die Außenmauern von den Mauern des Kesselhauses mindestens 80 mm Abstand haben, sie sollen $1\frac{1}{2}$ — $2\frac{1}{2}$ Stein stark sein, je nachdem sie dem Anprall heißer Gase ausgesetzt sind, wo notwendig

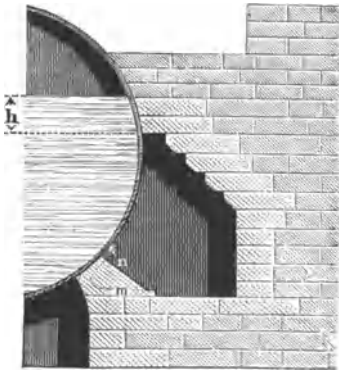


Abb. 10. Zugkanal.

ist ein $\frac{1}{2}$ —1 Stein starkes Schamottfutter anzubringen. Um die Wärmeausstrahlung zu verhindern, wendet man $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$ Stein starke Isolierschichten mit Asche, Schlackenwolle oder Kieselgur ausgefüllt, evtl. aus im Verbands verwendeten Kieselgursteinen bestehend oder Verblendung mit weißen Glasursteinen an. Hervorragende Kesselteile sind nicht durch Mörtel, sondern durch Asbestschnureinlagen abzudichten. Zwischenmauern zwischen zwei Kesseln sind mindestens 34 cm stark auszuführen. Der Fuchskanal muß 1 Stein starke Seitenwände, Rollschicht (hochkantstehende Steine) als Boden und $\frac{1}{2}$ —1 Stein starke Kappe erhalten. Die Zugkanäle sind durch Auskragung (Abb. 10) der Seitenmauern und 3—4 gegen den Kessel gestoßene Steinschichten und eine 100 mm starke Lehmschicht abzudecken. Hierauf kommt eine Sand- oder Schlackenfüllung und als Abschluß eine Flachschiht. Häufig bleibt die Füllung weg und die Deckschicht wird als Kappengewölbe zwischen Trägern ausgeführt, wobei die Kesseldecke nicht belastet ist. Keilsteine für Gewölbe sind aufeinanderzuschleifen, Feuergewölbe dürfen nicht von oben belastet werden, man ordnet über ihnen besondere Entlastungsgewölbe an. Der Seitenschub von Gewölben ist durch Anker aufzunehmen. Scheidewände zwischen Zugkanälen werden als $\frac{1}{2}$ Stein starke Mauerzungen oder bei Wasserröhrenkesseln durch Schamotte- oder Gußeisenplatten, auch Gußeisen mit Schamottebelag ausgeführt.

Das ganze Mauerwerk wird mit Profilleisen und Längs- und Querankern von etwa 1 cm Durchmesser, die nicht an zu heiße Stellen zu verlegen sind, zusammengehalten, in besonderen Fällen ganz mit Blech ummantelt oder bei Steilrohrkesseln in ein genietetes Eisengerippe eingebaut.

Zur Erzeugung des natürlichen Zuges dient der Schornstein, dessen Saugwirkung auf dem Gewichtsunterschied zwischen den heißen Feuergasen

und der kalten Außenluft beruht. Die Geschwindigkeit der Heizgase ist um so größer, je höher der Schornstein ist und je höher die Eintrittstemperatur der Gase ist, sie schwankt zwischen 1 und 6 m und beträgt im Mittel 2—3 m. Die günstigste Zugstärke für Steinkohlen ist 20—30 mm Wassersäule, schlechte Brennstoffe verlangen stärkeren Zug. Die Mindesthöhe des Schornsteins ist häufig durch ortspolizeiliche Vorschriften gegeben, gewöhnlich beträgt sie 15—20 m, für schlechte Steinkohlen 25—30 m, der Mindestquerschnitt $\frac{1}{3}$, über 3 m Höhe $\frac{1}{4}$ der freien Rostfläche.

Der Baustoff ist Ziegelmauerwerk, Eisenblech von 3—6 mm Dicke Eisen mit Steinausmauerung oder, wenn auch bei uns noch selten, Beton. Blechschornsteine geben wegen der größeren Wärmeausstrahlung schlechteren Zug als gemauerte. Das Innere von Blechschornsteinen muß alle $1\frac{1}{2}$ —2 Jahre geteert oder mit Ölfarbe gestrichen werden. Wenn neue Schornsteine nicht ziehen, muß auf ihrem Boden ein Feuer angemacht werden, damit sie warm werden. Lokomobilschornsteine haben eine Höhe gleich dem 8—10-fachen Zylinderdurchmesser und eine innere Weite gleich dem $1\frac{1}{2}$ -fachen Durchmesser.

Zur Berechnung der Höhe eines gemauerten Schornsteins gibt die Firma Babcock u. Wilcox folgende Formel:

$$H = \left(\frac{0,0146 h}{f} \right)^2 m$$

und zur Berechnung der durchschnittlichen Saugwirkung in mm Wassersäule

$$S = H \left(\frac{341}{T_1} - \frac{341}{T_g} \right) mm$$

hierbei bezeichnet h die Heizfläche und f den inneren Querschnitt des Schornsteins in qm, T_1 und T_g die absoluten Temperaturen der äußeren Luft und des Gases im Schornstein.

Zur genaueren Bestimmung der erforderlichen Saugwirkung können folgende Angaben von Herzberg über die am Schornsteinfuß bei offenem Zugschieber gemessene Zugstärke dienen:

bis 100 qm Heizfläche	etwa	13 ÷ 18 mm	Wassersäule
„ 400 „ „	„	18 ÷ 23 „	„
„ 800 „ „	„	23 ÷ 28 „	„
„ 1200 „ „	„	28 ÷ 35 „	„
„ 1800 „ „	„	35 ÷ 40 „	„
„ 2500 „ „	„	40 ÷ 48 „	„
mit Zuschlägen von 1—3 mm	für	Dampfüberhitzer,	
„ „ „ 1—3	„	Flugaschenfänger,	
„ „ „ 1—4	„	Rauchgasvorwärmer.	

Man übertrage den Bau eines Schornsteins wie einer Dampfkesselmauerung immer einer Spezialfirma.

Der Schornstein ist mit Blitzableiter, der an benachbarte größere Metallmassen und an die eisernen Schornsteinbänder, wenn solche vorhanden sind, anzuschließen ist und neben dem Blitzableiter im Abstände von 300—400 mm mit einzumauernden Steigeisen aus zölligem Rundeisen auszurüsten.

Neben runden Querschnitten kommen auch achteckige und viereckige in Anwendung, doch ist der runde Querschnitt immer vorzuziehen.

Dampfkesselbauarten.

Nachdem wir die Bestandteile der Feuerung besprochen haben, kommen wir nun zu dem Dampfkessel selbst.

Nach den APB. werden die Dampfkessel eingeteilt in Landkessel und Schiffskessel, die Landkessel wieder in feststehende oder ortsfeste und bewegliche, die an wechselndem Aufstellungsort betrieben werden und die keine Ummauerung besitzen. Zu den Landdampfkesseln werden auch solche gerechnet, die nur vorübergehend auf schwimmenden Bauten benutzt werden. Eine Sonderstellung nehmen die Lokomotivkessel insofern ein, als alle Kessel, die auf mit dem Staatsbahnnetz bzw. Nebenbahnen in Verbindung stehenden Geleisen, also auch privaten Anschlußgeleisen benutzt werden, der Aufsicht der Eisenbahnbehörde unterstehen.

Nach dem Verhältnis des Wasserraums zur Heizfläche teilt man die Kessel ein in Großwasserraumkessel und Kleinwasserraumkessel und diese Einteilung ist wichtig bei der Wahl eines Kesselsystems.

Walzenkessel, Flammrohrkessel und Kessel mit Siedern (Batteriekessel) nennt man Großwasserraumkessel, ihr Wasserinhalt ist im Verhältnis zur Heizfläche groß. Feuerröhren- (Heizröhren-) und Wasserröhren- oder Siederöhrenkessel (bei ersteren streichen die Feuergase durch die Röhren, das Wasser umspült diese außen, bei den Wasserröhren befindet sich das Wasser in den Röhren und diese werden von den Feuergasen umspült) heißen Kleinwasserraumkessel, ihr Wasserinhalt ist im Verhältnis zur Heizfläche (auf dieses Verhältnis kommt es also an, nicht auf den Inhalt an sich) klein.

Wenn der Wasserinhalt eines Kessels groß im Verhältnis zur Heizfläche ist, so wird man lange Zeit zum Anheizen brauchen, hat dann aber in dem großen Wasserinhalt auch eine große Wärmemenge aufgespeichert, die Schwankungen in der Dampfantnahme leicht ausgleicht. Wird nämlich eine größere Menge Dampf als normal entnommen, so sinkt zunächst die Spannung im Kessel, das Wasser besitzt aber noch die der vorher herrschenden höheren Spannung entsprechende Temperatur, ist also jetzt überhitzt und wird infolgedessen intensiver verdampfen als vorher, so daß es die Dampfantnahme ersetzen kann, ohne daß Wärmezufuhr von außen notwendig ist. Die Dampfspannung und der Wasserstand im Kessel werden dabei um so weniger sinken, je größer der Wasserinhalt ist.

Ist der Wasserinhalt im Vergleich zur Heizfläche klein, so wird kürzere Zeit genügen, dem kleinen Wasserinhalt durch die große Heizfläche, die zur Erreichung einer bestimmten Dampfspannung erforderliche Wärme zuzuführen, ein solcher Kessel wird also leicht anzuheizen sein. Wird dem Kessel aber eine übernormale Dampfmenge entnommen, so wird zunächst dasselbe eintreten wie beim Großwasserraumkessel, Sinken der Spannung und stärkere Verdampfung. Durch diese wird aber der Wasserstand erheblich sinken, es muß also in stärkerem Maße „gespeist“, d. h. kaltes Wasser in den Kessel gepumpt werden. Hierdurch sinkt die Temperatur des gesamten Wasserinhalts und mit dieser sinkt die Spannung noch weiter. Unregelmäßige Dampfantnahme wird also sehr unregelmäßige Kesselspannung ergeben. Man wird also Großwasserraumkessel bei unregelmäßiger Dampfantnahme oder Entnahme sogenannten direkten Dampfes, der nicht zum Maschinenbetrieb, sondern zu anderweiter Verwendung, für die nicht regelmäßig kleine Mengen,

sondern auch einmal eine große Menge erforderlich ist, bevorzugen. Daneben haben die Großwasserraumkessel den Vorzug einfacher Bauart, infolge derselben auch geringerer Anschaffungskosten und leichterer Reinigung, bei Explosion ist natürlich der große Wasserinhalt und die in ihm aufgespeicherte Wärmemenge von entsprechend stärkerer Wirkung, auch ist es ein Nachteil des Großwasserraumkessels, daß er bei gleicher Heizfläche eine größere Bodenfläche beansprucht.

Der Kleinwasserraumkessel ist zwar komplizierter gebaut, deshalb auch schwieriger zu reinigen, beansprucht aber bei gleicher Heizfläche, also gleicher Leistung weniger Raum, läßt sich auch leicht anheizen und wenn nötig schnell auf eine höhere Leistung als normal bringen. Er wird also bei gleichmäßiger Dampfantnahme in der Regel bevorzugt werden.

Der niedrigste Wasserspiegel im Kessel wird durch die Feuerzüge bestimmt, er soll, wie schon gesagt wurde, nach den APB. 10 cm über der höchsten feuerberührten Stelle liegen. Der höchste Wasserstand ist dadurch gegeben, daß der Kessel nicht überkochen, der Dampf kein Wasser mitreißen darf. Der durch höchsten und niedrigsten Wasserstand begrenzte Raum wird Speiseraum genannt. Ein großer Speiseraum gibt die Möglichkeit zeitweise auftretende hohe Beanspruchung zu bewältigen, und ein starkes Ansteigen der Dampfspannung während der Betriebspausen zu vermeiden.

Um zu verhindern, daß der Dampf Wasserteilchen mit sich in die Rohrleitungen reißt, ordnet man über dem Wasserraum einen ausreichend großen Dampfraum an, der an der Stelle der Dampfantnahme noch durch einen besonderen Dampfsammler oder Dampfdom vergrößert wird. Auch durch Anordnung siebförmiger Röhren für die Dampfantnahme begünstigt man die Abscheidung des vom Dampf mitgerissenen Wassers. Von Einfluß darauf ist auch die Größe der Verdampfungsoberfläche, der Trennungsfläche zwischen Wasser- und Dampfraum. Je größer diese im Verhältnis zur erzeugten Dampfmenge ist, um so weniger wird Wasser mitgerissen werden, um so trockener wird also der Dampf entnommen werden können.

Da die zur Verfügung stehende Bodenfläche häufig ausschlaggebend bei der Wahl des Kesselsystems ist, sei nachstehend eine Tabelle des Verhältnisses der Heizfläche zur Grundfläche verschiedener Kesselsysteme (nach Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau) gegeben:

Batteriekessel	$\frac{H}{Gr} = 1,7-3,7$
Flammrohrkessel, Einflammrohr	1,3— 2,1
Zweiflammrohr	1,9— 2,4
Dreiflammrohr	2,4— 2,7
Doppelkessel (unten Flammrohr-, oben Heizröhrenkessel) . . .	4,0—11,5
Mac-Nicol-Kessel	3,4— 5,6
Liegender Feuerbuchskessel mit vorgehenden Heizröhren . . .	2,6— 6
mit rückkehrenden Heizröhren	3,6—13
Wasserrohr-Kammerkessel	3,2—14
Wasserrohr-Steilrohrkessel	7 —15

Nachfolgend sollen nun die wichtigsten Bauarten der Dampfkessel erörtert werden:

1. Der Walzenkessel ist ein einfacher zylindrischer, liegender Kessel von 0,8—1,5 m Durchmesser und 7,5—10 m Länge (12—15 qm Heizfläche). Die Feuerung liegt unter dem vorderen Kesselende, die Feuergase ziehen unter dem Kessel nach hinten, auf einer Seite wieder nach vorn, auf der anderen Seite nach hinten. Der früher bis etwa 6 at Überdruck für Maschinen bis etwa 10 PS. verwendete Kessel findet sich heute nur noch als mehrfacher Walzenkessel oder Batteriekessel (Abb. 11). Der oder die den Dampfraum enthaltenden Oberkessel von bis 1,5 m Durchmesser und bis 15 m Länge sind durch senkrechte bzw. etwas schräge Stützen (mindestens 0,45 m Durchmesser wegen der Reinigung) mit den zu 2 oder 3 übereinander in 2 oder 3 Reihen nebeneinander, der besseren Wasserzirkulation und des besseren Entweichens von Dampfblasen in den Oberkessel etwas schräg liegenden Unterkesseln oder Siedern von 600—800 mm Durchmesser verbunden, die am hinteren Ende auch noch durch wagerechte Stützen in Verbindung stehen. Bei mehreren Oberkesseln liegt quer zu denselben ein gemeinsamer Dampfsammler, der etwa den gleichen Durchmesser wie der Oberkessel hat. Die

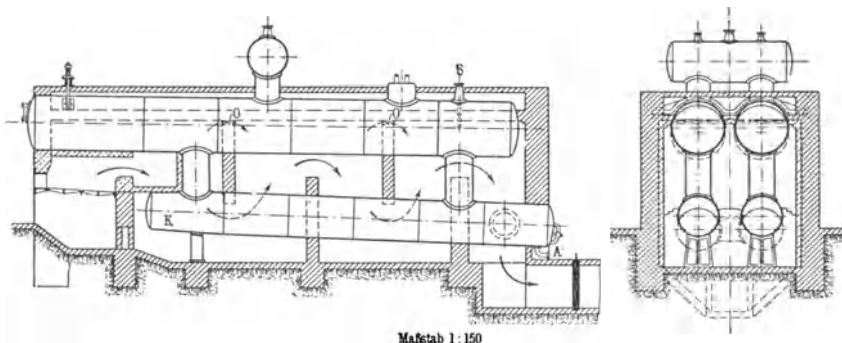


Abb. 11. Batteriekessel.

Heizfläche ist 50—300 qm. Die Feuerung wird als Unterfeuerung unter die Unterkessel oder den unteren Teil der Oberkessel gelegt, die Feuergase werden auf der ganzen Kessellänge durch senkrechte Wände mehrfach auf- und absteigend geführt, die Speisung erfolgt in die Oberkessel, bei mehreren Oberkesseln in jeden derselben getrennt. Der Kessel ist auf Kesselstühlen gelagert oder besser, um freie Wärmeausdehnung zu ermöglichen, federnd aufgehängt. Der Batteriekessel wird bis etwa 10 at Überdruck verwendet, wenn reines Wasser zur Verfügung steht (bei starker Kesselsteinbildung ist er schwer zu reinigen). Die Anwendung mehrerer Kessel von geringerem Durchmesser als der eines einzigen ergibt dünnere Wandstärken, also bessere Wärmeübertragung, auch größere Heizflächen, die kompliziertere Bauart bedingt aber eine kostspielige Einmauerung und verursacht an den Stützen durch ungleichmäßige Wärmeausdehnung leicht Reparaturen. Der Überhitzer (siehe weiter unten) wird liegend hinter $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{2}$ der Kesselheizfläche über den Oberkesseln angeordnet.

Die gebräuchlichsten Großwasserraumkessel sind die Flammrohrkessel (Abb. 12, 13, 14, 15), liegende Walzenkessel von 1,6—3 m Durchmesser und bis 15 m Länge mit 1.—3 den Wasserraum durchziehenden, glatten oder gewellten,

bei manchen Ausführungen wieder von Quersiedern durchsetzten Rohren von 600—1200 mm Durchmesser. Bei Mehrflammrohrkesseln sind die Flammrohre symmetrisch zur senkrechten Mittelachse angeordnet, bei Einflammrohrkesseln liegt das Flammrohr der leichteren Reinigung und des besseren Wasserumlaufs wegen meist etwas seitlich. Die Feuerung wird meist als im Flammrohr liegende Innenfeuerung, aber auch als vor dem Flammrohr liegende Vorfeuerung ausgebildet. Die Feuergase ziehen durch die Flammrohre nach hinten, entweder unter dem Kessel oder in ein oder zwei Seitenzügen nach vorn und in ein

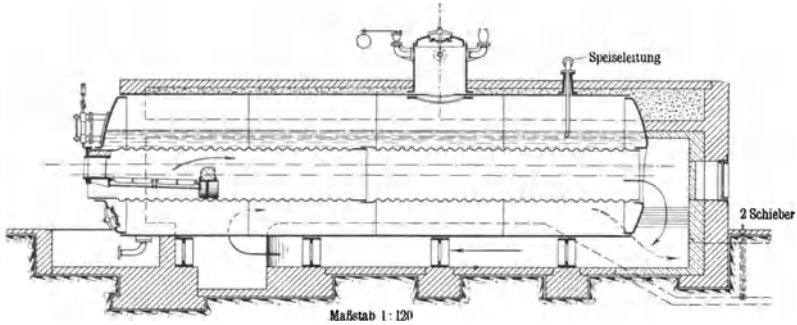


Abb. 12. Flammrohrkessel.

oder zwei Seitenzügen bzw. unter dem Kessel wieder nach hinten. Der Kessel ist auf Kesselstühlen gelagert. Gespeist wird am besten von der vorderen Stirnwand aus, sonst vom Scheitel eines hinteren Mantelschusses aus. Verwendung von Wellröhren vergrößert die Heizfläche um $\frac{1}{6}$ — $\frac{1}{7}$, und erhöht die Widerstandsfähigkeit der Flammrohre, die durch äußeren Druck bean-

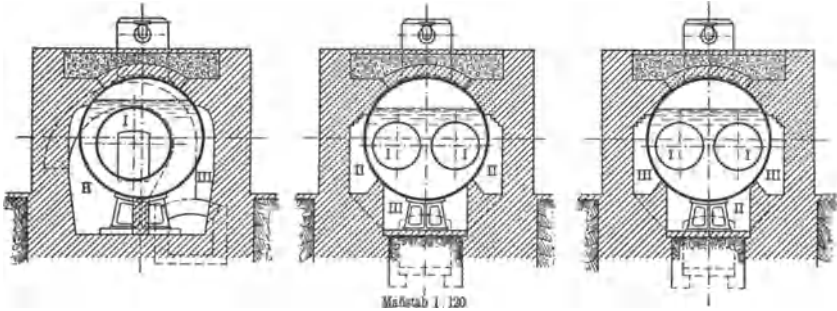


Abb. 13, 14, 15. Ein- und Zweiflammrohrkessel.

sprucht sind, der die Rohre einzubeulen sucht, eine Beanspruchung, die viel ungünstiger ist, als die des durch inneren Druck beanspruchten Kesselmantels. Der Dampfdruck beträgt bis 10 at und mehr, die Heizfläche ist bei Einflammrohrkesseln 25—50 qm, bei Zweiflammrohrkesseln 50—100 qm, bei Dreiflammrohrkesseln 100—250 qm. Der Flammrohrkessel bietet bei guter Wärmeausnutzung des Brennstoffs die oben geschilderten Vorteile des Großwasserraumkessels, ist wenig empfindlich gegen Kesselstein, liefert ziemlich trockenen Dampf, zeigt aber nur geringen Wasserumlauf, weshalb das Anheizen längere Zeit erfordert.

Die Weiterbildung des dem Flammrohrkessel zugrundeliegenden Prinzips, das ist die Anwendung einer größeren Zahl engerer Röhren, die den Kessel durchsetzen und durch die die Heizgase ziehen, führt zum Heizrohr- oder Feuerröhrenkessel (Abb. 16). Bei Unterfeuerung ziehen die Heizgase unter dem Kessel nach hinten und meist durch das Rohrbündel nach vorn, bei Vorfeuerung durch das Rohrbündel nach hinten, unten oder seitlich nach vorn und seitlich oder unten wieder nach hinten. Die Heizfläche wird durch die Anwendung

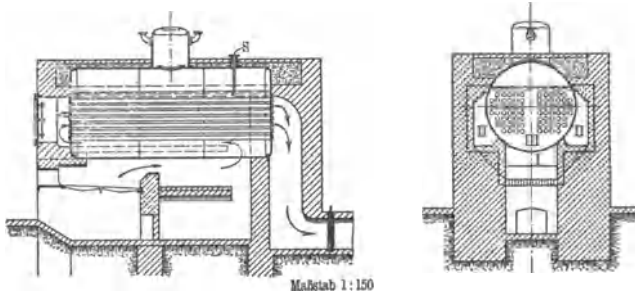


Abb. 16. Heizröhren- oder Feuerröhrenkessel.

vieler enger Röhre statt 1—3 weiter vergrößert, die erforderliche Grundfläche also verringert. Da die engen Röhre eine bedeutend geringere Wandstärke haben als die Flammröhre, wird auch die Wärmeübertragung verbessert, dagegen ist die Reinigung schwieriger, die Röhre, die in die Stirnwände eingewalzt werden, werden an den Einwalzstellen leicht undicht, beim Nachwalzen treten leicht Stegrisse in der Stirnwand auf. Heizrohrkessel werden

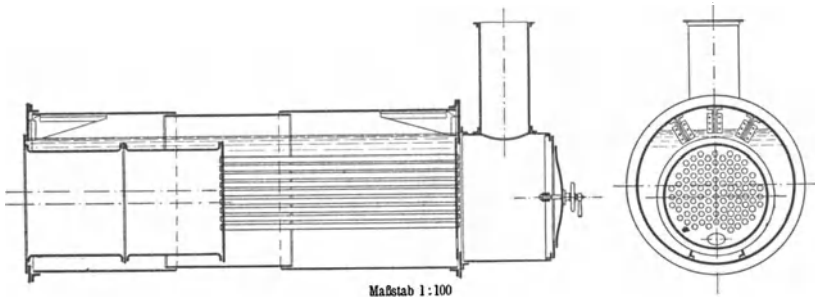


Abb. 17. Lokomobilkessel.

bis 10 at und mehr mit Heizflächen bis zu 150 qm, bis 2 m Durchmesser und bis 5 m Länge ausgeführt, kommen aber hauptsächlich in Verbindung mit anderen Kesseln vor.

Hierher gehören die Lokomobil- (Abb. 17) und Lokomotivkessel (Abb. 18, 19). Der einfache Lokomobilkessel und der Lokomotivkessel sind Feuerbuchskessel, das heißt der Rost befindet sich in einem rechteckigen, bei Lokomotivkesseln manchmal auch ovalen, doppelwandigen, an den zylindrischen Kessel, den Saugkessel, angebauten Teil. Die Feuerbuchse, das ist der innere Mantel dieses Feuerraumes, der Feuerkiste, ist also vom Kesselwasser umspült, die Feuergase strömen dann durch Heizröhre, die den an

die Feuerbuchse sich anschließenden Saugkessel durchsetzen, sie gelangen von hier in die Rauchkammer, in die bei neueren Konstruktionen Überhitzer eingebaut sind. Einmauerung ist also nicht vorhanden, infolgedessen fehlen auch die Seitenzüge, doch haben feststehende Kessel dieser Art manchmal noch einen Unterzug. Die Heizrohre sind entweder wie die Ecken eines Quadrats, eines auf der Spitze stehenden Quadrats oder eines regelmäßigen

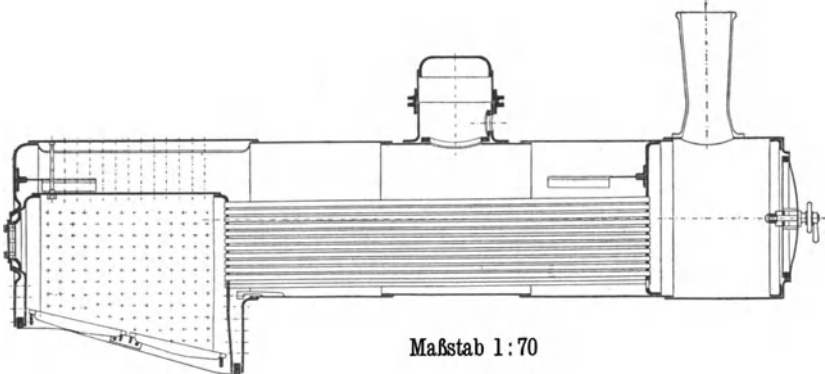


Abb. 18. Lokomotivkessel.

Sechsecks angeordnet. Die erste Anordnung gibt größere Spaltweite und findet sich bei nicht ausziehbaren Kesseln, die letztgenannte Anordnung gestattet den Einbau einer größeren Zahl von Rohren, die Spaltweite ist geringer, genügt aber zur Reinigung bei ausziehbaren Kesseln.

Die Kessel dieser Art werden bei Lokomotiven, Lokomobilen, Dampfpflügen, Straßenwalzen usw. angewandt, seltener als Schiffskessel und als ortsfeste Kessel.

Bei den Lokomotivkesseln (Dampfüberdruck 6—16 at) sind die Außenmaße der Feuerbuchse: Länge 600 ÷ 2800 mm, Breite 700 ÷ 2300 mm, die Innenmaße: 450 ÷ 2600 und 550 ÷ 2200. Die innere Feuerbuchse ist auf europäischen Bahnen aus Kupfer, in Nordamerika aus Flußeisen hergestellt, der Langkessel hat 700—1900 mm Durchmesser und 2—5 m Länge, die Heizröhren (50—350 Stück) haben 35—45 mm inneren Durchmesser und 2,5 mm Wandstärke. Die Heizfläche beträgt 15—280 qm, gespeist wird der Kessel seitlich in den Langkessel, etwa in Höhe der Mitte nahe an der Rauchkammer. Außer Planrostfeuerung für Handbeschiebung wird auch Ölfeuerung angewandt. In neuerer Zeit sucht man den Lokomotivkessel dieser Bauart durch Bauarten mit Wasserröhren zu ersetzen.

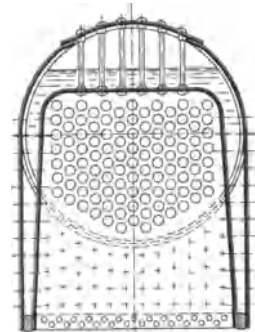


Abb. 19. Schnitt durch die Feuerkiste.

Bei fahrbaren Lokomobilen (6—10 at Überdruck), bei denen die Dampfmaschine auf den Kessel aufgebaut ist, wird der Feuerbuchskessel mit 10 bis 50 qm Heizfläche, 25—100 Heizröhren und folgenden Abmessungen angewandt:

äußere Feuerbuchse 700 ÷ 1300 mm lang, 800 ÷ 1500 mm breit,
 innere „ 500 ÷ 1100 „ „ 650 ÷ 1300 „ „

Langkessel 700—1100 mm Durchmesser, 1,5—2,5 m lang. Innere und äußere Feuerbuchse sind bei den vorstehend beschriebenen Kesseln durch Stehbolzen (siehe Maschinenelemente) und Deckenanker gegen den inneren Überdruck versteift.

Bei ortsfesten Lokomobilkesseln findet man fast ausschließlich die auch bei fahrbaren Kesseln angewandte Bauart, bei der die Feuerbuchse zylindrisch ist, so daß Stehbolzen und Deckenanker überflüssig sind und Feuerbuchse und Heizrohrbündel zu einem zwecks Reinigung ausziehbaren System vereinigt sind. Die Feuerung wird als Innenfeuerung oder Vorfeuerung ausgeführt. Die Heizfläche beträgt 10—120 qm, die Dampfspannung bis 12 at, der äußere Mantel hat 1—2,3 m Durchmesser und 2,5—6,5 m Länge, die Feuerbuchse 0,6—1,2 m Durchmesser bei 1—3 m Länge, Anzahl der Heizröhren 30—120 von 51/57—64/70 mm Durchmesser. Die Speisung erfolgt am Kesselmantel etwa 200 mm unter dem niedrigsten Wasserstande, nahe am vorderen Stirnboden. Als Überhitzer verwendet man in die Rauchkammer eingebaute Spiralrohrüberhitzer.

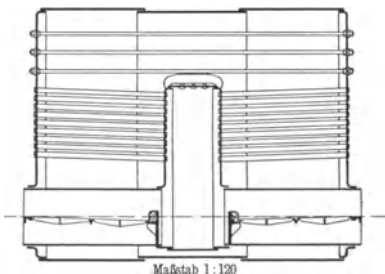


Abb. 20. Schiffskessel.

Als Schiffskessel (Abb. 20) der Handelsmarine (bei der Kriegsmarine durch Wasserrohrkessel verdrängt) kommen liegende Kessel mit ebenen Böden in Anwendung, die 1—4 Flammrohre haben, die in eine gemeinsame, im Wasserraum liegende Wendekammer münden, von welcher ein über den

Flammrohren liegendes Heizrohrbündel die Heizgase zur Vorderseite zurückführt. Die Feuerung liegt in den Flammrohren, große Kessel (Doppelender), werden von beiden Stirnseiten aus gefeuert und haben gewöhnlich eine gemeinsame Wendekammer. Die Kessel haben bis 300, Doppelender bis 600 qm Heizfläche, 40—400, Doppelender bis 900 Heizröhren von 57/63 ÷ 80/89 mm Durchmesser, Mantel 1,2—5 m Durchmesser, 1,8—3,5, bei Doppelenden bis 6,5 m lang, Flammrohrfeuerbuchse 0,5—1,2 m Durchmesser, 1—2 m lang. Speisung an der vorderen Stirnwand.

Als Feuerbuchskessel werden auch gewöhnlich kleinere stehende Kessel ausgeführt, mit Heizflächen bis 30 (nur vereinzelt bis 100) qm. Stehende Kessel haben aber große Nachteile, die Verdampfungsoberfläche ist klein, daher nasser Dampf, die Wärmeausnutzung der Heizgase schlecht, die Reinigung schwierig, sie sind also höchstens anzuwenden, wo nur eine ganz geringe Grundfläche zur Verfügung steht.

Aus dem Bestreben, die Vorteile des Großwasserraum- und des Kleinwasserraumkessels zu vereinigen, sind kombinierte Systeme verschiedener Art entstanden. Eine gebräuchliche, hierhergehörende Bauart ist der Doppelkessel (Abb. 21), meist aus einem Zwei- oder Dreiflammrohrkessel mit darüberliegendem Heizröhrenkessel bestehend mit nur einem Dampfraum

im Oberkessel oder mit je einem Dampfraum in Ober- und Unterkessel, in welchem Falle die Dampf Räume durch ein weites Dampfrohr und die Wasserräume durch einen Überlauf aus dem Ober- in den Unterkessel miteinander in Verbindung stehen, doch kann dieses Überlaufrohr, das

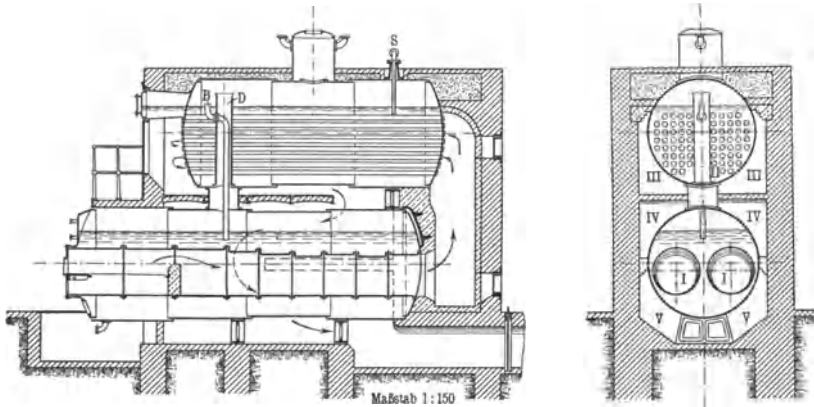


Abb. 21. Doppelkessel.

leicht durch Kesselstein verstopft wird, auch wegfallen. Bei Kesseln bis 250 qm Heizfläche ist der Unterkessel ein Zweiflammrohrkessel von 1,9 bis 2,4 m, für größere Heizflächen (bis 400 qm und mehr) ein Dreiflammrohrkessel von 2,4–3,2 m Durchmesser, der Oberkessel hat etwa den gleichen

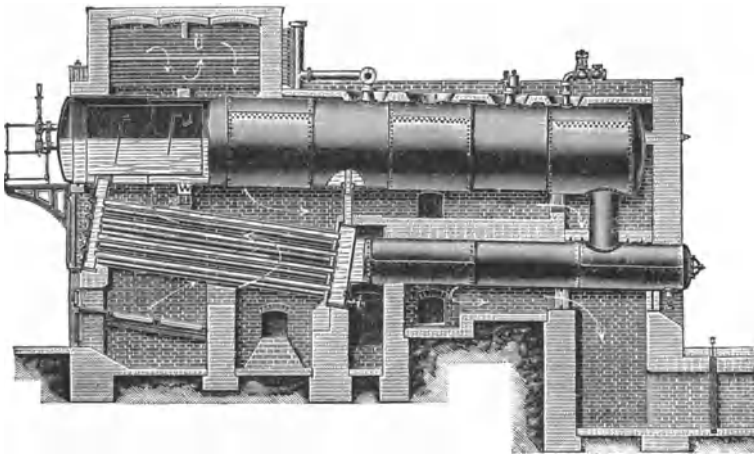


Abb. 22. Mac Nicol-Kessel.

Durchmesser und eine um reichlich 1 m geringere Länge als der Unterkessel. Der Oberkessel wird vom Mantel, der Unterkessel von der vorderen Stirnwand aus gespeist. Die Züge sind wie folgt angeordnet: 1. Zug Flammrohre, 2. Zug Heizrohre, 3. Zug am Mantel des Oberkessels, 4. Zug: 2 Seitenzüge am Unterkessel, 5. Zug: Unterzug am Unterkessel. Der Überhitzer wird meist so eingebaut, daß ihn die Gase, die aus den Flammrohren kommen, vor dem

Eintritt in die Heizröhren bestreichen. Brennstoff und Bodenflächen werden bei diesen Kesseln gut ausgenutzt, die Einmauerung ist aber kostspielig und bei Innenfeuerung die Rostfläche im Verhältnis zur Heizfläche zu knapp.

Ein kombinierter Kessel, der den Übergang zu den Wasserröhrenkesseln bildet, ist der Mac-Nicol-Kessel (Abb. 22), eine Kombination eines Zweikammerwasserrohrkessels mit einem mehrfachen Walzenkessel, durch die schneller Wärmeausgleich beim Anfeuern durch guten Wasserumlauf und geringe Empfindlichkeit gegen plötzlich gesteigerte Dampfantnahme erzielt wird. An die hintere Wasserkammer eines Wasserröhrenkessels sind zwei Walzenkessel angesetzt, die als Sieder durch je einen schrägen Stutzen mit dem nach hinten verlängerten Oberkessel des Wasserröhrenkessels verbunden sind. Der Oberkessel hat 1,4—1,8 m Durchmesser und 10—11 m Länge, der Unterkessel 0,8—1,1 m Durchmesser und 6—7 m Länge, 6—9 übereinander liegende Rechen von je 14—24 Wasserröhren haben 87,5/95 mm Durchmesser und 4—4,5 m Länge. Die Heizfläche ist 150—350 qm. Als Feuerung kann die Planrost-, Kettenrost-, Schrägrost- und Treppenrostfeuerung Anwendung finden. Die Feuergase ziehen zunächst an den Wasserröhren durch eingelegte Mauerzungen nach hinten und wieder nach vorn, dann am Mantel des Oberkessels nach hinten, in zwei Kanälen getrennt an den außen liegenden Mantelhälften der beiden Unterkessel nach vorn, wieder vereinigt an den innen liegenden Mantelhälften der Unterkessel nach hinten bei anderer Einmauerung im zweiten Zug am Mantel des Oberkessels nur bis auf halbe Kessel­länge nach hinten, durch Kulissenwände abwärts zu den Unterkesseln, wieder aufsteigend zum Oberkessel und schließlich zum Fuchs abfallend. Die Speisung geschieht von der vorderen Stirn­wand des Oberkessels aus. Überhitzer werden liegend zu beiden Seiten des Oberkessels am Anfang des zweiten Zuges eingebaut.

Wir kommen nun zu den Wasserröhrenkesseln, Kesseln, deren Heizfläche überwiegend oder ganz aus engen Röhren gebildet wird, die im Gegensatz zu den Heizröhren innen vom Wasser durchflossen und außen von den Feuergasen bestrichen werden. Die Kessel dieser Art haben eine verhältnismäßig große Heizfläche und die engen Wasserröhre eine geringe Wandstärke. Man erzielt hierdurch große Leistungen bei geringem Platzbedarf und schnelle Betriebsbereitschaft. Mit Hochleistungswasserröhrenkesseln sind Heizflächenbeanspruchungen und Wirkungsgrade erzielt worden, welche denen der besten Großwasserraumkessel gleichkommen.

Die verschiedenen Systeme unterscheiden sich in der Hauptsache durch Form und Anordnung der Rohre. Gerade Rohre lassen sich besser reinigen, gekrümmte sind aber gegen ungleiche Erwärmung der einzelnen Rohre weniger empfindlich. Bei den meisten Bauarten sind die Rohre schwach gegen die horizontale Lage geneigt, bei den Steilrohrkesseln stark bis zur senkrechten Lage.

Eine Bauart von geringer Bedeutung sind die Gliederkessel (Abb. 23), deren Rohre durch Rohrkrümmer verbunden sind. Nach den APB. sind solche Kessel, die ausschließlich aus Wasserröhren und Verbindungsstücken von nicht über 100 mm innerem Durchmesser bestehen, auch wenn sie mit weiterem Schlamm­sammler und Dampfsammelrohr versehen sind, ohne Begrenzung der Betriebsspannung und der Heizfläche zur Aufstellung über

oder unter Räumen, in denen sich häufiger Menschen aufzuhalten pflegen, zugelassen. Die Dampfblasen haben aber bei dieser Bauart einen weiten Weg bis zum Dampfsammler zurückzulegen, man erhält deshalb sehr nassen Dampf.

Auch der Einkammerkessel (Abb. 24), bei dem nur die vorderen Rohrenden in einer Wasserkammer eingesetzt, die hinteren aber verschlossen sind, um einen genügenden Wasserumlauf zu erzeugen, noch in jedes Rohr

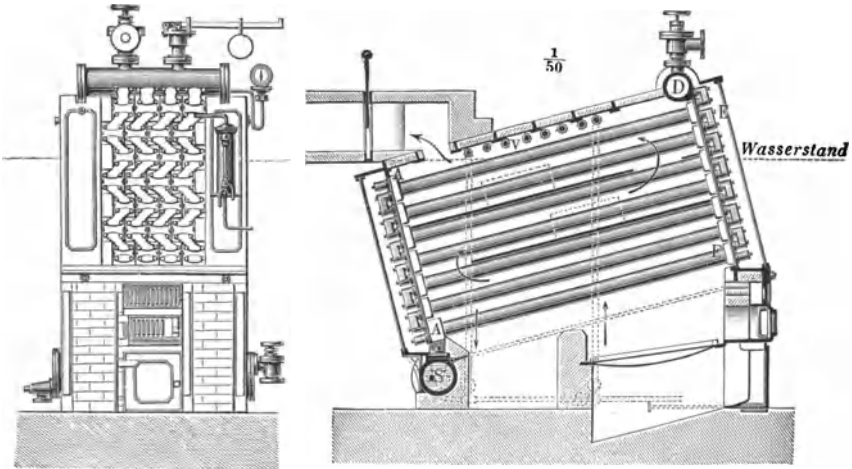


Abb. 23. Gliederkessel.

ein in einer Zwischenwand der Wasserkammer befestigtes Umlaufrohr eingesetzt ist, haben so große Nachteile, daß sie sich wenig eingeführt haben.

Sehr verbreitet sind die Zweikammerwasserrohrkessel (Abb. 25), bei denen beide Rohrenden in ebenwandige, zur Rohrriechung senkrecht stehende Wasserkammern, deren Wände durch Stehbolzen versteift sind, eingewalzt sind. In der äußeren Wand der Kammer ist eine verschließbare Öffnung gegenüber der Rohrmündung angebracht, die das Einwalzen der Rohrenden ermöglicht und als Putzloch dient. Die Wasserkammern sind mit einem oder zwei längs über dem Rohrbündel liegenden Oberkesseln verbunden, die wagrecht oder wenig nach hinten geneigt sind. Die Wände der Wasserkammern, die 1,2—4 m, bei zwei Oberkesseln bis 6 m breit sind, haben 150—350 mm Abstand, die in 4—12 wagerechten Reihen angeordneten Wasserröhren (bis zu 400 Stück) 95/88,5 mm Durchmesser, in den untersten

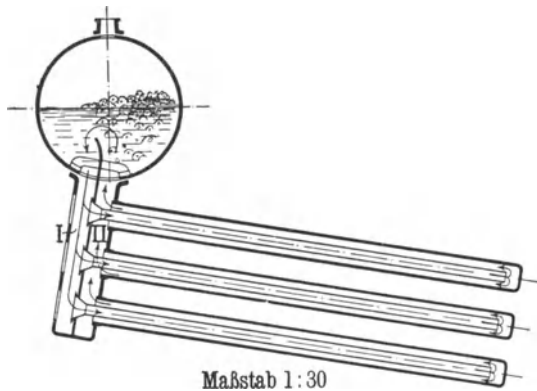
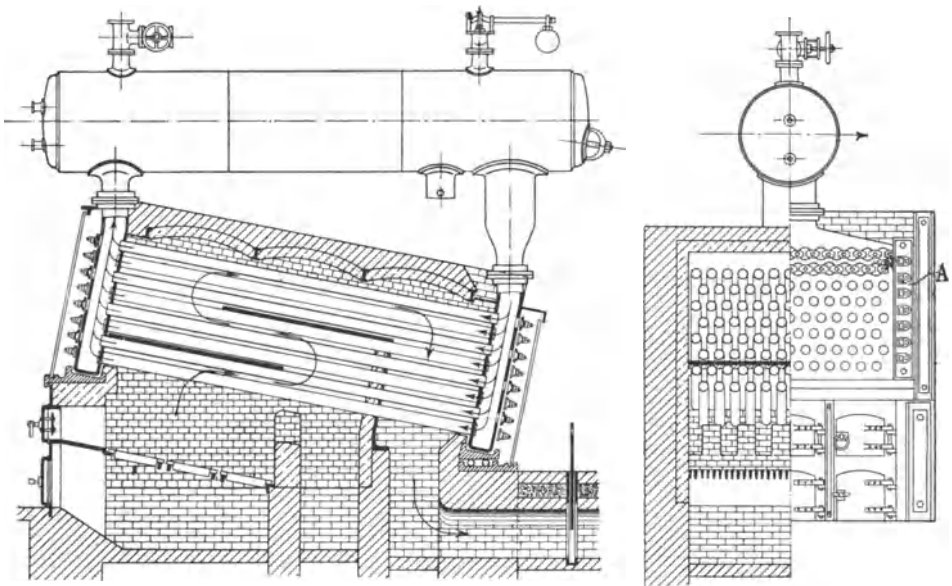


Abb. 24. Einkammerkessel.

ermöglicht und als Putzloch dient. Die Wasserkammern sind mit einem oder zwei längs über dem Rohrbündel liegenden Oberkesseln verbunden, die wagrecht oder wenig nach hinten geneigt sind. Die Wände der Wasserkammern, die 1,2—4 m, bei zwei Oberkesseln bis 6 m breit sind, haben 150—350 mm Abstand, die in 4—12 wagerechten Reihen angeordneten Wasserröhren (bis zu 400 Stück) 95/88,5 mm Durchmesser, in den untersten

Rohrreihen 95/87 mm Durchmesser und 5 m Länge und sind wie die Ecken eines Sechsecks angeordnet, wobei sich ein wagerechter Abstand von 150 bis 170 mm und ein senkrechter von 130—150 mm ergibt. Die Neigung der Rohre ist 1 : 5 bis 1 : 3,5. Bis etwa 250 qm Heizfläche hat man einen Oberkessel von 700—1800 mm Durchmesser und 5—7 m Länge, bei größeren Heizflächen (bis 500) 2 Oberkessel von 1—1,5 m Durchmesser, der niedrigste Wasserstand liegt in der Mitte der Oberkessel oder etwas niedriger. Die Feuerung ist Unterfeuerung mit Planrost, Kettenrost, Schrägrost oder Treppenrost. Die Feuergase werden durch zwischen die Röhren eingebaute Platten entweder in Horizontalzügen oder Vertikalzügen zum Fuchs geführt.



Maßstab 1 : 100

Abb. 25. Zweikammerwasserrohrkessel.

Mit Horizontalzügen erreicht man meist eine größere Zuglänge, mit Vertikalzügen lassen sich die Zugquerschnitte besser abstimmen.

Die Speisung geschieht von der oberen Stirnwand des Oberkessels aus, die Überhitzer werden meist zwischen Rohrsystem und Oberkessel, seltener vorn zu beiden Seiten des Oberkessels angeordnet.

Beim Glogner-Kessel hat man Doppelnöhren, die äußeren in die inneren Kammerwände, die inneren durch einfache Verschraubungen in die gleichfalls beheizten Außenwände eingesetzt.

Die vordere Wasserkammer der Zweikammerkessel wird fest, die hintere auf Rollen oder pendelnd, auf dem durch Träger entlasteten Mauerwerk gelagert. Das Kesselgewicht ruht entweder auf den Wasserkammern, oder wird besser wenigstens an einem, meist dem vorderen Ende an, auf in den Mauerwerksecken aufgestellten genietetem Ständern gelagertem Querträger aufgehängt.

Nachteile dieser Wasserrohrkessel sind, daß sich die Rohre leicht krumm ziehen und an den Einwalzstellen leak werden und daß das Öffnen der vielen Verschlüsse zwecks Reinigung umständlich ist. Ohne Anordnung eines Überhitzers liefern sie nassen Dampf.

Mit gewöhnlichen Kesseln dieser Art erzielt man Dauerleistungen von etwa stündlich 18 kg Dampf pro qm Heizfläche, durch Anwendung einer Feuerung (Kettenrost), die eine gleichmäßige und hohe Temperatur gibt, sorgfältige Einmauerung, hierdurch Vermeidung der Verluste durch Strahlung und Einsaugen „falscher“ Luft, Verbesserung der Wärmeübertragung durch hohe Gasgeschwindigkeit und gute Durchwirbelung der Gase (künstlicher Zug), Verbesserung der Heizgasführung so, daß alle Teile der Heizfläche im

Gasstrom liegen und Verringerung des Schornsteinverlustes nicht durch Vergrößerung des Gasweges an der Kesselheizfläche, sondern durch Ausnutzung der Wärme der Abgase

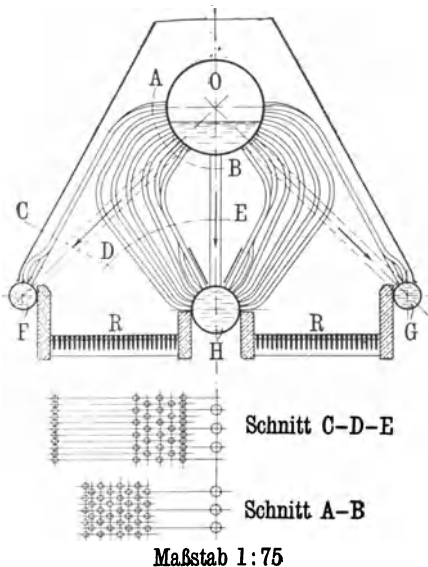


Abb. 26. Thornycroftkessel.

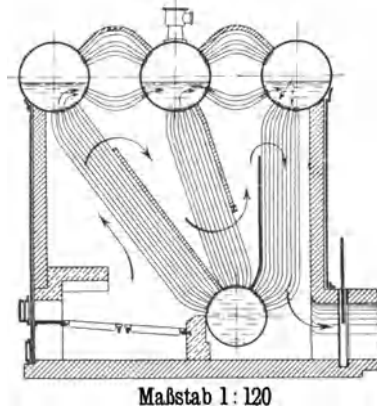
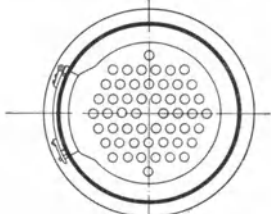
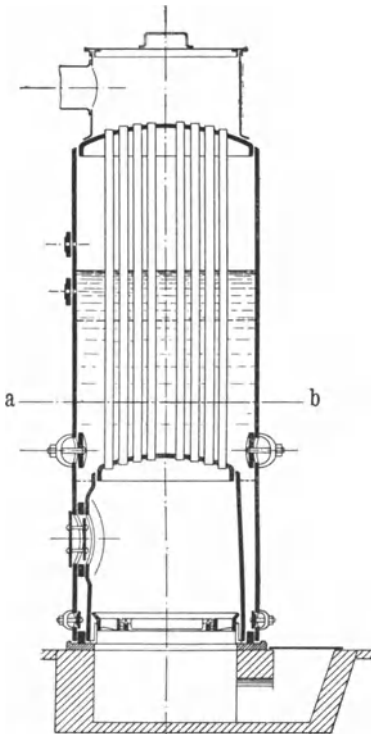


Abb. 27. Stirlingkessel.

im Ekonomiser (siehe später), breite Kessel mit großen Rostflächen, bei denen die Wärme vorwiegend durch Strahlung aus dem Feuer auf die Kesselwandung übertragen wird, Verbesserung des Wasserumlaufes durch Verkürzung des Unlaufweges und Verringerung der Umlaufwiderstände, kürzere Wasserröhren in größerer Anzahl, reichliche Anschlußquerschnitte derselben, besondere Wasserzuführung zu den beiden untersten Rohrreihen und sorgfältige Trennung des Dampfes von dem mitgerissenen Wasser durch Einbauten in die Oberkessel, Dampfentnahmerohre und reichlich bemessene Überhitzer hat man Hochleistungskessel mit bis 25 kg stündlicher Dampfzeugung pro qm Heizfläche gebaut.

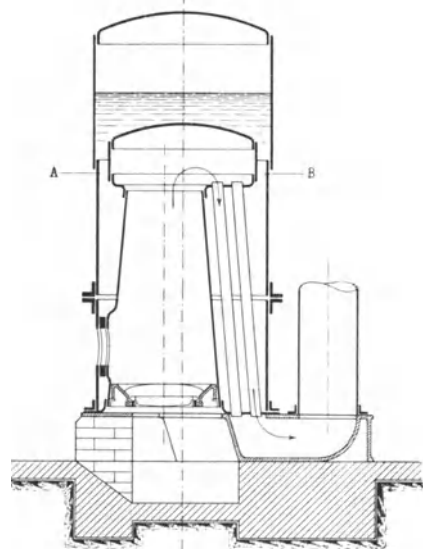
Bei den Steilrohrkesseln (Abb. 26 u. 27) sind ein oder mehrere liegende zylindrische Oberkessel mit ein oder mehreren ebensolchen Unterkesseln durch steilschräg oder senkrecht angeordnete Wasserrohrbündel miteinander verbunden. Die Feuerung ist Vorfeuerung mit Kettenrost, Unterschub- oder Treppenrost, die Heizgase werden so geführt, daß sie die Rohre allseitig bestreichen.

Die Steilrohre verbessern den Wasserumlauf und bieten den Vorteil, daß sich außen keine Asche und innen kein Schlamm ablagern kann. Die engen Wasserkammern mit ihren vielen Verankerungen und Putzlochverschlüssen sind durch gut befahrbare Walzenkessel ersetzt, die oberen dienen zugleich als Oberkessel. Auf Kriegsschiffen (Abb. 26, Thornycroftkessel) und auch für Landkessel finden auch Steilrohrkessel mit gekrümmten Wasserrohren Anwendung. Die Wasserrohre werden bis 6 m Länge, die Kessel bis 800 qm Heizfläche ausgeführt bis zu den höchsten zurzeit zur Verwendung



Schnitt a-b
Maßstab 1:50

Abb. 28. Stehender Kessel.



Maßstab 1:50

Schnitt A-B

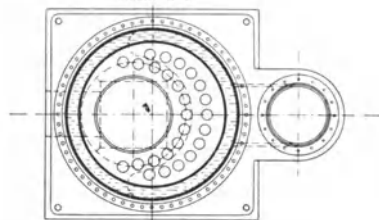


Abb. 29. Stehender Kessel mit rückkehrenden Heizrohren.

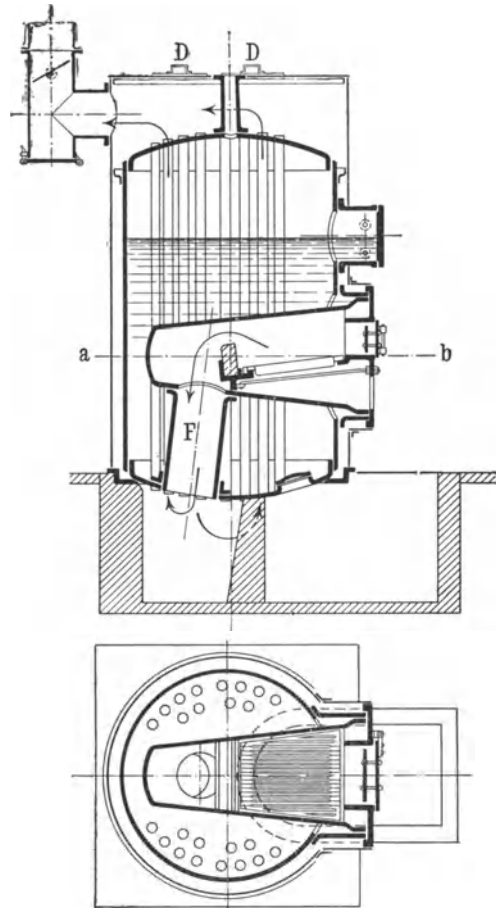
kommenden Spannungen. Die Konstruktion bietet den Vorteil, daß sich die Rohre ungehindert ausdehnen können. Gespeist wird in den Oberkessel über die hinteren Rohrbündel, in denen das Wasser niedersinkt, in den vorderen am stärksten erhitzten Rohren steigt es wieder nach oben, Schlamm und Kesselstein setzen sich also im Unterkessel ab.

Die Steilrohrkessel eignen sich wegen des Fortfalls der Verankerungen besonders für hohe Drucke, zu den schon genannten Vorteilen kommt noch der, daß sie nur geringe Bodenfläche erfordern, sie liefern aber ohne Überhitzer nassen Dampf. Die Überhitzer werden am Anfang des zweiten Zuges bzw. zwischen dem ersten und zweiten Rohrbündel angeordnet.

Zu den Steilrohrkesseln gehören der Garbekessel mit einem schräggestellten oder einem schräggestellten und einem senkrechten Rohrbündel (Ober- und Unterkessel miteinander verbunden), der Kestnerkessel mit einem Bündel senkrechter Röhren und der Stirlingkessel (Abb. 27) mit 2—3 Oberkesseln und 1—2 Unterkesseln und an den Enden so umgebogenen Röhren, daß sie radial in die Ober- und Unterkessel eingewalzt werden können.

Durch das Streben immer höhere Dampfspannungen (bis 60 at und mehr) einzuführen, werden auch dem Kesselbau neue Aufgaben gestellt. Vom theoretischen Standpunkt ist die Anwendung höherer Dampfspannungen anzustreben, weil bei gleicher Temperatur die Erzeugungswärme des Dampfes mit der Steigerung der Spannung abnimmt, während das in Arbeit umsetzbare Wärmegefälle noch bis 100 at zunimmt, erst in der Nähe des kritischen Druckes zeigt der Wirkungsgrad der Kraftanlagen eine Neigung zur Abnahme.

Der Wasserumlauf der zuletzt beschriebenen Schrägrohr- und Steilrohrkessel genügt bis etwa 60 at, bei höheren Spannungen genügt der Auftrieb, der mit steigendem Druck immer geringer wird, nicht mehr zur Bewegung des Wassers und Loslösung des Dampfes von der Kesselwandung. Deshalb wird beim Atmospkessel der Dampf in rotierenden Rohren erzeugt, in welchen durch die Zentrifugalkraft des Wassers an die Heizfläche angedrückt und dadurch die Dampfblasen weggedrückt werden. Beim Bensonkessel wird die Dampferzeugung beim kritischen Druck (224 at) in einem Rohrbündel



Schnitt a-b
Maßstab 1 : 50

Abb. 30. Stehender Kessel, Frömb's u. Freudenberg.

vorgenommen, das noch über die kritische Temperatur erhitzt wird, damit man bei der nachfolgenden Abdrosselung des Dampfes auf 100 at nicht zu tief in das Sattdampfgebiet kommt. Das Speisewasser wird durch eine Pumpe durch das Rohrbündel gepreßt. Der gedrosselte Dampf wird vor dem Eintritt in die Kraftmaschine wieder überhitzt.

Beim Löfflerkessel wird der Dampf in einer nicht geheizten Trommel erzeugt, deren Wasserinhalt durch im Rauchgasstrom überhitzten Dampf geheizt wird. Dieser Dampf wird durch einen Turbokompressor oder dgl. durch den Überhitzer gedrückt, auch der erzeugte Nutzdampf wird durch einen Rauchgasüberhitzer überhitzt, das Wasser durch einen Rauchgasvorwärmer vorgewärmt. Mit Vorwärmer und Überhitzer ist auch der zuerst genannte Atmossessel ausgerüstet, der Vorwärmer wird hier auch als Verdampfer herangezogen.

Der Einführung solch hoher Spannungen steht der hohe Preis und geringe Wasserinhalt der erforderlichen Kessel entgegen, auch ist der hohe Kraftbedarf der Speisepumpe bei hohen Drucken in Betracht zu ziehen.

Wenig in Anwendung sind stehende Kessel, sie sind nur mit kleiner Heizfläche und kleinem Wasserinhalt ausführbar. Bei der Bauart (Abb. 28) wird die Wärme der Heizgase sehr schlecht ausgenutzt, besser sind die Bauarten (Abb. 29) mit rückkehrenden Heizrohren und Abb. 30 (Frömb's und Freudenberg in Schweidnitz), bei der die Gase von der Feuerbüchse erst nach unten und dann erst durch die Heizrohre nach oben ziehen.

Überhitzer.

Der gewöhnliche Dampfkessel liefert „Sattdampf“, d. h. Dampf von der Temperatur des Siedepunkts, der bei der geringsten Abkühlung sich wieder kondensiert; also Wasser ausscheidet. Bei intensiver Verdampfung, insbesondere bei kleiner Verdampfungsoberfläche, wird vom Dampf auch Wasser in Staubform mitgerissen, so daß man mehr oder weniger „nassen“ Dampf erhält. Dieses Kondenswasser wie das mitgerissene Wasser werden sich in den Rohrleitungen und im Zylinder der Dampfmaschine ausscheiden und zu Störungen führen, wenn nicht durch Kondenswasserabscheider, die an geeigneter Stelle in die Rohrleitungen eingebaut werden, für seine Entfernung Sorge getragen wird. Aber auch dann bedeutet diese Wasserabscheidung noch einen Verlust an Wärme, also Brennstoff. Andererseits gehen mit den Abgasen der Feuerung noch große Wärmemengen in den Schornstein, also gleichfalls verloren. Man kann nun den ersten Verlust vermeiden, indem man den Dampf überhitzt, das heißt ohne Drucksteigerung über den Siedepunkt hinaus erhitzt und man kann dazu in vielen Fällen die sonst verloren gehende Wärme der Abgase nutzbar machen.

Eine Überhitzung des Dampfes ist nicht im Kessel selbst möglich, denn in einem Raume, in dem sich die Flüssigkeit mit dem Dampf im Gleichgewicht befindet, wird die zugeführte Wärme lediglich zur Verdampfung verbraucht, es sind deshalb für die Überhitzung besondere Apparate, Rohrsysteme, die der Dampf durchströmt, erforderlich, in denen die dem Dampf zugeführte Wärme nicht mehr zum Wasserinhalt des Kessels zurückfließen kann. Durch die Überhitzung wird zunächst mitgerissenes Wasser gleichfalls in Dampf verwandelt, der Dampf wird über den, dem betreffenden Druck, der dabei nicht geändert wird, entsprechenden Kondensationspunkt erwärmt,

so daß auch bei einer Abkühlung, sofern sie diese Überhitzung nicht überschreitet, keine Wasserausscheidung eintritt und schließlich wird durch die Überhitzung das Volumen des Dampfes vergrößert und damit eine Leistungssteigerung erzielt, der Dampfverbrauch ist 15—30 % geringer als bei Satt-dampf.

Man kann zur Überhitzung des Dampfes die Wärme der abziehenden Feuergase des Kessels nutzbar machen: Kesselzugüberhitzer oder man kann die Überhitzer besonders befeuern: Zentralüberhitzer.

Die Zentralüberhitzer erfordern einen besonderen Brennstoffaufwand, eine besondere Bedienung und hohe Instandhaltungskosten, der Wirkungsgrad der Feuerung ist bei dem hohen Luftüberschuß, mit dem man hier arbeiten muß, nur etwa 50 %, dadurch gehen die Vorteile der Überhitzung zum Teil wieder verloren, der Vorzug dieser Überhitzerart liegt darin, daß man die Temperatur des überhitzten Dampfes auch bei wechselnden Dampfmenngen durch Regelung der Feuerung beliebig regeln kann. Zentralüberhitzer heißen diese Überhitzer, weil man in ihnen den Dampf mehrerer Kessel vereinigt und überhitzt. Bewährt haben sie sich nur bei sehr langer Dampfleitung zwischen Kessel und Maschine, wenn sie kurz vor der Maschine aufgestellt wurden.

Die Kesselzugüberhitzer, die wie schon bei der vorstehenden Beschreibung einzelner Kesselarten angedeutet worden ist, jedem Kessel unmittelbar angebaut werden, finden jetzt allgemein Anwendung, sofern es sich um Erzeugung von Dampf zum Maschinenbetriebe handelt, ihr Einbau ist meist ohne Vergrößerung der Abkühlungsflächen des Kesselmauerwerks möglich und durch bessere Ausnutzung der Wärme der Abgase wird die Wirtschaftlichkeit des Betriebes erhöht, sie haben aber den Nachteil, daß sie von der Kesselbelastung nicht unabhängig sind. Wird der Kessel stärker angestrengt, also intensiver geheizt, so wird auch die Hitze der Abgase und damit die Überhitzung steigen, man verwendet deshalb bei diesem Überhitzersystem manchmal besondere Temperaturregler.

Die Temperatur des Heißdampfes (am Zylinder gemessen) beträgt 250 bis 350°, höhere Überhitzungen stoßen auf Schwierigkeiten im Betrieb der Dampfmaschine durch ungleiche Wärmeausdehnung und starken Verschleiß.

Da überhitzter Dampf eine größere Geschwindigkeit ohne Spannungsabfall anzuwenden gestattet, können die Rohrleitungen einen um 33—50 % geringeren Querschnitt erhalten. Um die bei Inbetriebnahme der kalten Maschine entstehenden Niederschläge, auch den evtl. im Überhitzer abgelösten Zunder unschädlich wegzuschaffen, sind ein oder mehrere große Wasserabscheider in die Leitung einzuschalten.

Der Überhitzer selbst besteht aus Überhitzerkammern aus Gußeisen, Stahlguß oder Flußeisen, die den Dampf auf die sich anschließenden parallel geschalteten Rohrelemente verteilen bzw. wieder sammeln. Bei großer Länge des Dampfweges werden die Rohrelemente in zwei Äste zerlegt und eine Umkehr- oder Zwischenkammer eingeschaltet. Die Röhren sind nahtlos gewalzte Flußeisenrohre von 30/36—36/44 mm, seltener bis 50/58 mm Durchmesser, die meist schlangenförmig oder spiralförmig gebogen werden. Die Rohrelemente können stehend oder liegend angeordnet werden, die Kammern sind so einzumauern, daß die Schraubenverbindungen und Verschlüsse zu-

gänglich bleiben, werden einzelne Röhren schadhaft, so kann der Überhitzer nach Verschließen dieser Röhren durch Einschlagen von Stopfen vorläufig weiter betrieben werden.

Der Überhitzer wird entweder in den Verbrennungsraum selbst, in einen der Kesselzüge oder in den Fuchs eingebaut, im letzten Falle ist gewöhnlich eine Überhitzung auf höchstens 200° erreichbar. Die Überhitzerheizfläche

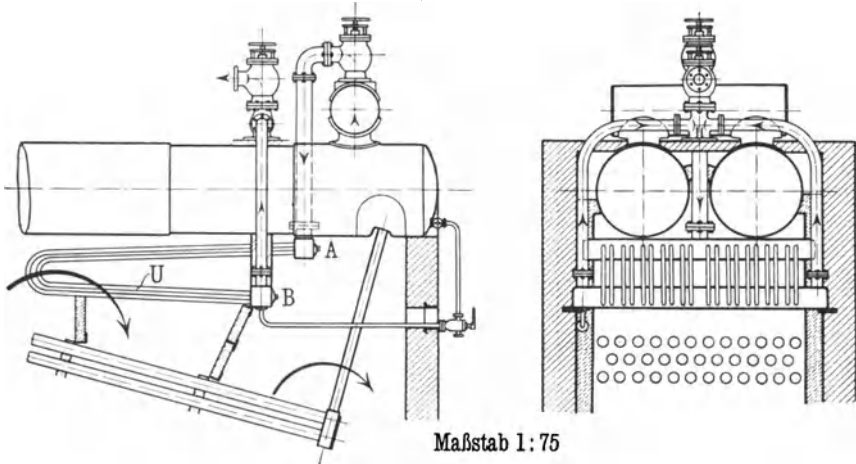


Abb. 31. Kessel mit Überhitzer (U).

beträgt $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{2}$ der Kesselheizfläche. Im allgemeinen sollen die Heizgase den Überhitzer im Gegenstrom zur Dampfrichtung bestreichen. Die Regelung der Überhitzungstemperatur kann durch Klappen oder Schieber, die die Heizgase zum Teil absperren, aber leicht schadhaft werden, durch nachträg-

liches Mischen des Heißdampfes mit Sattdampf, wobei es schwer ist, trockenen Dampf zu erzielen oder beim Babcock & Wilcox - Heißdampfregler durch Zurückleiten einer zu regelnden Menge des Heißdampfes in geschlossener Rohrleitung durch den Wasserraum des Kessels und durch Mischung dieses so abgekühlten Dampfes mit dem übrigen überhitzten Dampf geschehen.

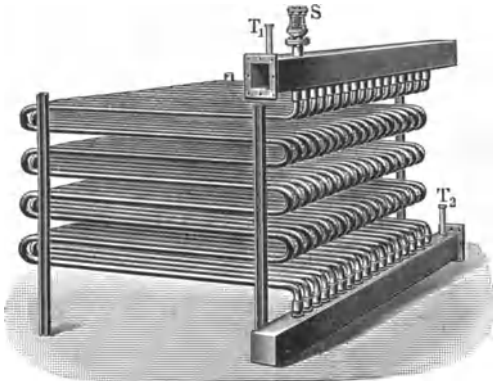


Abb. 32. Überhitzer.

Wenn die zuerst genannten Klappen oder Schieber, die den Überhitzer aus dem Gasstrom auszuschalten gestatten, nicht vorhanden sind, müssen die Überhitzer beim Anfeuern des Kessels mit Wasser gefüllt und mit dem Kessel verbunden oder als Vorwärmer betrieben werden, da sie sonst durch die Heizgase beschädigt werden würden.

Bei Lokomotiven und Lokomobilen liegen die Überhitzer in der Rauchkammer, hier wie bei Schiffskesseln werden die Überhitzerelemente aber auch in erweiterte Heizröhren (Rauchröhren) eingebaut.

Bei den Zentralüberhitzern ist es von besonderer Wichtigkeit, die Überhitzerrohre vor der ersten Einwirkung des Feuers zu schützen, durch längeren

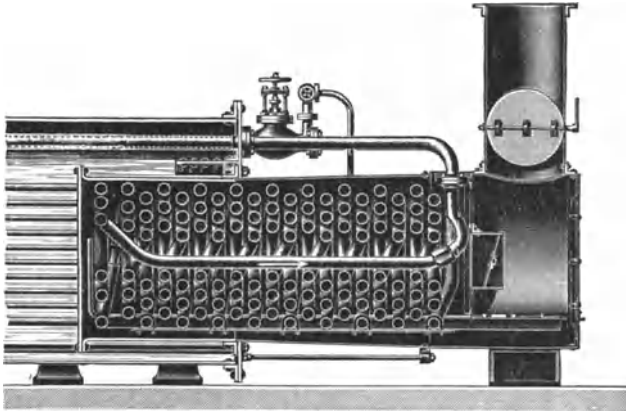


Abb. 33. Überhitzer einer Lokomobile.

Weg der Gase vor der ersten Berührung mit den Überhitzerrohren, Vorlagerung von Heizflächen oder Vorwärmerflächen und Führung des Dampfes im ersten Drittel der Überhitzerheizfläche im Gleichstrom, so daß also der

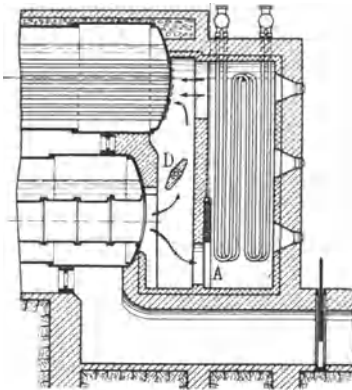
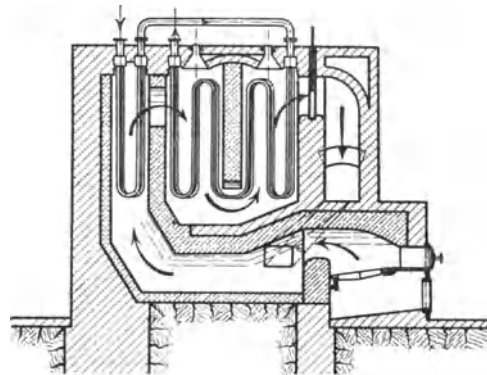


Abb. 34. Überhitzer.



Maßstab 1:100

Abb. 35. Zentral-Überhitzer.

kälteste Dampf an die heißesten Flächen kommt und diesen die Wärme schneller entzieht.

Als Ausrüstung des Überhitzers schreiben die behördlichen Bestimmungen ein Sicherheitsventil und je eine Entwässerungseinrichtung für den Überhitzer selbst und für die Dampfleitung kurz vor dem Überhitzer vor. Meist bringt man auch Thermometer an der Stelle des Dampfaustritts, manchmal

auch des Dampfeintritts und an der Stelle des Dampfaustritts manchmal auch ein Manometer an.

Überhitzer in verschiedener Anordnung und Bauart zeigen die Abb. 31, 32, 33, 34, auch 22. Abb. 35 zeigt einen Zentralüberhitzer.

Vorwärmer.

Auch durch Vorwärmung des in den Kessel zu speisenden Wassers unter Nutzbarmachung der im Dampfkessel- und Dampfmaschinenbetrieb verloren gehenden Wärme läßt sich der Betrieb wirtschaftlicher gestalten. Man unterscheidet Abdampfvorwärmer und Rauchgasvorwärmer. In Abdampfvorwärmern kann das Speisewasser bei Auspuffmaschinen bis 90° und höher, bei Kondensationsmaschinen bis auf 45° , bei Rauchgasvorwärmern bis fast zur Temperatur des gesättigten Dampfes vorgewärmt werden. Die Brennstoffersparnis ist natürlich um so größer, je höher die Vorwärmtemperatur

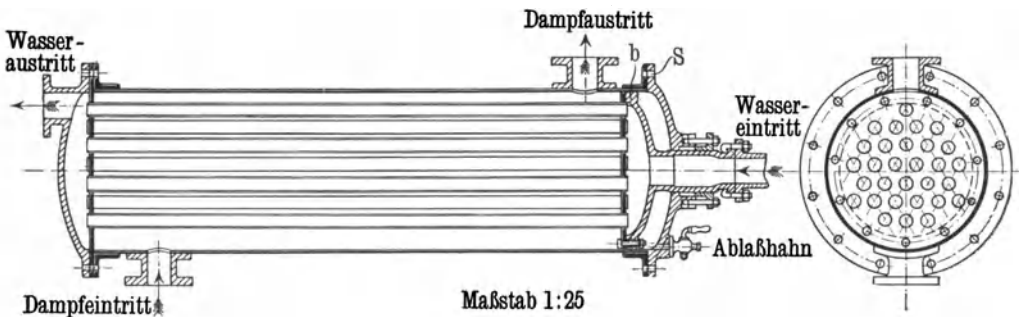


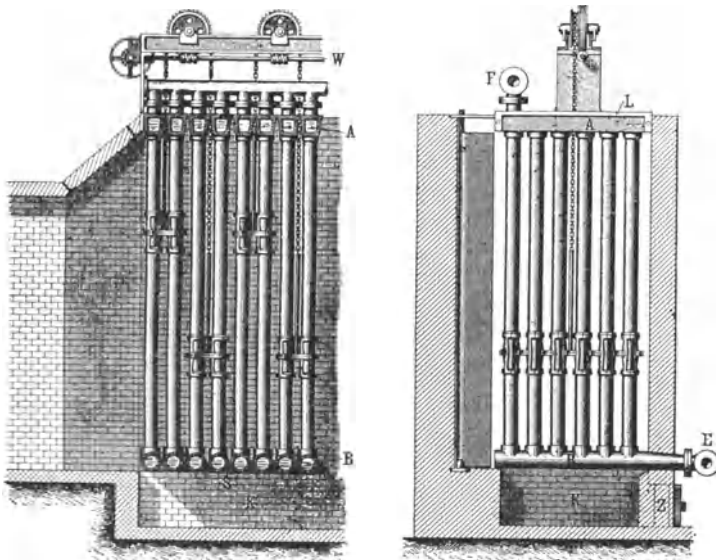
Abb. 36. Abdampfvorwärmer.

ist, bei Vorwärmung durch Frischdampf, z. B. in Strahlpumpen, fällt natürlich die Brennstoffersparnis fort, doch erzielt man in allen Fällen durch die Vorwärmung eine Verminderung der Kesselsteinbildung.

Abdampfvorwärmer (Abb. 36) sind zylindrische Gefäße aus Guß- oder Schmiedeeisen, in welche ein Rohrbündel aus Schmiedeeisen, Messing oder Kupfer eingebaut ist. Der Wasserinhalt soll möglichst groß, mindestens gleich der stündlich verdampften Speisewassermenge, die Heizfläche gleich $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{2}$ der Kesselheizfläche sein. Das Wasser strömt entweder durch die Röhren oder umspült diese, Wasser und Dampf sind möglichst im Gegenstrom zu führen. Bei der ersten Ausführung ist die Reinigung von Kesselstein leichter, bei der zweiten sind die Wärmeverluste durch Strahlung geringer. Das Rohrsystem muß so eingebaut werden, daß es sich frei ausdehnen kann. Zwecks Reinigung muß sich der Vorwärmer auseinandernehmen lassen, bei der zweiten Ausführung muß der Abstand der Röhre so groß sein, daß die Entfernung des Kesselsteins möglich ist. Die regelmäßige Reinigung des Vorwärmers ist sehr wichtig, da verschmutzte Wandungen nicht nur den Wärmedurchgang erschweren, sondern auch leicht durchrosten, deshalb sind auch Schutzanstriche mit Mennige, Teer oder dgl. nach der Reinigung zu empfehlen.

Die Rauchgasvorwärmer (Economiser) (Abb. 37) bestehen meist aus gußeisernen, senkrecht stehenden, zwischen Wasserkammern eingeschalteten, bei Verwendung von Schmiedeeisen aus verschiedenartig gebogenen, zu Bündeln vereinigten Rohren, die in den Abgasstrom eingebaut sind. Da hierdurch der Widerstand für den Abgasstrom erhöht wird, ist in der Regel künstlicher Zug anzuwenden. Durch an der Außenfläche der Rohre auf- und abgleitende Schaber werden Ruß und Flugasche, die den Wärmeübergang erschweren würden, entfernt. Der Wasserinhalt soll im Mittel gleich der stündlichen Speisewassermenge sein, er schwankt zwischen dem 0,5- und 1,25fachen derselben, die Heizfläche soll $\frac{1}{5}$ – $\frac{1}{4}$ der Kesselheizfläche sein.

Die Anwendung von Rauchgasvorwärmern empfiehlt sich, wenn die Temperatur der Abgase etwa 300° beträgt, man erzielt mit denselben wegen des größeren Temperaturunterschieds eine bessere Wärmeausnutzung, als



Maßstab 1:65

Abb. 37. Rauchgasvorwärmer (Economiser).

mit entsprechender Vergrößerung der Kesselheizfläche. Das Ansetzen von Ruß und Flugasche und das Rosten der Rohre wird besonders durch das Schwitzen, das Niederschlagen des in den Abgasen enthaltenen Wasserdampfes begünstigt, dieses Schwitzen verhindert man, indem man das Wasser, ehe es in den Rauchgasvorwärmer kommt, im Abdampfvorwärmer oder durch Mischen mit vorgewärmtem Wasser auf 40° bringt. Da die Reinigung des Vorwärmers schwierig und mit längerer Außerbetriebssetzung verbunden ist, ist Speisewasserreinigung notwendig.

Die Rauchgasvorwärmer können als Zentralvorwärmer hinter dem Zugschieber in den Fuchs eingebaut werden und dann durch einen Umgehungs- kanal ausschaltbar angeordnet werden oder man stellt sie im letzten Kesselzug

als Einzelvorwärmer auf, wobei man auch bei schwankender Beanspruchung des Kessels eine gleichmäßigere Vorwärmung und in manchen Fällen eine Verringerung der Strahlungsverluste erzielt.

Gußeiserne Rohre haben 85—100 mm innere Durchmesser bei 2,7—4 m Länge, sie werden zu 6—12 Stück nebeneinander und in Gruppen zu je 4 hintereinander angeordnet, zwischen je zwei solchen Gruppen 400 mm Zwischenraum, ferner ordnet man seitlich oder in der Mitte einen während des Betriebes verschlossenen Längskanal an.

Flußeiserne Röhren von 30 ÷ 50 mm inneren Durchmesser rosten leichter, werden deshalb vielfach außen und innen verzinkt. Statt durch Rußschaber werden sie durch Abblasen mit Dampf gereinigt. Sie werden angewandt, um jeden Kessel einzeln mit Vorwärmer zu versehen und dadurch Gas- und Wasserweg abzukürzen, auch die Vorwärmefläche der Abgasmenge besser anpassen zu können.

In bezug auf den Wasserdurchlauf unterscheidet man verschiedene Bauarten:

1. Das Kaltwasser verteilt sich aus einer Längsleitung in die unteren Kammern, steigt in allen Rohren gleichzeitig empor und fließt aus den oberen Kammern wieder in einer Längsleitung zusammen (Bauart Green und Steinmüller).

2. Das Kaltwasser durchläuft das erste Rohrelement abwärts, steigt im zweiten auf usw., wobei es sich im Gegenstrom zu den Heizgasen bewegt (Düsseldorfer Ekonomiser).

3. Das Kaltwasser steigt in einer Gruppe von vier hintereinander liegenden Rohren auf, strömt durch ein außerhalb liegendes Rohr in die unteren Kammern der nächsten Vierergruppen usw., wobei es sich ebenfalls im Gegenstrom zu den Gasen bewegt (Bauart Krüger).

Die zweite und dritte Bauart hat gegenüber der einfachsten ersten keine wesentlichen Vorteile ergeben.

Eine besondere Bauart ist der Schmidtsche Rauchgasvorwärmer, der das Speisewasser auf indirektem Wege vorwärmt. Das Speisewasser fließt durch eine kupferne Heizschlange, die in ein Gefäß eingebaut ist, welches mit einem im Fuchs liegenden Rohrsystem so in Verbindung steht, daß Kondenswasser (2 kg für 1 kg Speisewasser) nach der Erwärmung in diesem eigentlichen Rauchgasvorwärmer in das Gefäß mit der Speisewasserheizschlange oben eintritt, im Gegenstrom mit dem Speisewasser seine Wärme an dieses abgebend nach unten sinkt und abgekühlt in den Rauchgasvorwärmer zurückfließt. Da der Rauchgasvorwärmer hier immer von heißem Wasser durchflossen ist, bildet sich kein Rußansatz und da er immer von demselben luft- und kohlenstofffreiem Wasser durchflossen wird, weder Kesselstein noch Rost.

Dampfkesselausrüstung.

Die Ausrüstung des Kessels mit Speise-, Dampfentnahme- und Sicherheitsvorrichtungen ist meist durch die APB. geregelt.

Jeder Dampfkessel muß mit mindestens zwei nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängigen, zuverlässigen Speisevorrichtungen ausgerüstet sein, wobei mehrere zu einem Betriebe vereinigte Kessel als ein Kessel

angesehen werden. Jede dieser Vorrichtungen (evtl. eine als eine Vorrichtung anzusehende Gruppe) muß dem Kessel doppelt soviel Wasser zuführen können, als seiner normalen Verdampfungsfähigkeit entspricht.

In Frage kommen Kolbenpumpen mit Handbetrieb, wenn das Produkt aus Heizfläche in qm und Dampfüberdruck in at 120 nicht übersteigt, Transmissionspumpen und schwungradlose Dampfpumpen, die von der Betriebsmaschine unabhängig sind und sich am besten nach dem Speisewasserbedarf einstellen lassen, Dampfstrahlpumpen und elektrisch oder im Großbetrieb durch Dampfturbinen angetriebene Zentrifugalpumpen, evtl. die Wasserleitung, wenn ihr Druck vor dem Kessel mindestens dauernd 2 at höher ist als der genehmigte Höchstdruck im Kessel.

In jeder zum Dampfkessel führenden Speiseleitung muß möglichst nahe am Kesselkörper ein Speiseventil (Rückschlagventil) angebracht sein, das bei Abstellung der Speisevorrichtungen durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird. Die Bauart des Ventils muß ein Ecken des Ventils durch einseitig wirkenden Wasserstrom unmöglich machen. Durch Speiseregler, die auf Speiseventil und Dampfventil der Pumpe einwirken, sucht man den Wasserstand im Kessel selbsttätig zu regeln, ohne aber Beobachtung des Wasserstandes durch den Heizer überflüssig zu machen.

Die Speiseleitung muß so beschaffen sein, daß sich der Dampfkessel bei undichtigem Rückschlagventil nicht durch die Speiseleitung entleeren kann.

Man entspricht dieser Anforderung dadurch, daß man das Wasser nur 100 bis 200 mm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserstand einführt. Falls gemeinsame Saug- und Druckleitungen für verschiedene Speisevorrichtungen vorhanden sind, muß jede dieser Vorrichtungen von diesen Leitungen abschließbar sein. Ober- und Unterkessel von Doppelkesseln mit getrennten Wasserräumen und Kesselgruppen mit verschiedenem Betriebsdruck müssen für sich gespeist werden können.

Um das Wasser von Kesselsteinbildnern zu befreien, kann man es über im Dampfraum liegende Becken oder Rinnen rieseln lassen, der sich dabei ausscheidende Schlamm wird in einem geschlossenen Rohr in die Nähe des Ablaufstutzens geführt. Für Schiffskessel muß in die Druckleitung zwischen Speise- und Absperrvorrichtung ein auf 1—2 at über den höchsten Kesseldruck einzustellendes Sicherheitsventil eingebaut werden. Dieses ist auch für andere Kessel zu empfehlen.

Jeder Dampfkessel muß mit einer Vorrichtung versehen sein, durch die er von der Dampfleitung abgesperrt werden kann. Wenn mehrere Kessel, die für verschiedene Dampfspannung genehmigt sind, ihre Dämpfe in gemeinschaftliche Dampfleitungen abgeben, so müssen die Anschlüsse der Kessel mit niedrigerem Drucke an die gemeinsame Dampfleitung unter Zwischenschaltung eines Rückschlagventils erfolgen.

Jeder Dampfkessel muß zwischen dem Speiseventil und dem Kesselkörper eine Absperrvorrichtung erhalten, auch wenn das Speiseventil abschließbar ist (letztere Bauart wird heute kaum noch ausgeführt).

Jeder Kessel muß mit einer zuverlässigen Vorrichtung versehen werden, durch die er entleert werden kann.

Zu diesem Zwecke wird an der tiefsten vor Heizgasen geschützten Stelle des Kessels ein Ventil oder Hahn oder beides hintereinander, das Ventil dem

Kessel zunächst angebracht. Ablaßhähne brennen oder setzen sich durch ungleiche Erwärmung von Kükten und Gehäuse leicht fest, man sucht dem durch Schmierung, Anwärmen des Gehäuses oder Kühlung des Kükens zu begegnen. Bei Ventilen ist es von Vorteil, durch Drehen des Kegels eingeklemmte Kesselsteinsplitter entfernen zu können.



Abb. 38.
Wasserstandsglas.

Durch die Entleerungsvorrichtung wird der Kessel auch von Zeit zu Zeit abgeschlämmt, d. h. nach längeren Betriebspausen bis zum niedrigsten Wasserstande abgelassen.

Jeder Kessel muß mit mindestens zwei geeigneten Vorrichtungen zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein, von denen wenigstens die eine ein Wasserstandsglas (Abb. 38) sein muß.

Als zweite Vorrichtung kommen in verschiedener Höhe angebrachte Probierröhren (Abb. 39) oder Probierventile in Anwendung, aus dem obersten muß immer Dampf, aus dem untersten Wasser entweichen. Bei Schiffskesseln sind 3 solche Vorrichtungen und davon zwei Wasserstandsgläser in möglichst großer Entfernung, bei Doppelendern noch mindestens ein Wasserstandsglas am anderen Ende erforderlich, um bei Schräglage den Wasserstand beurteilen zu können. Der niedrigste Wasserstand soll nicht über Mitte Glas liegen, die höchste Stelle der Feuerzüge unter dem Glas. Jede der Vorrichtungen ist getrennt mit dem Kessel zu verbinden (Ausnahme zulässig, wenn die Verbindung mit dem Dampfraum mindestens 6000 qmm Querschnitt hat). Die Verbindung darf keine Krümmungen; Wassersäcke oder dgl. haben, sondern muß nach Lösen einer Schraube durchstoßbar sein. Bei 2 Gläsern genügt ein Verbindungsrohr, wenn sein Querschnitt so groß ist, wie der beider Gläser zusammengenommen.

Die Mindestlichtweite für Wasserstandsgläser und Bohrungen muß 8 mm sein, die Glasrohre müssen so in die Köpfe eingesetzt sein, daß die zur Abdichtung dienenden Gummiringe die Enden der Rohre nicht verstopfen können, d. h. das Rohr muß über den Dichtungsring hineinragen. Statt der runden Röhren hat man auch Wasserstandsgläser mit ebener Wand und Rillen, in denen das Wasser schwarz, der Dampf silbern erscheint, besondere Schutzgläser, wie man sie bei Röhren



Abb. 39. Probierröhren.

hat, sind hier nicht nötig, auch die Selbstschlußeinrichtung im unteren Wasserstandskopf kann wegfallen. Das Material, aus dem die Köpfe und Hähne hergestellt werden, ist zinkfreie Bronze, vereinzelt auch Stahlguß, der widerstandsfähig gegen alkalische Wässer ist.

Der für den Dampfkessel festgesetzte niedrigste Wasserstand ist durch eine an der Kesselwandung anzubringende feste Strichmarke von etwa 30 mm Länge, die von den Buchstaben N.W. begrenzt wird, dauernd kenntlich zu machen. Bei Schiffskesseln ist durch ein Schild auch die Lage der höchsten Feuerzüge nach der Schiffsbreite zu kennzeichnen. Auch hinter oder neben den Wasserstandsgläsern ist der niedrigste Wasserstand zu kennzeichnen.

Jeder feststehende Dampfkessel ist mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil, jeder bewegliche Dampfkessel (also z. B. auch Schiffskessel) mindestens mit zwei solchen Ventilen zu versehen. Die Sicherheitsventile dürfen höchstens so belastet werden, daß sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten höchsten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen.

Diese Ventile sind an einer möglichst gut zugänglichen Stelle anzubringen, damit man den Ventilkegel von Zeit zu Zeit anheben und drehen kann, um Festsetzen zu verhüten. Die Sicherheitsventile dürfen nicht absperrbar sein, bei zwei Ventilen muß deren Belastung unabhängig voneinander sein.

Für ortsfeste Kessel hat man allgemein Ventile mit Gewichtsbelastung nach Abb. 40, für bewegliche Kessel meist solche mit Federbelastung. Für Überhitzer solche mit direktem Angriff der Feder am Ventil. Die Größe des Dampfdrucks auf die Ventilfläche soll 600 kg nicht überschreiten, sonst wendet man zwei Ventile an.

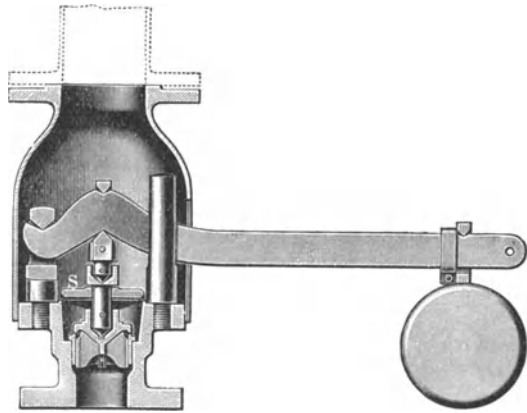


Abb. 40. Sicherheitsventil.

Mit dem Dampfraum jedes Dampfkessels muß ein zuverlässiges, nach Atmosphären geteiltes Manometer verbunden sein (bei Schiffskesseln zwei). (Die Anbringung des Manometers an einem zwei Wasserstandsvorrichtungen gemeinsamen Wasserstandskörper ist zulässig.) An dem Zifferblatte des Manometers ist die festgesetzte höchste Dampfspannung durch eine unveränderliche, in die Augen fallende Marke zu bezeichnen (die Teilung soll bis etwa 5 at über diese Marke fortgeführt sein).

Als Manometer kommen solche mit Plattenfedern und Röhrenfedern in Anwendung, sie müssen vor der strahlenden Wärme und vor direkter Einwirkung des heißen Dampfes geschützt sein, man schaltet deshalb vor das Manometer ein Uförmig gebogenes Rohr als Wassersack. Zum Zwecke der Prüfung des Manometers ist ein mit Dreiweghahn versehener Stutzen zur Anbringung des Kontrollmanometers des Kesselrevisors einzubauen.

An jedem Dampfkessel muß, fest am Kesselkörper und stets sichtbar bleibend, ein metallenes Schild als Fabrikschild angebracht werden, das folgende Angaben zu enthalten hat: festgesetzte höchste Dampfspannung,

Namen und Wohnort des Fabrikanten, laufende Fabriknummer, Jahr der Anfertigung, bei Schiffskesseln noch den Mindestabstand des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes von der höchsten Stelle der Feuerzüge.

Die Stutzen, an welchen Armaturen und Rohrleitungen angeschraubt werden, sind am Kesselkörper anzunieten, gegossene unter Zwischenlage eines Stembleches zur Abdichtung. Aus Gußeisen oder Temperguß dürfen diese Stutzen nur bis 10 at Überdruck und 250 mm lichte Weite benutzt werden, in allen anderen Fällen ist Stahlguß oder Schmiedeeisen zu verwenden.

Die Grundlagen für die Festigkeitsberechnungen sind in den „Materialvorschriften“ und den „Bauvorschriften“ im Anhang zu den APB. festgelegt, es würde zu weit führen, hier darauf einzugehen.

Genehmigung der Aufstellung und Prüfung der Dampfkessel.

Die Genehmigung wird erteilt, wenn die an Hand von eingereichten Zeichnungen und Beschreibungen erfolgte Prüfung der Anlage deren Zulässigkeit nach den bestehenden Vorschriften ergeben hat. Die Behörde kann eine Frist setzen, während der die Anlage ausgeführt sein muß, ist keine Frist gesetzt, erlischt die Genehmigung nach einem Jahre. An die Person ist die Genehmigung nicht gebunden, sie bleibt in Kraft, solange keine Änderung an der Anlage vorgenommen wird. Die Genehmigung für außer Betrieb gesetzte Anlagen erlischt nach 3 Jahren, wenn keine Verlängerung der Frist nachgesucht wird.

Vor der Inbetriebnahme wird untersucht, ob der Kessel der erteilten Genehmigung entsprechend ausgeführt ist. Außerdem unterliegen die Dampfkessel regelmäßigen technischen Untersuchungen durch die zuständige Aufsichtsbehörde, d. i. Gewerbeinspektion, Polizeibehörde, Bergwerks-, Eisenbahnbehörde, meist aber die Dampfkesselrevisionsvereine, die von den Dampfkesselbesitzern gebildet werden und denen die Aufsichtsfunktionen vom Staat unter bestimmten Bedingungen auf Widerruf übertragen werden.

Für die erstmaligen und die regelmäßig wiederkehrenden Untersuchungen gelten folgende Bestimmungen:

Die Bauprüfung erstreckt sich auf die planmäßige Ausführung der Abmessungen, den Baustoff und die Beschaffenheit des Kesselkörpers. Bei ihrer Ausführung ist der Dampfkessel äußerlich und, soweit es seine Bauart gestattet, auch innerlich zu untersuchen. Als Grundlage dienen die genehmigten Kesselzeichnungen und der vorzulegende Nachweis über die vorgeschriebene Materialprüfung. Über die Bauprüfung hat der Sachverständige ein Zeugnis auszustellen und mit diesem den Materialnachweis und — falls nicht eine bereits genehmigte Zeichnung vorgelegt wird — die den Abmessungen des Dampfkessels zugrunde gelegte Zeichnung zu verbinden.

Die Wasserdruckprobe erfolgt bei Dampfkesseln bis zu 10 Atmosphären Überdruck mit dem 1½fachen Betrage des beabsichtigten Überdrucks, mindestens aber mit 1 Atmosphäre Mehrdruck, bei Dampfkesseln über 10 Atmosphären Überdruck mit einem Drucke, der den beabsichtigten um 5 Atmosphären übersteigt. Die Kesselwandungen müssen während der ganzen Dauer der Untersuchung dem Probedrucke widerstehen, ohne undicht zu werden oder bleibende Formveränderungen aufzuweisen. Sie sind für un-

dicht zu erachten, wenn das Wasser bei dem Probedruck in anderer Form als der von feinen Perlen durch die Fugen dringt. Über die Prüfung mit Wasserdruck hat der Sachverständige ein Zeugnis auszustellen.

Nachdem die Bauprüfung und die Wasserdruckprobe mit befriedigendem Erfolge stattgefunden haben, sind die Niete des Fabrikschildes von dem zuständigen Sachverständigen mit dem amtlichen Stempel zu versehen, der in dem Prüfungszeugnis über die Wasserdruckprobe abzudrucken ist.

Die endgültige Abnahme der Dampfkesselanlage muß unter Dampf erfolgen. Dabei ist zu untersuchen, ob die Ausführung der Anlage den Bedingungen der erteilten Genehmigung entspricht. Nach dem befriedigenden Ausfalle dieser Untersuchung und der Behändigung der Abnahmebescheinigung darf der Kessel in Betrieb genommen werden.

Nach Hauptausbesserungen muß die Wasserdruckprobe wiederholt werden, der völligen Bloßlegung des Kessels bedarf es dabei in der Regel nicht. Von der Außerbetriebsetzung zum Zwecke der Hauptausbesserung, oder wenn ein Kessel durch Wassermangel oder Brandschaden überhitzt worden ist, ist der Aufsichtsstelle Meldung zu machen.

Aufbewahrung der Kesselpapiere.

1. Zu jedem Dampfkessel gehören:

a) Eine Ausfertigung der Urkunde über seine Genehmigung nebst den zugehörigen Zeichnungen und Beschreibungen.

Mit der Urkunde sind die Bescheinigungen über die Bauprüfung, die Wasserdruckprobe und die Abnahme zu verbinden. Letztere Bescheinigung muß einen Vermerk über die zulässige Belastung der Sicherheitsventile enthalten. Gelangen in einer Anlage mehrere Dampfkessel von gleicher Größe, Form, Ausrüstung und Dampfspannung gleichzeitig zur Aufstellung, so ist für diese nur eine Urkunde erforderlich.

b) Ein Revisionsbuch, das die Angaben des Fabrikschildes enthält. Die Bescheinigungen über die vorgeschriebenen Prüfungen und die periodischen Untersuchungen müssen in das Revisionsbuch eingetragen oder ihm derart beigelegt werden, daß sie nicht in Verlust geraten können.

2. Die Genehmigungsurkunde nebst den zugehörigen Anlagen oder beglaubigte Abschriften dieser Papiere sowie das Revisionsbuch sind an der Betriebsstätte des Dampfkessels aufzubewahren und jedem zur Aufsicht zuständigen Beamten oder Sachverständigen auf Verlangen vorzulegen. Auf die Dampfkessel von Kraftfahrzeugen und Feuerspritzen findet diese Bestimmung keine Anwendung, wenn ihr Betrieb den Polizeibehörden und den zuständigen Kesselsachverständigen ihres Heimatsorts angemeldet ist.

Regelmäßige Untersuchungen.

Die im Betriebe befindlichen Kessel werden von Zeit zu Zeit einer neuen Prüfung unterzogen, und zwar bei ortsfesten Kesseln alle zwei Jahre, bei beweglichen und Schiffskesseln jährlich einer äußeren Untersuchung, die sich auf die dauernde Übereinstimmung der Kesselanlage mit den Bedingungen der erteilten Genehmigung, Prüfung des betriebsfähigen Zustandes und der sachgemäßen Wartung erstreckt.

Bei feststehenden Kesseln alle 4, bei beweglichen alle 3, bei Schiffskesseln alle 2 Jahre muß bei außer Betrieb gesetztem und geöffnetem Kessel eine innere Untersuchung vorgenommen werden und bei feststehenden Kesseln alle 8 Jahre, bei beweglichen und Schiffskesseln alle 6 Jahre muß die Wasserdruckprobe wiederholt werden. Bei Kesseln, die wegen ihrer Bauart nicht genügend besichtigt werden können, wenn es der Revisor für notwendig erachtet, auch bei anderen Kesseln, ist schon die innere Untersuchung durch die Wasserdruckprobe zu ergänzen.

Besondere Einrichtungen für den Dampfkesselbetrieb.

Zur Einstellung der gerade erforderlichen Mengen von Verbrennungsluft hat man verschiedene selbsttätig wirkende Rauchschieberregulatoren, deren Wirkung aber meist wenig zuverlässig ist. Sie müssen für die vorliegenden Verhältnisse eingestellt werden und erfordern eine Neueinstellung bei wesentlicher Änderung der Verhältnisse.

Die Vollkommenheit der Verbrennung ist von der Zugstärke abhängig, die zwischen Feuerung und Rauchschieber gemessen zwischen 10 und 50 mm Wassersäule schwankt, bei offenem Schieber aber mindestens 12—15 mm Wassersäule betragen soll. Zu geringe Zugstärke bedeutet unvollkommene Verbrennung, zu große unnötige Abkühlung. Man schließt deshalb durch Einführung eines genügend weiten und scharfe Krümmungen vermeidenden Rohres in der Nähe des Rauchschiebers Zugmesser, mit Wasser gefüllte U-Rohre oder Metallmikromanometer an.

Zweckmäßig ist auch die Messung der Abgastemperatur im Fuchs, die durch Quecksilberthermometer, Graphitpyrometer, elektrische Widerstandsthermometer, thermoelektrische oder optische Pyrometer erfolgen kann.

Eine wirklich gründliche Betriebsüberwachung macht aber auch eine regelmäßige chemische Untersuchung der Abgase nötig, und zwar sollte man sich nicht mit der Bestimmung des Kohlensäuregehalts begnügen, sondern CO_2 , CO und O feststellen. Man hat für diesen Zweck von Hand zu bedienende und selbsttätig wirkende, wohl auch registrierende Apparate, bei denen sich auch Fehler nachträglich noch feststellen lassen. Der bekannteste Apparat ist der Orsatapparat, bei dem CO_2 , O und CO durch Absorption in Kalilauge, Pyrogallus- und Kupferchlorürlösung gemessen werden. Auf ähnlichem Prinzip beruhen eine Reihe anderer Apparate. Siemens & Halske haben auch einen elektrischen Rauchgasprüfer auf Widerstandsänderungen beruhend, konstruiert. Die genauere Beschreibung dieser Apparate findet sich in Spezialwerken über Feuerungstechnik und den Druckschriften der liefernden Firmen.

Schließlich macht die genaue Berechnung der Betriebsergebnisse auch den Einbau eines Speisewassermessers zwischen Pumpe und Kessel bzw. Vorwärmung, so daß das Wasser im kalten Zustande gemessen wird und automatisch registrierende Brennstoffwagen erforderlich.

Wenn Kondenswasser wieder in den Kessel gespeist wird, gelangt damit Öl in den Kessel, das den Wärmedurchgang durch die Kesselwände vermindert und durch Zersetzung diese auch angreifen kann. Man scheidet deshalb das Öl, das wieder verwendet werden kann, ab, und zwar nicht erst aus dem Kondensat, sondern schon aus dem Öldampf. Die Dampfentöler

oder Ölabscheider wirken durch wiederholten Richtungswechsel oder durch Umlaufströmung, bei der die Ölteilchen aus dem Dampf herausgeschleudert werden. In gleicher Weise wirken auch Wasserabscheider.

Speiswasserreinigung.

Das natürlich vorkommende Wasser ist bekanntlich nie rein, es enthält Salze und organische Beimengungen, die bei der Verdampfung teils als Schlamm zurückbleiben, teils sich als feste, den Wärmedurchgang erschwerende Kruste „Kesselstein“ an die Wandungen ansetzen und hier nicht nur dauernde Wärmeverluste verursachen, sondern u. U. zum Erglühen und zur Zerstörung der Wandungen, also zu Explosionen des Kessels führen können. Die zweckentsprechende Reinigung des Wassers vor der Speisung in den Kessel ist deshalb von allergrößter Bedeutung.

Die Bestandteile, um deren Ausscheidung es sich handelt, sind in der Hauptsache kohlenaurer Kalk, schwefelsaurer Kalk (Gips), schwefelsaure Magnesia (Magnesit), freie Säuren, Chloride und Eisenverbindungen, ferner mechanische und organische Beimengungen.

Die Wirkung dieser Verunreinigungen des Speisewassers ist sehr verschieden. Die Karbonate sammeln sich im Schlamm an, Sulfate und Magnesia brennen aber als besonders schlechtwärmeleitende Schicht an den Kesselwänden fest, Chloride, Eisenverbindungen und Luft bewirken Anfressungen und Verstopfungen, letztere können auch durch mechanische und organische Verunreinigungen hervorgerufen werden.

Die hauptsächlichsten Kesselsteinbildner sind also die Karbonate und Sulfate, und zwar wird die Wärmeleitfähigkeit der Kesselwand besonders durch magnesiahaltigen Kesselstein vermindert. Den Gehalt des Wassers an diesen Karbonaten und Sulfaten bezeichnet man als „Härte“ des Wassers. 1 deutscher Härtegrad entspricht 10 mg Kalk oder 7,15 mg Magnesia in 1 l Wasser, 1 deutscher Härtegrad = 1,79 französische = 1,25 englische Härtegrade. Wasser bis 4 HG. bezeichnet man als sehr weich, von 4 ÷ 8 HG. als weich, von 8 ÷ 12 HG. als mittelhart, von 12—18 HG. als ziemlich hart, von 18 ÷ 30 HG. als hart und über 30 HG. als sehr hart. Zulässig für Speisewasser ist höchstens Wasser von 12 ÷ 15 HG., härteres Wasser muß enthärtet werden, und zwar kann diese Enthärtung bis auf 0,5 HG. und weniger durchgeführt werden.

Die Reinigungsverfahren sind natürlich auf Grund einer Analyse des Wassers zu wählen, sie werden bei kleinen Kesselanlagen zwecks Kostenersparnis häufig im Kessel selbst vorgenommen, besser aber natürlich in besonderen Behältern vor der Speisung.

Zwecks Enteisung wird das Wasser durch Streudüsen, Gradierwerke u. dgl. gründlich durchlüftet und über Koks oder Kies filtriert. Durch solche Filter werden auch mechanische und organische Beimengungen abgeschieden. Luft scheidet sich beim Abstehen in Vorratsbehältern meist genügend ab.

Salze können wie alle übrigen Beimengungen zwar durch Destillieren am wirkungsvollsten entfernt werden, doch ist dieser Weg zu teuer. Man enthärtet das Wasser, wenn auch nur unvollkommen, schon durch Erwärmen, besser aber durch Ausfällen der Kesselsteinbildner auf chemischem Wege, dies geschieht im Kessel selbst durch Zusatz besonderer Kesselsteinverhinde-

rungsmittel, deren einfachste kalzinierte Soda ist, die man in dem doppelten Gewicht heißen Wassers gelöst in den Kessel möglichst ohne Benutzung der Speisepumpe einführt. Man setzt beim Füllen des leeren Kessels mit Wasser von der Lösung bis zur deutlichen Blaufärbung von Lackmuspapier zu und setzt dann ein- bis zweimal täglich soviel nach, daß diese Blaufärbung erhalten bleibt. Vor diesem Zusatz läßt man soviel Wasser ab, daß der Wasserspiegel um etwa 50 mm sinkt.

In den besonderen Reinigern wird das meist durch Dampf angewärmte Wasser je nach den Beimengungen mit genau berechneten Mengen von Ausfällungsmitteln versetzt, und zwar dient Kalkmilch (1 kg Ätzkalk in 1 cbm Wasser aufgeschlämmt) zur Entfernung von doppelkohlensaurem Kalk und Magnesia, Soda zur Entfernung von schwefelsaurem Kalk, beide zusammen, wenn das Wasser schwefelsauren Kalk und Magnesiasalze enthält. Über Einzelheiten und die Konstruktion der Reinigungsanlagen geben die Druckschriften der liefernden Firmen Aufschluß.

Von besonderer Bedeutung ist das Permutitverfahren, bei dem das Wasser durch Permutit, ein Natriumaluminiumsilikat, filtriert wird, welches die Kesselsteinbildner Kalzium und Eisen im Austausch gegen Natrium chemisch bindet. Wird das Permutitfilter unwirksam, so wird es durch Spülen mit Kochsalzlösung regeneriert. Der Vorteil dieses Verfahrens liegt hauptsächlich auch in der Einfachheit der Anlage, da keine besondere Schlamm-entfernung wie bei den Kalk-Soda-Anlagen erforderlich ist.

Wartung der Dampfkessel.

Das Anheizen eines neuen Kessels hat ganz langsam zu geschehen, in der ersten Woche nur mit leichtem Stroh- oder Holzfeuer bei geöffneter Feuertür, erst wenn das Mauerwerk nicht mehr schwitzt, darf zur Steinkohlenfeuerung übergegangen werden.

Die Arbeiten während des regelmäßigen Betriebes ergeben sich aus den amtlichen Dienstvorschriften für Kesselwärter.

1. Das Kesselhaus und alles, was darin ist, oder zum Betriebe der Kessel gehört, ist stets sauber und in bester Ordnung zu halten. Der Kesselwärter hat dafür zu sorgen, daß Unbefugte nicht ins Kesselhaus eintreten.

2. Das Wasserstand darf nie unter die Marke sinken.

3. Das Wasserstandsglas ist nach jedesmaligem Schüren zu beobachten. Täglich mehrere Male muß daraus der Schlamm abgeblasen, und müssen daran sämtliche Hähne gezogen werden.

4. Die Probierhähne und Probierventile sind täglich mehrere Male zu öffnen.

5. Der Schwimmer ist täglich mindestens einmal zu probieren.

6. Das Sicherheitsventil ist täglich mindestens einmal zu lüften, aber nur ganz langsam.

7. Das Manometer ist nach jedesmaligem Schüren zu beobachten.

8. Der Dampfdruck darf nicht größer werden, als die Marke am Manometer anzeigt.

9. Die Speisevorrichtungen sind jede täglich in Gang zu setzen, es ist also nicht ausschließlich mit der Vorrichtung zu speisen, welche am besten arbeitet.

10. Das Dampfventil und jeder Dampfahn darf nur ganz langsam geöffnet, aber beliebig rasch geschlossen werden.

11. Das Abblasen eines Kessels darf erst beginnen, nachdem das Kesselmauerwerk sich abgekühlt hat. — Eine Atmosphäre Dampfdruck ist zum Abblasen immer hinreichend. Das Abblasen eines Kessels ist von Anfang bis zu Ende von dem nämlichen Kesselwärter zu leiten, darf aber nicht auf die Ablösung übertragen werden.

12. Das Füllen eines Kessels mit frischem Wasser darf erst dann geschehen, wenn der Kessel gehörig abgekühlt ist.

13. Der Kesselstein soll vollständig und mit nicht zu scharfen Hämmern und Meißeln entfernt werden. Beim Ausklopfen soll man nicht auf, sondern zwischen die Nietköpfe schlagen. Speise- und Abblaserohre, sowie die Rohre zu dem Wasserstandsgläse, zu den Probierhähnen und zu der Lärmpfeife sind bei jeder Kesselreinigung gründlich nachzusehen und von Kesselstein zu befreien.

14. Ruß und Flugasche sollen so oft und gründlich wie möglich aus den Zügen entfernt werden.

15. In kurzen und vor langen Stillstandspausen soll man speisen. — Solange irgendwelches Feuer auf dem Roste ist, darf der Kesselwärter sich nicht entfernen.

16. Steigt die Dampfspannung zu hoch, so soll man speisen und den Rauchschieber niederlassen. — Nur wenn das nicht hilft, dürfen ausnahmsweise Feuertüren und Rauchschieber ganz geöffnet werden.

17. Fällt das Wasser unter die Marke, so ist sofort alles Feuer vom Rost zu entfernen, der Rauchschieber aber offen zu lassen.

18. Schäumt das Wasser, so ist zu speisen, Feuertür und Rauchschieber ganz aufzusperrn und das Dampfventil zu schließen.

19. Der Rost soll stets rein und gleichmäßig, aber nicht zu hoch bedeckt, erhalten werden. Das Aufwerfen soll möglichst rasch bei halbgeschlossenem Rauchschieber erfolgen.

20. Leckt es irgendwo an dem Kessel, so ist sofort ein Eimer unterzustellen und dann die schadhafte Stelle zu verdichten.

21. Beim Schichtwechsel darf der abtretende Kesselwärter sich nicht eher entfernen, bis der antretende alles nachgesehen und in Ordnung gefunden hat.

22. Der antretende Kesselwärter hat sofort nach Wasserstand und Manometer zu sehen, die Probierhähne und alle Hähne am Wasserstand zu ziehen, das Sicherheitsventil zu lüften und mindestens eine Speisevorrichtung zu probieren.

Wenn ein Kessel für längere Zeit außer Betrieb gesetzt werden soll, so ist das Hauptventil kurz vor dem Abstellen der Dampfmaschine zu schließen, damit der in der Leitung befindliche Dampf noch ausgenutzt wird und nicht kondensiert. Das Wasser darf erst abgeblasen werden, wenn die Kesselspannung unter 1 at gesunken ist.

Wenn sich Undichtigkeiten zeigen, Manometer oder Wasserstandszeiger in einer nicht zu beseitigenden Weise unbrauchbar werden oder die Speisevorrichtungen versagen, muß das Feuer sofort gelöscht werden.

Besondere Beachtung verdienen auch die verschiedenen Rohrleitungen, wir geben deshalb nachfolgend einen Auszug aus dem vom Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung beim Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit in Industrie und Handwerk, Berlin W 15, herausgegebenen vom Beuth-Verlag, Berlin NW 7, Sommerstr. 4a zu beziehenden Betriebsblatt 9:

Inbetriebsetzung, Instandsetzung und Wartung von Rohrleitungen.

(Gleiche Vorschriften sind sinngemäß bei Preßluftleitungen zu beachten.)

A. Inbetriebsetzung von Rohrleitungen. Für alle unter Druck stehenden Rohrleitungen gilt, daß bei ihrer Inbetriebsetzung an der höchsten Stelle ein Ventil oder ein Flansch geöffnet bleiben muß, damit die Luft entweichen kann.

Die Kondenswasserleitungen müssen voll geöffnet sein, damit das Kondenswasser frei ablaufen kann.

Für unter höheren Betriebsdrücken stehende Rohrleitungen größerer Lichtweiten erhalten die Absperrorgane Umführungen, um eine Entlastung des Absperrorgans herbeizuführen, damit seine Bedienung bei hohen Betriebsdrücken möglich ist, und andererseits die hinter dem Absperrorgan befindliche Leitung allmählich anzuwärmen.

Gewaltsames plötzliches Öffnen größerer Absperrorgane ist zu vermeiden. Dagegen ist es angebracht, für größere Rohrleitungsanlagen Sicherheitsorgane zu schaffen, die im Gefahrfall einen schnellen Schluß der Rohrleitung gestatten.

Nach vollem Druckausgleich in der Dampfrohrleitung sind sämtliche Kondensleitungen so umzustellen, daß die Entwässerung der Leitungen durch die angeschlossenen Entwässerungsvorrichtungen (Kondenstöpfe) erfolgt.

Die Inbetriebsetzung von Wasserleitungen kann für drucklose Leitungen durch die Pumpen erfolgen unter Beachtung des erst gegebenen Hinweises, daß an der höchsten Stelle für Entweichen der Luft gesorgt wird. Wasserleitungen unter Druck werden am besten erst durch eine andere Leitung vollständig mit Wasser gefüllt, bevor durch die entsprechenden Druckpumpen Druck auf die Leitung gegeben wird.

Bei erstmaliger Inbetriebsetzung hat eine genaue Kontrolle der Flanschdichtungen zu erfolgen. Undichte Flanschen sind sofort gleichmäßig nachzuziehen. Desgleichen sind auch erstmalig sämtliche Stopfbuchsen eingehend zu beobachten, undichte sofort nachzuziehen, nicht genügend verpackte sofort nachzupacken.

B. Instandsetzung von Rohrleitungen. Die Instandsetzungsarbeiten an Rohrleitungen und besonders an solchen, die unter hohem Druck stehen (Dampfleitungen und Preßleitungen, sowie Säureleitungen) sind in Betriebspausen vorzunehmen. Es ist stets vor dem Ausbau eines Rohrleitungsteiles darauf zu achten, daß auch das entsprechende Stück von der im Betrieb befindlichen Rohrleitung abgesperrt ist. Das Rohrleitungsteil ist durch vorsichtiges Lösen der Flansche oder Öffnen eines evtl. kleineren Ventils drucklos zu machen und zu entleeren.

Bei Arbeiten an größeren Apparaten, die ortsfest sind und befahren werden müssen, ist die Verbindung mit der in Betrieb befindlichen Leitung überhaupt zu lösen.

Vor dem Zusammenschrauben sind die Dichtflächen der Flansche sauber zu reinigen. Die Dichtringe müssen möglichst genau zentrisch eingelegt werden und nicht in den lichten Querschnitt des Rohres hineinragen. Sämtliche Dichtungen sind vor dem Einbau mit einem dünnen Graphitüberstrich zu versehen, auch ist darauf zu achten, daß nicht irgendwelche Fremdkörper in der Rohrleitung liegen bleiben.

Zerstörte Isolation ist möglichst sofort zu erneuern: nackte Rohrleitungen und nackte Flanschverbindungen bedeuten immer Dampfverlust.

C. Wartung von Rohrleitungen. Die Rohrverbindungen müssen stets dicht gehalten werden.

Bei Frischdampfleitungen im allgemeinen und bei solchen für hohen Druck und hoher Überhitzung im besonderen, sind von Zeit zu Zeit sämtliche Unterstützungen zu untersuchen. Die Bewegung durch die Wärmeausdehnung muß einwandfrei gewährleistet sein.

Die Absperrorgane sollen dicht sein; undichte Absperrorgane sind nachzusehen und auszubessern, um Dampf zu sparen und im Gefahrfalle auch sicheren Abschluß zu erzielen. Absperrorgane, die längere Zeit nicht benutzt werden, sind mindestens in Zwischenräumen von 14 Tagen auf ihre Gangbarkeit zu prüfen.

Alle Spezialventile, wie Sicherheitsventile, Reduzierventile, Rohrbruchventile, Schnellschlußventile und Dampfschieber müssen eingehender Kontrolle unterstehen. Ihre Bedienungsvorrichtungen und elektrischen Einrichtungen müssen von Zeit zu Zeit auf ihre Betriebsfähigkeit untersucht werden. Bei den Federsicherheitsventilen ist in bestimmten Zwischenräumen die Einstellung der Feder zu untersuchen, d. h. ob die Ventile noch bei dem vorgeschriebenen Druck rechtzeitig abblasen.

Undichte Stopfbuchsen sind sofort neu zu verpacken. Ausströmender Dampf bedeutet Verlust; er greift aber außerdem alle bearbeiteten Teile sehr scharf an. Einseitiges Anziehen der Stoffbuchsbrillen ist zu vermeiden. Neue Verpackung der Stoffbuchsbrille ist auch dann sofort vorzunehmen, wenn die Stopfbuchsbrille aufliegt, also nicht mehr nachzuziehen ist.

Alle übrigen Apparate, wie Ausgleichvorrichtungen für die Wärmeausdehnung (Kompensatoren, Stopfbuchsen usw.), Kondentöpfe, Kondenswasser-Rückspeiser, Kesselspeisereglern usw. müssen täglich auf ihr sicheres Arbeiten hin beobachtet werden.

Bei eintretendem Frostwetter ist nachzusehen, ob die im Freien liegenden Rohrleitungen vor Kälte genügend geschützt sind. Beim Stillstand sind die betreffenden Leitungen zu entleeren. Besonderes Augenmerk ist auf die Entwässerungsleitungen und die Kondentöpfe zu richten.

Dampffässer.

Dampffässer sind nach den vorliegenden Polizeiverordnungen Gefäße, deren Beschickung der mittelbaren oder unmittelbaren Einwirkung von anderweit erzeugtem gespanntem Wasserdampf oder von Feuer ausgesetzt wird, sofern im Innern des Gefäßes oder ihren den Beschickungsraum umgebenden Hohlwandungen ein höherer als der atmosphärische Druck herrscht oder erzeugt wird.

Als nicht unter die Polizeiverordnung, vor 1899 für den Regierungsbezirk Arnberg (die für die übrigen Regierungsbezirke sind ähnlich) fallend, sind genannt:

1. Dampfdruckgefäße, in denen gespannter Dampf erzeugt wird zum Zweck von Kraft und Wärmeabgabe außerhalb des Dampferzeugers (Dampfkessel),

2. Gefäße für gas- oder dampfförmige Füllung,

3. Wasservorwärmer, sowie Heizkessel und Heizkörper der Heizungen,

4. Dampffässer unter 150 Liter Inhalt und solche, bei denen das Produkt aus dem Inhalte in Litern und der in dem Dampffasse herrschenden Spannung in Atmosphärenüberdruck weniger als 300 beträgt; bei doppelwandigen Dampffässern, bei denen nur der Mantel geheizt wird, ist der Inhalt des Dampfraumes maßgebend,

5. Dampffässer, die unmittelbar mit der Atmosphäre durch ein nicht verschließbares Rohr von solcher Weite in Verbindung stehen, daß im Innern des Gefäßes oder in seinen Hohlwandungen kein höherer Druck als $\frac{1}{2}$ Atmosphäre Überdruck entsteht,

6. Dampffässer, die mit einer von der Zentralbehörde gemäß § 22 der allgemeinen polizeilichen Bestimmungen vom 5. August 1890 genehmigten derartigen Sicherheitsvorrichtungen versehen sind, daß im Dampffasse keine höhere Spannung als $\frac{1}{2}$ Atmosphäre Überdruck entstehen kann.

Nach dem Erlaß, betreffend Dampffässer vom 29. Oktober 1898 gilt noch folgendes:

1. Es sollen ausgenommen sein die mit Dampf geheizten Hohlkörper (Trocken- und Schlichtzylinder, Heizplatten in Gummifabriken, Holztrockenplatten usw.), ferner diejenigen Apparate, in denen nicht anderweit erzeugter Dampf, sondern anderweit erzeugte Preßluft oder anderweit erzeugtes gespanntes Gas oder der Druck von Flüssigkeiten eine Einwirkung ausüben (Montejus, Kohlensäuremischapparate, Luft-, Wasser-Akkumulatoren usw.).

2. Die Zulassung der Thermometer ist für besondere Arten von Beschickungen (sauren usw., leicht schäumenden usw.), die die Manometer entweder bald zerstören oder verstopfen würden, vorgesehen. Wichtig ist auch die Vorschrift über die Anbringung einer besonderen Vorrichtung (außer den sonst vorgesehenen Sicherheitsvorrichtungen), die mit Sicherheit erkennen lassen muß, ob in dem Dampfpaß noch Druck vorhanden ist. Der Mangel einer solchen Vorrichtung hat beim Öffnen der Gefäße wiederholt schwere Beschädigungen herbeigeführt.

Dampffässer bedürfen wie die Dampfkessel behördlicher Genehmigung und unterliegen einer mit Wasserdruckprobe verbundenen Abnahmeprüfung und regelmäßigen Überwachung ähnlich wie die Dampfkessel.

Über Bau und Ausrüstung der Dampffässer enthält die angezogene Polizeiverordnung noch folgende Angaben, die wir, obwohl nicht an diese Stelle (Kraftmaschinen) gehörend, wegen ihrer Bedeutung für die chemische Industrie hier wiedergeben, weil sie am besten im Anschluß an die vorstehend näher erörterten für Dampfkessel geltenden Bestimmungen verständlich sind. Was die Bestimmungen über Anlage und Inbetriebsetzung betrifft, muß auf die Polizeiverordnung verwiesen werden.

Bau und Ausrüstung der Dampffässer.

§ 4. Die Wandungen und sonstigen Bestandteile der Dampffässer müssen dem beabsichtigten Betriebsdruck entsprechend bemessen werden. Als Baustoff für die Wandungen und Einzelteile dürfen Holz und Gußeisen nur da verwendet werden, wo der Betrieb es erfordert und durch ihre Verwendung Gefahren nicht hervorgerufen werden. Umlegbare Verschlußschrauben, in Schlitz eingelegte Schrauben und Klammerverschlüsse müssen gegen Abrutschen gesichert sein. Eingelegte einseitige Hakenschrauben sind nicht zulässig.

Gefäße mit einem lichten Durchmesser über 800 mm sind besteigbar einzurichten. Ovale Mannlochverschlüsse sollen in der Regel 300—400 mm, runde 400 mm weit sein.

§ 5. Die Dampffässer sind mit Vorrichtungen zu versehen, die gestatten, jedes einzelne für sich von der Dampfleitung abzusperrern.

Feuerungen von Dampffässern sind so einzurichten, daß ihre Einwirkung auf die letzteren ohne weiteres gehemmt werden kann.

§ 6. Dampffässer müssen mit einem zuverlässigen Sicherheitsventil und Manometer versehen sein. An letzterem ist die festgesetzte höchste Betriebsspannung durch eine Marke zu bezeichnen. Zellstoffkocher sind mit einem Manometer und Thermometer zu versehen.

Sofern ein Manometer wegen der Eigenart des Betriebes nicht funktioniert, kann er mit Zustimmung des für die regelmäßige Überwachung zuständigen Sachverständigen durch ein Thermometer, an dem die höchste zulässige Temperatur durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen ist, ersetzt werden.

Sicherheitsventil und Manometer sind an einer solchen Stelle anzubringen, daß sie durch den Inhalt des Dampffasses nicht ungangbar gemacht werden können. Ihre Einschaltung in die Dampfleitung, jedoch in unmittelbarer Nähe des Dampffasses, ist gestattet, wenn die Art des Betriebes die Anbringung auf dem Dampffaß selbst nicht zuläßt.

Werden mehrere Dampffässer unter gleichem Druck an dieselbe Dampfleitung angeschlossen, so genügt die Anbringung eines Sicherheitsventils und eines Manometers in der gemeinschaftlichen Leitung vor den Dampffässern, wenn die freie Durchgangsöffnung des Sicherheitsventils dem Querschnitte der gemeinsamen Leitung entspricht.

Dampffässer, deren Druckspannung derjenigen des Druckerzeugers gleich ist, bedürfen keines besonderen Sicherheitsventils oder Manometers, wenn der Druckerzeuger mit den entsprechenden Sicherheitsvorrichtungen versehen ist. Dampffässer, die für einen Betriebsdruck gebaut sind, der zwei oder mehr Atmosphären geringer ist, als derjenige des Druckerzeugers, müssen in der Dampfzuleitung ein Druckverminderungsventil erhalten. Letzteres ist durch den Sachverständigen so einzustellen, daß der Druck im Dampffaß dauernd nicht über den genehmigten Druck steigen kann.

An jedem zu öffnenden Dampffaß muß sich eine Vorrichtung befinden, die mit Sicherheit erkennen läßt, ob noch Druck im Dampffaß vorhanden ist. Ein Manometer genügt hierzu nicht.

§ 7. Die Dampffässer müssen mit einer Einrichtung (Kontrollflansch) versehen sein, die die Anbringung des amtlichen Kontrollmanometers ermöglicht.

§ 8. An den Dampffässern muß der Fassungsraum in Litern, die Firma und der Wohnort des Verfertigers, die laufende Fabriknummer und das Jahr der Herstellung, sowie der gemäß § 10 festgesetzte höchste Betriebsdruck in Atmosphärenüberdruck auf leicht erkennbare und dauerhafte Weise angegeben sein.

Die Angaben sind auf einem Schilde (Fabrikschild) anzubringen, das mit Nieten so am Dampffaß zu befestigen ist, daß es auch nach der Ummantelung oder Einmauerung des letzteren sichtbar bleibt.

Im Anschluß daran folgen noch die amtlichen Dienstvorschriften für Dampffaßwärter.

Die mit der Wartung der Dampffässer beauftragten Arbeiter sind verpflichtet, dafür Sorge zu tragen, daß die Sicherheitsvorrichtungen bestimmungsgemäß benutzt werden, und daß Dampffässer, die sich nicht in gefahrlosem Zustande befinden, nicht in Betrieb bleiben.

Insbesondere sind folgende Vorschriften genau zu beachten:

Vorbereitung zur Inbetriebnahme des Dampffasses.

1. Der Wärter hat vor jeder Füllung des Dampffasses zu untersuchen, ob alle Vorrichtungen gangbar und ihre Verbindungen mit dem Dampffaß nicht verstopft sind. Ganz besondere Sorgfalt erfordert die Untersuchung des Sicherheitsventils und Manometers auf Gangbarkeit und freie Verbindung mit dem Dampffaß.

2. Der Wärter hat zu beachten und Sorge zu tragen, daß alle Dichtungsflächen rein und möglichst frei von Beschädigungen sind.

Die Dichtung der Verschlüßöffnungen muß unter Verwendung geeigneten Materials sorgfältig ausgeführt werden.

3. Beim Verschrauben der Verschlüßöffnungen sind stets sämtliche Schrauben zu benutzen. Das Anziehen der Schrauben hat in vorsichtiger und gleichmäßiger Weise zu erfolgen.

Die Benutzung außergewöhnlicher Mittel zum Anziehen (z. B. Aufstecken von Rohren auf die Schlüssel, Verwendung langer Stangen bei Flügelmuttern und Bügelverschlüssen oder Antreiben derselben durch Hammerschläge und dergleichen) ist verboten. Alle Schrauben sind gleichmäßig stark und nicht stärker anzuziehen, als zur Herstellung der Dichtung erforderlich ist.

4. Bei Verschlüssen mit umlegbaren Schrauben (Gelenkschrauben), Klammerverschlüssen und in Schlitz eingelegte Schrauben ist festzustellen, daß durch die Sicherungen das Abrutschen der Muttern verhindert wird und die Muttern oder Unterlagsscheiben voll aufliegen.

5. Bei Bügelverschlüssen und Gelenkschrauben ist streng zu beobachten, daß nur genau passende Bolzen ordnungsmäßig benutzt werden.

6. Fehlerhaft gewordene Verschlüßteile (z. B. abgenutzte, rissige oder verbogene Schrauben, ausgebrochene oder schlottrige Muttern, verbogene Klammern und dergleichen) dürfen nicht verwendet werden.

Betrieb des Dampffasses.

7. Die Dampf-Absperr-Ventile und -Hähne dürfen nur langsam geöffnet werden. Besondere Vorsicht ist beim Einlassen des Dampfes anzuwenden, wenn der Dampf unterhalb einer dichtliegenden Füllmasse eintritt.

8. Sobald und solange Druck¹⁾ in dem Dampffaß vorhanden ist, darf kein Nachziehen der Verschlußschrauben stattfinden, sondern erst nach Schließung der Dampfzuleitung und Entlassung des Drucks aus dem Dampffasse.

9. Alle Sicherheitsvorrichtungen (Sicherheitsventile, Manometer, Thermometer usw.) sind während des Betriebes zu beobachten, auch ist das Sicherheitsventil häufig auf Gangbarkeit zu prüfen. Jede Änderung der Belastung des Sicherheitsventils ist verboten.

10. Der Dampf- bzw. Arbeitsdruck soll die festgesetzte höchste Spannung nicht überschreiten. Tritt dieser Fall dennoch ein, oder zeigen sich im Betriebe Schäden, Risse oder größere Undichtigkeiten am Dampffaß oder den Verschlüssen, so ist die Dampfzuleitung sofort zu schließen bzw. die Einwirkung des Feuers sofort aufzuheben. (Siehe auch Nr. 14.)

11. Beim Schichtwechsel darf sich der abtretende Dampffasswärter erst entfernen, wenn der antretende Wärter alles in ordnungsmäßigem Zustande übernommen hat.

Außerbetriebsetzung des Dampffasses.

12. Der Dampffasswärter hat sich, bevor er die Verschlußschrauben löst, Gewißheit zu verschaffen, daß kein Druck im Dampffaß mehr vorhanden ist. Die Beobachtung, daß das Manometer keinen Druck mehr anzeigt, genügt hierfür nicht.

13. Vor jeder längeren Außerbetriebsetzung des Dampffasses ist seine gründliche Reinigung vorzunehmen.

Schlußbestimmung.

14. Von allen Schäden (Rissen, Abnutzungen, starken Undichtigkeiten), die sich am Dampffaß und seinem Zubehör zeigen, ist dem Vorgesetzten bzw. dem Dampffassbesitzer oder seinem mit der Leitung des Betriebs beauftragten Stellvertreter (§ 151 der Gew.-Ordn.) sofort Anzeige zu machen.

Koch- und Schmelzkessel, Auslauge- und Abdampfapparate sind im Abschnitt „Sondermaschinen und Apparate für die chemische Industrie“ behandelt.

Dampf- und Wärmespeicher.

Der Dampfkessel wird den höchsten Wirkungsgrad erzielen, wenn die Dampferzeugung eine möglichst gleichmäßige ist, der Dampfverbrauch ist aber in vielen Werken ungleichmäßig und auch bei der Abdampfverwertung

¹⁾ Unter Druck ist der zulässige oder Arbeitsdruck zu verstehen, vorsichtiges Nachziehen der Schrauben bei Beginn des Betriebs soll nicht verhindert werden.

entstehen durch die zeitlichen Verschiedenheiten von Lieferung und Verbrauch Schwierigkeiten, die nur durch eine Aufspeicherung zu überwinden sind. Die Speicherung kann durch Aufspeichern des Dampfes oder durch Aufspeichern der Dampfwärme erfolgen.

Die Aufspeicherung des Dampfes kann bei gleichem Druck oder bei gleichem Volumen erfolgen. Die Aufspeicherung bei gleichem Druck geschieht in den einem Gasometer ähnlichen Dampfspeichern Patent Harlé-Balke. Der Dampf hebt eine Glocke, die in einem mit Wasser gefüllten Behälter taucht, und wird durch deren Gewicht wieder fortgedrückt. Die Sperrflüssigkeit, die eine Temperatur von 85—98° annimmt, wird durch eine obenauf schwimmende Ölschicht vor Wärmeverlusten geschützt. Der Speicherdruck ist vom Glockengewicht abhängig und beträgt nur 1,03—1,04 at, entsprechend ist auch die Temperatur niedrig. Das Aufspeichervermögen ist durch den Rauminhalt der Glocke gegeben. Der Dampf kann also nur bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur gespeichert werden, z. B. Abdampf.

Die Raumspeicher nach Balke bestehen aus einem Behälter von unveränderlichem Inhalt, so daß bei Aufspeicherung des Dampfes der Druck und infolgedessen auch die Temperatur etwas steigen, bei Entnahme sinken. Das Aufspeichervermögen ist durch den Speicherinhalt und die etwa 0,25 at betragende Druckschwankung gegeben.

Die Wärmespeicher bestehen aus zum größten Teil mit Wasser gefüllten und gegen Wärmeausstrahlung isolierten Behältern von mehreren Metern Durchmesser und bis zu 20 m Länge. Der ins Wasser eingeleitete Dampf gibt seine Wärme an dieses ab, wodurch Temperatur und Druck im Speicher steigen. Wird Dampf entnommen, sinkt der Druck im Speicher und das nunmehr überhitzte Wasser verdampft und liefert so die aufgespeicherte Wärme wieder als Dampf zurück. Das vom Wasserinhalt und der Temperaturschwankung abhängige Speichervermögen ist viel größer als bei direkter Aufspeicherung des Dampfes, so daß diese Speicher bei gleicher Leistung viel weniger Raum einnehmen.

Der Wärmespeicher von Rateau dient vorwiegend zur Abdampfspeicherung, bei einer Drucksteigerung von 0,25 at beträgt die Temperatursteigerung einige Grad Celsius. Kleine Speicher dieser Art werden im Betriebsraum, größere im Freien aufgestellt.

Der zurzeit beste Wärmespeicher ist der von Dr. Ruths, er findet vorzugsweise als Hochdruckspeicher, also im Anschluß an Kesselanlagen Verwendung, wofür die vorgenannten nicht oder wenig geeignet sind. Der Dampf wird durch ein System im Wasser liegender Mischdüsen zugeführt, wodurch eine lebhaft zirkulation des Wassers erzielt wird. Das Aufspeichervermögen beträgt bei neuen großen Ausführungen bis zu 36000 kg Dampf pro Stunde. Durch ein Regulierventil ermöglicht er verschiedene Teile von Großanlagen mit Dampf von verschiedenen Betriebsdrücken zu versorgen bei gleichbleibendem Kesseldruck und gleichmäßiger Belastung des Kessels. Das mit Verlusten verknüpfte Zu- und Abschalten von Kesseleinheiten wird dadurch überflüssig. Da er sich zur Einschaltung in Dampfnetze von gleichzeitig Wärme- und Kraftverbrauchern eignet, ist er für die chemische Industrie von besonderer Bedeutung. Abb. 41 zeigt einen Ruths-Speicher der Maschinenbau-AG.

Nürnberg im Querschnitt. *a* ist eine Sicherheitsdüse, die die Raschheit der Dampfentnahme nach oben begrenzen soll, um ein Überkochen bei plötzlicher Entnahme größerer Dampfmenngen zu verhindern, auch im Falle eines Rohrbruches den plötzlichen Austritt unerwünscht hoher Dampfmenngen, *e* und *f* sind Rückschlagklappen für Speicherladung und Entladung. Die Ladevorrichtung besteht aus einem nahe der Wasseroberfläche verlaufenden, fast über die ganze Speicherlänge sich erstreckenden wagerechten Verteilungsrohr *b*, an welches Lademundstücke *c* in gleichmäßigen Abständen angeschlossen sind und welches so bemessen wird, daß allen Lademundstücken gleichmäßig viel Dampf zuströmen kann. Die Lademundstücke sind von

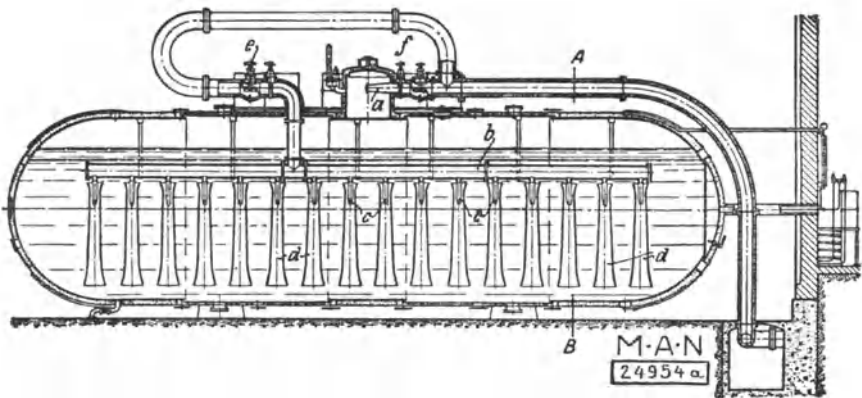
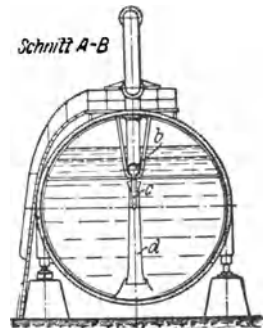


Abb. 41. Ruths Wärmespeicher (Maschinenbau-AG. Nürnberg).

diffusorartig ausgebildeten Rohrmänteln *d* umgeben, die bis nahe an den Boden des Speichers reichen. Hierdurch wird ein so günstiger Wasserumlauf erzielt, daß die in der Wasserfüllung auftretenden Temperaturunterschiede meist unter $0,2^{\circ}$ C liegen. Zur weiteren Ausrüstung gehören ein oder zwei Sicherheitsventile, ein Belüftungsventil, wenn nach langem Stillstand infolge zu großer Abkühlung Unterdruck im Speicher herrschen sollte, Schlammablaßhähne, Einsteigöffnungen, ein Dreiwegventil, um nach Bedarf Wasser zu- oder abzulassen und ein als Wasserstandszeiger geeichter Druckmesser, denn jede Änderung des Wasserstandes entspricht einer bestimmten Druckänderung. Durch die Rückschlagklappen *e* und *f* in Verbindung mit Überströmventilen wird ermöglicht, den Speicher mittels einer einzigen Leitung parallel zu seiner Dampfleitung zu legen, so daß durch die Rückschlagsklappen, von denen *e* sich gegen den Speicher, *f* sich gegen die Entnahmeleitung öffnet und die Überströmventile nur die Dampfmenge durchströmt, um die der Preßdruck die regelmäßige Dampferzeugung über- oder unterschreitet. Die



Druckschriften der MAN. geben weiteren Aufschluß und zeigen die Anwendung an verschiedenen Beispielen.

Für die Versorgung verschiedener Apparate mit Dampf verschiedener Spannung ist ein Verfahren von Dr. Hencky, Elberfeld, sehr vorteilhaft. Es werden zwei Dampfverteilungsnetze, eins für die höchste erforderliche Spannung, eins für die niedrige Spannung angelegt. Zwischendampf von beliebiger Spannung kann dann dadurch erzeugt werden, daß man mit einem Strahlapparat oder dgl. das Spannungsgefälle von der Hochdruckleitung benutzt Dampf aus der Niederdruckleitung auf die gewünschte Spannung heraufzuheben.

IV. Die Kraftmaschinen.

A. Die Dampfkraftmaschinen.

Wirkungsweise.

Obwohl schon vor der Einführung der Kolbendampfmaschine der Versuch gemacht worden ist, den ausströmenden Dampf zur unmittelbaren Erzeugung rotierender Bewegung zu verwenden, hat doch die Kolbendampfmaschine jahrzehntelang allein das Feld behauptet und erst in den letzten Jahren einen Teil ihres Anwendungsgebietes an die Dampfturbinen abtreten

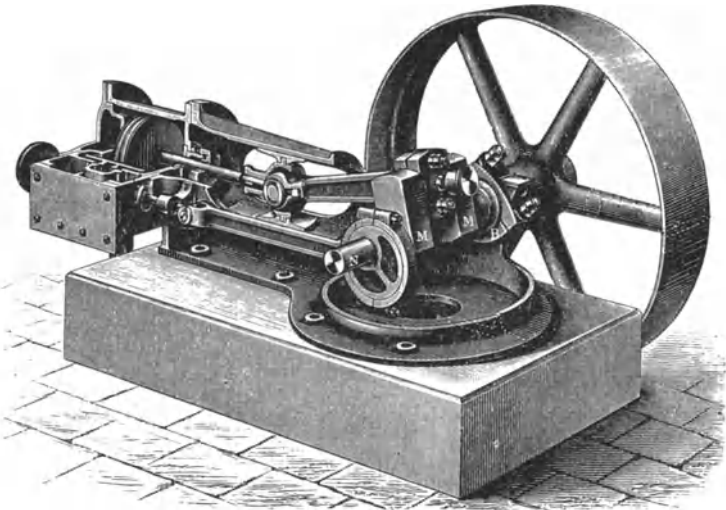


Abb. 42. Kolbendampfmaschine.

müssen. Wir beginnen deshalb unsere Betrachtungen über die Dampfkraftmaschinen mit der Beschreibung der Bauart und Wirkungsweise der einfachen Kolbenmaschine.

In einem Zylinder bewegt sich (Abb. 42) ein scheibenförmiger Kolben, dessen Mantel sich der inneren Zylinderwandung dicht anschließt. Läßt man Dampf von mehr als Atmosphärendruck hinter den Kolben treten, so treibt dieser Dampfdruck den Kolben vorwärts. Durch eine im Zylinderdeckel mit Hilfe einer Stopfbüchse dampfdicht geführte Kolbenstange, deren

vorderes Ende in geeigneter Weise (meist durch Kreuzkopf und Gleitbahn) geradegeführt ist, wird die vom Dampf auf den Kolben ausgeübte Kraft auf die Schubstange oder Pleuelstange übertragen, die um den Kreuzkopfbolzen eine schwingende Bewegung ausführt, am anderen Ende aber den Pleuelbolzen umfaßt und die Pleuelstange in Umdrehung versetzt. Auf der Pleuelwelle, von der durch Riemen- oder Seiltrieb die Drehbewegung weitergeleitet wird, sitzt noch ein schweres Schwungrad, das durch seine Wucht (lebendige Kraft, kinetische Energie), wie wir noch sehen werden, Ungleichförmigkeiten des Ganges der Maschine auszugleichen hat.

Würde der Dampf nur auf einer Seite des Kolbens, wie oben beschrieben, wirken (einfachwirkende Maschine), so könnte er nur den Kolben vorwärtsbewegen und nur eine halbe Umdrehung der Pleuelstange bewirken. Die zweite halbe Umdrehung und die Rückwärtsbewegung des Kolbens müßte dann durch die Wucht des Schwungrads ausgeführt werden, was zu einem recht ungleichförmigen Gang führen würde. Man läßt deshalb mit Hilfe einer geeigneten Einrichtung, der Steuerung, den Dampf abwechselnd hinter und vor den Pleuelbolzen treten, so daß er den Pleuelbolzen abwechselnd vor- und zurücktreibt (doppeltwirkende Maschine).

Bei den ersten Dampfmaschinen war die Spannung des Dampfes nur wenig höher als der Druck der Luft, der ja bei der Bewegung des Pleuelbolzens auf der anderen Seite des Pleuelbolzens zu überwinden ist. Man ließ deshalb den Dampf während des ganzen Pleuelbolzenweges oder Hubes in den Pleuelbolzen einströmen: Volldruckmaschine und während der Rückbewegung an die Luft austreten: Auspuffmaschine. Bei höheren Dampfspannungen wäre das eine große Verschwendung. Man läßt deshalb nur auf einem Teile des Pleuelbolzenweges, der Füllung, Dampf in den Pleuelbolzen einströmen, schließt dann mit Hilfe der Steuerung den Dampf eintritt ab und läßt nun den im Pleuelbolzen befindlichen Dampf sich ausdehnen: Expansionsmaschine, wobei der Dampf ja noch immer den Pleuelbolzen arbeitend vorwärtschieben kann, solange seine Spannung höher als die Gegenspannung auf der anderen Seite des Pleuelbolzens ist. Hierbei läßt sich der Überdruck des Dampfes fast vollständig ausnutzen.

Um den Gegendruck auf der anderen Pleuelbolzenseite zu vermindern, auch um das zur Dampferzeugung verwendete Wasser zurückzugewinnen, läßt man den Dampf, der beim vorhergehenden Pleuelbolzenweg Arbeit geleistet hat, nicht an die Luft austreten (auspuffen), sondern man kühlt ihn in besonderen Apparaten ab und verdichtet ihn wieder zu Wasser: Kondensation, wobei ein Unterdruck, ein Vakuum, entsteht.

Wir wenden uns nun zur Betrachtung der Arbeitsweise des Dampfes im Pleuelbolzen, während eines Pleuelbolzenweges, also eines Pleuelbolzenhin- oder -rückweges. Sie wird uns veranschaulicht durch das Dampfdiagramm, dessen Grundlinie den Pleuelbolzenweg, dessen Höhe die an jeder Stelle des Pleuelbolzenweges herrschende Dampfspannung darstellen. Um dieses Diagramm zu entwerfen, kann man zunächst den Einfluß der mit der Expansion des Dampfes verbundenen Abkühlung vernachlässigen und den Dampf als Gas ansehen, also

das Boyle-Mariottesche Gesetz $\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}$ zugrunde legen, die Expansionskurve ist dann eine durch den Endpunkt der Dampf einströmungslinie gehende gleichseitige Hyperbel (Abb. 44).

Bei der Rückbewegung des Kolbens würde dann der Dampf entweder an die Luft ausgestoßen werden (Auspuffmaschine), wobei der Druck im Innern des Zylinders wegen des Widerstands, den der Dampf in den Ausströmungskanälen findet, etwas höher als der äußere Luftdruck, nämlich 1,1–1,2 at bleibt, oder er würde in den Kondensator überströmen, dann ist dieser Druck nur etwa 0,2 at. Dieser Druck wirkt also auf den nunmehr von dem auf der anderen Kolbenseite wirkenden Dampf vorwärtsgetriebenen Kolben als Gegendruck, der von dem treibenden Druck abziehen ist, so daß nur die Differenz wirksam bleibt. Hieraus ergibt sich, daß bei der Kondensationsmaschine der wirksame Druck um rund 1 at höher ist, als bei der Auspuffmaschine. Außerdem wird durch die Kondensation das Wasser zurückgewonnen, dieses ist auch wärmer als frisches Speisewasser, braucht also zur Wiedererhitzung auf den Siedepunkt weniger Wärmezufuhr und enthält keine Kesselsteinbildner mehr, dafür allerdings Schmieröl, dessen Zersetzungsprodukte die Kesselwandungen angreifen können.

Das wirkliche Dampfdiagramm, wie es der später zu besprechende Indikator aufzeichnet, zeigt nun noch eine Anzahl von Abweichungen von dem oben gezeichneten Diagramm.

Zunächst ist der Übergang der Dampfeinströmungslinie in die Expansionslinie keine scharfe Ecke, sondern mehr oder weniger verrundet, da zum Abschluß des Dampfeintritts eine gewisse Zeit erforderlich ist, während welcher der Dampfeintritt noch nicht ganz geschlossen, aber doch schon verengt ist, so daß der Dampf nicht mehr ungehindert durchströmen kann, sondern gedrosselt wird. Je langsamer der Dampfeintritt abgeschlossen wird, um so stärker wird die Abrundung dieser Ecke des Diagramms sein. Aus dem gleichen Grund kann auch beim Dampfaustritt, zu dessen Öffnung auch eine gewisse Zeit erforderlich ist, die Dampfspannung nicht plötzlich auf den Gegendruck abfallen, sondern nur allmählich, was auch hier eine Abrundung ergibt. Da dadurch ein höherer Gegendruck entsteht, der treibende Überdruck aber am Ende des Hubes nicht mehr groß ist, so öffnet man den Dampfaustritt schon etwas vor Beendigung des Hubes, so daß bei Umkehr der Kolbenbewegung schon eine ausreichend große Öffnung für den Dampfaustritt vorhanden ist, man gibt Voraustritt.

Würde man nun den Dampf bis zum Ende der Kolbenrückbewegung ausströmen lassen, so würde der bei Beginn des neuen Hubes einströmende Dampf in einen Raum von niedriger Spannung und entsprechend niedriger Temperatur kommen und hierdurch Spannung verlieren. Deshalb schließt man den Dampfaustritt schon früher ab, der im Zylinder verbleibende Dampf wird dann wieder zusammengedrückt, komprimiert, wodurch seine Spannung steigt und der Eintrittsspannung des frischen Dampfes nähergebracht wird. Um zu Beginn des neuen Hubes für den Dampfeintritt eine ausreichend große Öffnung zur Verfügung zu haben, gibt man entsprechend dem Voraustritt auch Voreintritt, d. h. man öffnet auch den Eintritt schon vor Beendigung des vorhergehenden Hubes. Das Diagramm erhält dann die Gestalt von Abb. 43.

Zu beachten ist noch, daß das Boyle-Mariottesche Gesetz die Abkühlung des Dampfes und die bei Sattedampf (Dampf von der Temperatur des Siede-

punktes) damit verknüpfte Kondensation eines Teils zu Wasser nicht berücksichtigt, die wirkliche Expansionslinie wird also etwas stärker abfallen als die nach obigem Gesetz konstruierte.

Weiter ist bei der Konstruktion des Dampfdiagramms zu beachten, daß der Wärmeausdehnung wegen zwischen der Endstellung des Kolbens und dem Zylinderdeckel ein gewisser Raum bleiben muß, auch bis zu den Abschlußorganen (Schieber, Ventile) noch Kanäle erforderlich sind. Dieser sogenannte schädliche Raum muß bei jedem Hub mit Dampf gefüllt werden, ehe der Dampf den Kolben selbst vorwärtstreiben kann, wohl aber wirkt der im schädlichen Raum vorhandene Dampf durch seine Expansion mit auf den Kolben. Man muß also bei der Konstruktion der Expansionslinie den schädlichen Raum zur Füllung zugeben, und zwar an den Hub (nach außen) antragen. Die Konstruktion der Hyperbel kann dann nach Abb. 44 ausgeführt werden (wobei OD die um den schädlichen Raum vermehrte Füllung ist ist).

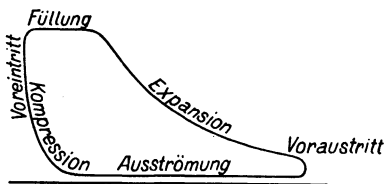


Abb. 43. Diagramm einer Expansionsmaschine.

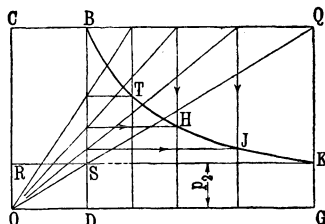


Abb. 44. Konstruktion des Dampfdiagramms.

Dieses Diagramm hat noch eine weitere wertvolle Eigenschaft. Zerlegen wir es in unendlich schmale senkrechte Flächenstreifen, so stellt uns die Grundlinie einen kleinen Teil des Kolbenweges dar, die Höhe, die während dieses unendlich kleinen Weges als unveränderlich anzusehende Dampfspannung, das ist die den Kolben treibende Kraft (wir dürfen natürlich nur die Höhe von der Gegendrucklinie an gemessen berücksichtigen). Die Fläche dieses als Rechteck anzusehenden Streifens ist dann Kraft mal Weg, also die Arbeit, die während dieses unendlich kleinen Teils des Kolbenhubes geleistet wird und der ganze Flächeninhalt des Diagramms als die Summe aller dieser unendlich schmalen Flächestreifen die Arbeit während des ganzen Kolbenhubes. Um sie auszumessen, muß man natürlich die Maßstäbe kennen, in denen Grundlinie und Höhe gezeichnet sind und sie miteinander multiplizieren. War z. B. der Hub der Maschine im Maßstab 1 : 10 aufgetragen, so bedeutet

$$1 \text{ cm} = 0,1 \text{ m},$$

war die Höhe im Maßstab 8 mm = 1 kg/qcm (1 at) aufgetragen, so bedeutet bei der Höhe

$$1 \text{ cm} = 1,25 \text{ kg/qcm},$$

also bedeutet vom Flächeninhalt

$$1 \text{ qcm} = 0,1 \cdot 1,25 = 0,125 \text{ kgm},$$

und zwar pro Quadratcentimeter Kolbenfläche. Um die bei einem Hub geleistete Arbeit zu berechnen, muß man also die Fläche f des Diagramms

mit obigem Maßstab m und der Kolbenfläche F (von der bei durchgehender Kolbenstange der Querschnitt dieser abzuziehen ist) multiplizieren. Bei einer Umdrehung wird diese Arbeit zweimal bei n Umdrehungen in der Minute $2n$ mal geleistet, die in der Sekunde geleistete Arbeit in kgm ist dann

$$f \cdot m \cdot F \cdot \frac{2n}{60},$$

die Leistung in Pferdestärken (1 PS = 75 kgm/sek.)

$$\frac{f \cdot m \cdot F \cdot 2n}{60 \cdot 75}$$

und die in Kilowatt (1 kW = 102 kgm/sek.)

$$\frac{f \cdot m \cdot F \cdot 2n}{60 \cdot 102}$$

Hierbei ist natürlich der Wirkungsgrad η der Maschine noch nicht berücksichtigt, mit dem dieser Wert noch zu multiplizieren wäre. Die dem theoretischen Diagramminhalt entsprechende Leistung nennt man den theoretischen Effekt, die dem von dem nachfolgend zu besprechenden Indikator aufgezzeichneten Diagramm entsprechende, also von dem Dampf wirklich hervorgebrachte Leistung die indizierte (N_i) und die um die mechanischen Verluste in der Maschine, also die sogenannte Leerlaufsarbeit geringere, von der Kurbelwelle abgegebene Leistung die effektive N_e . Es ist also

$$N_e = N_i \cdot \eta.$$

Den Diagramminhalt kann man mit dem Planimeter ausmessen oder auch berechnen, indem man die mittlere Höhe (also den mittleren Druck) ermittelt. Zu diesem Zwecke mißt man in Abständen von $\frac{1}{10}$ der Diagrammlänge die Ordinaten h_1 bis h_9 , weiter in einer Entfernung gleich $\frac{1}{4}$ der Breite eines solchen Teils (also $\frac{1}{40}$ der Diagrammlängen) von den Enden h_0 und h_{10} . Dann ist

$$h_m = \frac{1}{10} \left(\frac{h_0}{2} + h_1 + h_2 + \dots + h_9 + \frac{h_{10}}{2} \right)$$

multipliziert man h_m mit dem Druckmaßstab (in obigem Beispiel 1,25), so erhält man den mittleren Druck p_m in kg/qcm und mit diesem die indizierte Leistung in Pferdestärke

$$N_i = \frac{F \cdot p_m \cdot H \cdot 2n}{75 \cdot 60} \text{ PS},$$

wobei F = wirksame Kolbenfläche in qcm ,
 H = Hub in m ,
 n = Umdrehungszahl in der Minute

ist.

Für den Entwurf eines solchen Diagramms bzw. die Berechnung der Leistung einer Maschine, mögen noch folgende Angaben dienen:

Die größte Füllung ist bei Einzylindermaschinen etwa 60%, bei den Hochdruckzylindern der später zu besprechenden Verbundmaschinen etwa 70% des Kolbenhubes. Die kleinste Füllung, bei Leerlauf der Maschine 0–5%. Bei Kondensationsmaschinen ist dabei die Arbeit zu berücksichtigen,

die der durch den Voreintritt in den schädlichen Raum eingeströmte Dampf durch Expansion leistet, man hat hier deshalb oft absolute Nullfüllung (00), das heißt, es findet keine Voreinströmung statt. Im übrigen ist die Größe der Füllung gegeben durch das Bestreben, die Arbeitsfähigkeit des Dampfes möglichst vollständig auszunutzen, diesen also bis zu einem möglichst niedrigen Enddruck expandieren zu lassen, der natürlich noch immer einen zur Bewegung des Kolbens ausreichenden Überdruck über den Gegendruck des ausströmenden Dampfes ergeben muß. Bei Auspuffmaschinen nimmt man den Enddruck in der Regel 1,6—2 at, bei Kondensationsmaschinen 0,6—1 at, und zwar sowohl bei Einzylinder- wie Verbundmaschinen. Bei Zweizylinder-auspuffmaschinen geht man mit der Endspannung vereinzelt bis auf 1,25 at, bei Dreifachexpansionsmaschinen (siehe weiter unten), die stets mit Kondensation arbeiten, auf 0,4 at herab. Je niedriger die Endspannung genommen wird, um so niedriger sind die Betriebskosten (Dampf- und infolgedessen Kohlenverbrauch), aber um so größer wird die Maschine und damit die zu amortisierenden und zu verzinsenden Anlagekosten.

Die Voreinströmung beträgt im Kurbelwinkel gemessen 8—15°, bei langsam laufenden Maschinen gelten die kleineren, bei schnellaufenden die größeren Werte. Die Vorausströmung ist bei langsam laufenden Maschinen 5—7%, bei schnellaufenden 15—20% vom Hube. Die Kompression treibt man gewöhnlich bis etwa $\frac{2}{3}$ der Eintrittsspannung, treibt man sie bis zur Eintrittsspannung, so braucht zwar der schädliche Raum nicht mit frischem Dampf gefüllt zu werden, der Diagramminhalt und somit die Leistung der Maschinen wird aber kleiner, man muß also, um gleiche Leistung zu erzielen, die Füllung größer nehmen. Während eine mäßige Kompression die stoßfreie Bewegungsumkehr des Kolbens begünstigt, erzeugt eine zu weit getriebene Kompression einen starken Druckwechsel in den Lagern, wirkt also in zweifacher Weise ungünstig.

Der obigen Konstruktion des Diagramms wurde die isothermische Zustandsänderung zugrundegelegt, bei gesättigtem Dampf und normalem Verlauf stimmt die Expansionslinie mit der so entworfenen, also dem Boyle-Mariotteschen Gesetz

$$p \cdot v = \text{konst.}$$

entsprechenden Kurve ziemlich überein. Bei adiabatischer (ohne Zufuhr oder Abfuhr von Wärme erfolgender) Zustandsänderung gilt die Gleichung

$$p \cdot v^n = \text{konstant,}$$

wobei n der Quotient der spez. Wärmen bei konstantem Druck und konstantem Volumen ist. Legt man dem Entwurf des Diagramms diese Gleichung zugrunde, so wird bei geheiztem Zylinder und trockenem Dampf der Exponent n häufig in der ersten Hälfte der Expansionslinie größer, im Niederdruckzylinder von Mehrfachexpansionsmaschinen kleiner als 1. Für schwach überhitzten Dampf ist n etwa 1,05, für hochüberhitzten Dampf 1,25. Bei höheren Exponenten fällt die Expansionslinie stärker, der Diagramminhalt und somit die Leistung der Maschinen wird also kleiner, was durch größere Füllung auszugleichen ist, wenn man die vorgeschriebene Leistung erzielen will.

Im vorstehenden ist bereits von Zweifach- und Dreifachexpansionsmaschinen die Rede gewesen, es soll deshalb, ehe wir auf das Indizieren der Dampfmaschine eingehen, das Wichtigste über diese Maschinen gesagt werden.

Man baut Dampfmaschinen mit zwei, drei und mehr Zylindern, die jedoch alle mit frischem Dampf gespeist werden, sogenannte Zwillings-, Drillings- und Mehrlingsmaschinen. In vielen Fällen z. B. bei Schiffsmaschinen für Flußdampfer sind mehrere kleine Zylinder leichter räumlich unterzubringen als ein großer, auch werden zu große Zylinder durch das hohe Eigengewicht leicht unrund, müssen deshalb immer in derselben Lage ausgebohrt werden, in der sie montiert werden sollen, das dann ebenfalls hohe Kolbengewicht bewirkt starkes Ausschleifen des Zylinders und der Stopfbüchsen. Daneben bietet aber die Anwendung mehrerer Zylinder die Vorteile, durch Versetzen der Kurbeln um 90 bzw. 120° eine gleichmäßigere Kraftabgabe an die Welle und die Möglichkeit, die Maschine in allen Stellungen anlaufen zu lassen, zu bewirken, während die Einzylindermaschinen in den Totpunktstellungen (wenn die Richtungen von Kurbel und Schubstange zusammenfallen) nicht anlaufen. Die Arbeitsweise des Dampfes in jedem dieser Zylinder solcher Mehrzylindermaschinen entspricht vollständig der in der Einzylindermaschine.

Anders bei den Mehrfachexpansionsmaschinen. Man ist im Laufe der Zeit zu immer höheren Dampfspannungen übergegangen. Würde man solchen hochgespannten Dampf (der auch eine entsprechend hohe Temperatur hat) in einem Zylinder bis zu der Endspannung von etwa 0,6 at expandieren lassen und dann in den Kondensator von 0,15–0,2 at Spannung abführen, so hätte man eine sehr große Spannungs- und Temperaturschwankung in diesem Zylinder und die damit verknüpften Spannungsverluste des frisch eintretenden Dampfes, denn man könnte natürlich durch Kompression auch nicht annähernd wieder die Eintrittsspannung des Dampfes erreichen. Läßt man aber den Dampf in einem ersten Zylinder, dem Hochdruckzylinder, sich nur auf eine mittlere Spannung ausdehnen, leitet ihn dann in einen zweiten Zylinder, der soviel größer sein muß, daß sein Füllungsvolumen gleich dem ganzen Volumen des Hochdruckzylinders ist, und läßt ihn erst hier bis zur Endspannung von z. B. 0,6 at expandieren, so ist die Spannungs- und Temperaturschwankung in jedem Zylinder geringer, der Frischdampf kommt mit den Zylinderwänden, die vorher mit Kondensatordampf in Berührung waren, überhaupt nicht in Berührung, die Kompression kann wieder bis zu entsprechender Höhe getrieben werden und somit werden die Dampfverluste geringer sein, wofür allerdings auch wieder Verluste durch die erforderliche Überführung des Dampfes aus dem Hochdruck- in den Niederdruckzylinder eintreten. Man wird deshalb die Zweifachexpansion nur bei höheren Dampfspannungen, etwa 8–12 at, anwenden. Bei noch höheren Spannungen zerlegt man die Expansion in drei Stufen, in Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckzylindern. Hier muß wieder das Füllungsvolumen des Niederdruckzylinders gleich dem ganzen Volumen des Mitteldruckzylinders sein. Wird der Durchmesser des Niederdruckzylinders dabei zu groß, so zerlegt man ihn in zwei gleichgroße, parallel geschaltete Zylinder, hat also dann vier Zylinder, aber nur Dreifachexpansion.

Wenn auch der Zweck der Mehrfachexpansionsmaschine zunächst nur die Verminderung der durch Kondensation des frisch einströmenden Dampfes entstehenden Verluste ist, so kann man natürlich auch hier die oben genannten Vorteile der Mehrzylindermaschinen zum Teil nebenher noch erzielen, z. B.

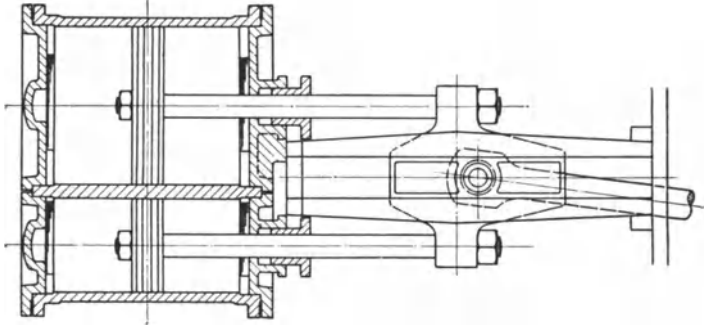


Abb. 45. Woolfsche Maschine (Kurbeln um 0° versetzt).

die Kurbeln versetzen, um einen gleichförmigeren Gang zu erreichen, mit Hilfe eines Dampfdruckreduzierventils Dampf direkt in den zweiten Zylinder eintreten lassen, wenn sich der Kolben des ersten in der Totpunktstellung befindet (um 90° oder 120° versetzte Kurbeln vorausgesetzt), nicht aber die oben erwähnten räumlichen Vorteile, denn der Niederdruckzylinder muß ebensogroß sein, wie der Zylinder einer Einfachexpansionsmaschine derselben Leistung.

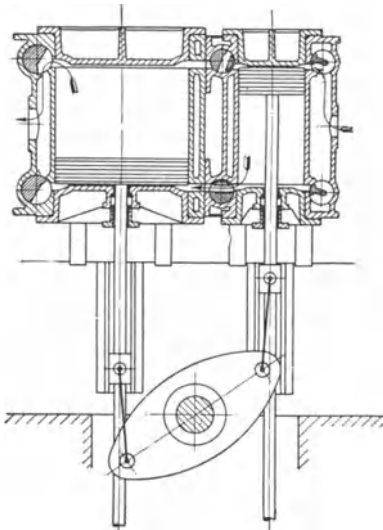


Abb. 46. Woolfsche Maschine (Kurbeln um 90° versetzt).

werden (Abb. 47), wobei, wie die Diagramme zeigen, die Spannung wieder etwas ansteigt, um so mehr, je kleiner der Reseiver ist.

Zweifachexpansionsmaschinen findet man auch häufig als Tandemmaschinen, bei denen die Zylinder hintereinander oder auch übereinander liegen und auf eine gemeinsame Kurbel arbeiten. Die Vorteile, die Maschinen mit versetzten Kurbeln bieten, fallen hier natürlich fort.

Die älteste unter den Verbund- oder Compound-Maschinen ist die Woolfsche Maschine, bei der die Kurbeln gleich- (Abb. 45) oder entgegengesetzt (Abb. 46) gerichtet (also um 180° versetzt) sind. Der Dampf kann bei dieser Maschine unmittelbar aus dem ersten in den zweiten Zylinder übertreten. Bei den Maschinen mit um 90° oder einen anderen von 0 und 180° abweichenden Winkel versetzten Kurbeln kann der Dampf in den zweiten Zylinder erst eintreten, nachdem auch dessen Kolben den neuen Hub beginnt, er muß inzwischen in ein Zwischengefäß, den Receiver (Aufnehmer) geführt

Die Mehrfachexpansionsmaschinen haben erst die Anwendung höherer Dampfspannungen und Erhöhung der Wirtschaftlichkeit der Dampfkraftanlagen ermöglicht, von besonderer Wichtigkeit sind dabei die Vermeidung von Wärmeverlusten durch gute Wärmeschutzhüllung der Zylinder und Dampfleitungen, Dampfmäntel, um durch Heizung der Zylinder die Abkühlung zu verhindern und Überhitzung des Dampfes, d. h. Erhitzung desselben nach Verlassen des Kessels über den Siedepunkt.

Maschinen, die mit überhitztem Dampf arbeiten, nennt man Heißdampfmaschinen. Bei mäßiger, etwa 200° nicht übersteigender Überhitzung stellt diese von der Verwendung geeigneter Metallstopfbüchsen abgesehen, an die Konstruktion der Maschine keine besonderen Anforderungen, bei höherer Überhitzung muß der großen Wärmeausdehnung Rechnung getragen werden, damit durch dieselbe kein Werfen oder Undichtwerden eintreten kann. Die Stopfbüchsen sollen nur gußeiserne Liederingsringe mit reichlichen Ölnuten bzw. -kammern erhalten, die Schieber entlastet sein und alles soll mit gutem Wärmeschutz umhüllt werden. Bei der Tandemanordnung legt man den Niederdruckzylinder vor die Geradführung, um diese vor der hohen Temperatur des Hochdruckzylinders zu schützen, ein Dampfheizmantel hat nur beim Niederdruckzylinder Zweck.

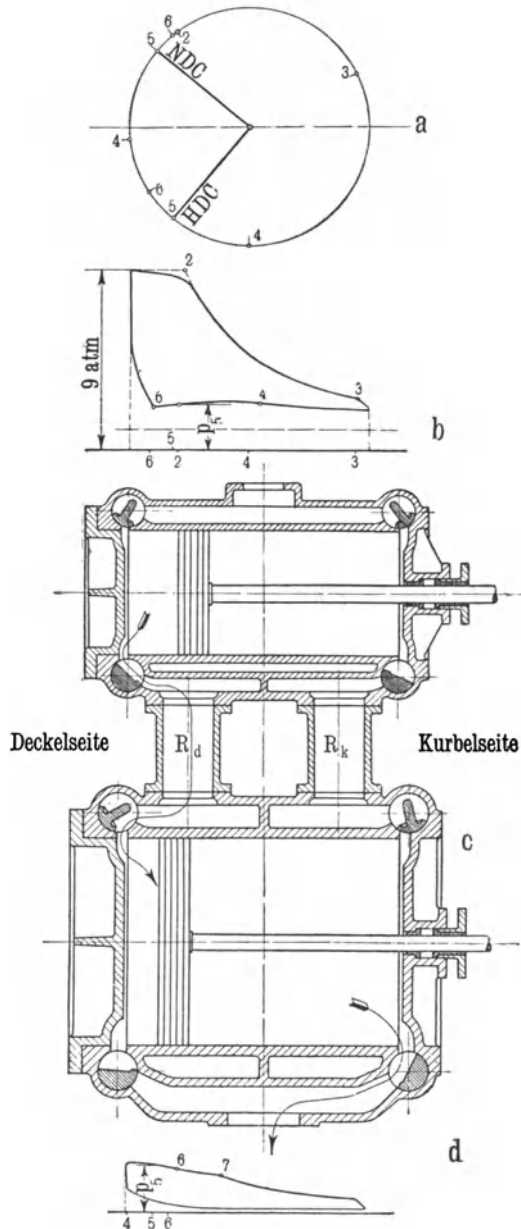


Abb. 47. Receivermaschine.

Im Betriebe erfordern die Heißdampfmaschinen hochsiedende Schmiermittel.

Der Vorteil der Verwendung überhitzten Dampfes liegt nicht nur in der mit der Überhitzung verbundenen Steigerung des Dampfolumens, also Verringerung des Dampfverbrauchs in kg und der Verringerung der Niederschlagsverluste im Zylinder, dadurch, daß die Temperatur des überhitzten, also über den Siedepunkt erhitzten Dampfes beträchtlich sinken kann, ohne daß Kondensation eintritt, wie in einer nicht sehr bedeutenden Verbesserung des theoretischen Prozesses, sondern vielmehr in der schlechteren Wärmeleitfähigkeit des überhitzten Dampfes, infolge der geringeren Dichte desselben und im Ausbleiben des den Wärmeaustausch begünstigenden Wasserbelags an den Wandungen. Hiervon sind die Verluste durch Eintrittskondensation weit stärker abhängig als vom Temperaturgefälle.

Man schätzt den durch Überhitzung um je 50° erzielten Wärmegewinn bei Einzylinderexpansionsmaschinen auf 8%, bei Einzylinderkondensationsmaschinen auf 7% und bei Zweifachexpansionsmaschinen mit Kondensation auf 6,5%. Die Höhe der Überhitzung ist abhängig von der betriebssicheren mittleren Wandungstemperatur (etwa 200°). Da die Wandungstemperatur bei größerer Füllung höher wird als bei kleiner, so ist bei Einzylinderkondensationsmaschinen eine höhere Überhitzung möglich, als bei den Hochdruckzylindern der Mehrfachexpansionsmaschinen. Zwischenüberhitzung des Dampfes wird nur in Sonderfällen angewandt, dort, wo der Hochdruckzylinder die zur Überhitzung zur Verfügung stehende Wärme nicht auszunutzen vermag oder die Überhitzung des Receiverdampfes durch die Kesselabgase bewirkt werden kann.

Indikator und Indikatordiagramm.

Wir haben weiter oben das normale Expansionsdiagramm des Dampfes in der Dampfmaschine besprochen. Mit Hilfe des Indikators kann man sich nun das dem wirklichen Verlauf der Dampfspannung entsprechende Diagramm aufzeichnen lassen und aus dessen Abweichungen von der normalen Gestalt auf Fehler im Bau oder Betrieb der Maschine schließen.

Der Indikator besteht in der Hauptsache aus einem kleinen Zylinder, den man mit Dreiweghahn an die an den beiden Zylinderenden der Dampfmaschine befindlichen Indikatorstutzen, die gewöhnlich durch Rotgußverschraubungen verschlossen sind, anschraubt und mittels des Hahnes mit dem Zylinderinnern verbindet. Sein durch den Dampfdruck hoch, durch eine der Dampfspannung entsprechend gewählte Feder niedergedrückter Kolben überträgt seine, der Höhe der Dampfspannung entsprechende Auf- und Abbewegung auf einen Schreibstift. Dieser wird gegen einen Papierstreifen gedrückt, der auf einer Trommel aufgespannt ist, die mit zwischengeschalteter Hubübersetzung dem Kolbenhub der Maschine entsprechend vor- und durch eine Feder zurückgedreht wird. Aus der Bewegung des Papierstreifens, die den Hub und der dazu senkrechten des Schreibstiftes, die die Höhe der Dampfspannung darstellt, entsteht dann ein Linienzug, der dem oben besprochenen Dampfdiagramm entspricht.

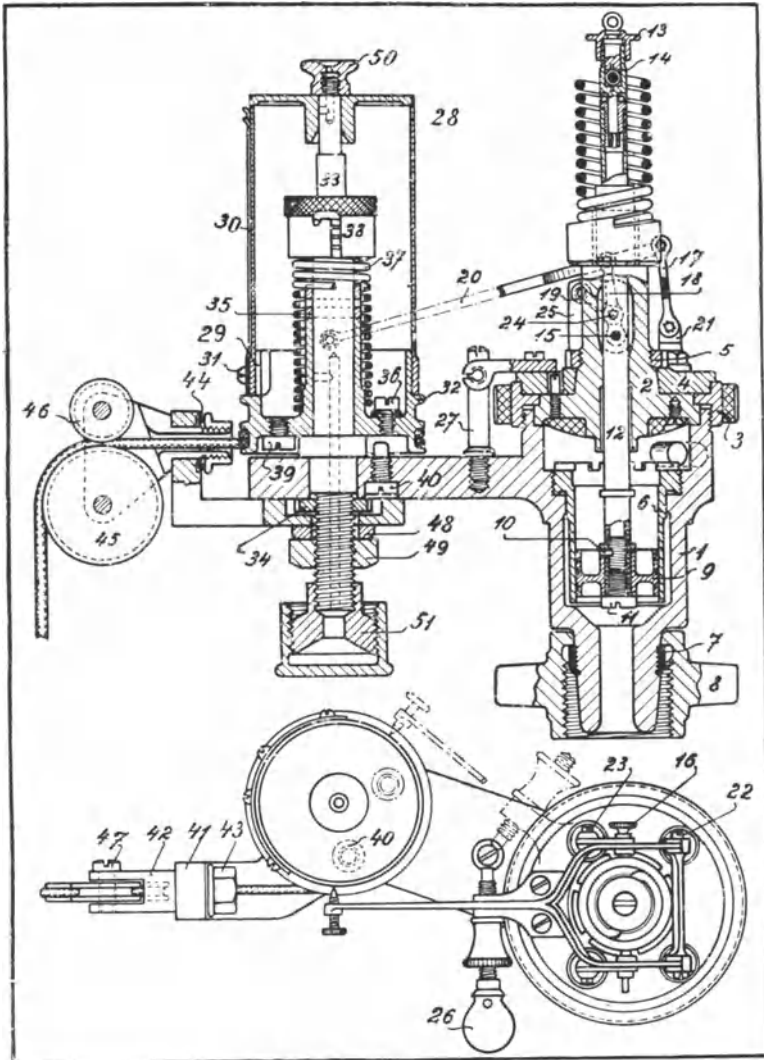


Abb. 48. Maihak-Indikator.

1 Trommelträger. 2 Federträger. 3 Überwurfmutter. 4 Drehscheibe. 5 Haltemutter dazu. 6 Einsatzzylinder. 7 Haltering. 8 Anschlußmutter. 9 Kolben. 10 Haltestift dazu. 11 Kolbenschraube dazu. 12 Kolbenstange. 13 Halteknopf. 14 Drehknopf. 15 Kuppelstift. 16 Schraube für Kuppelstift. 17 Schwinghebel. 18 Kuppelgelenkstück. 19 Gegenlenker. 20 Schreibhebel. 21 Kleine Säule. 22/23/24 Gelenkschrauben. 25 Säule für den Gegenlenker. 26 Griffschraube und Gegenmutter. 27 Anschlagssäule. 28 Papiertrommel. 29 Mitnehmerblech. 30 Papierhalter. 31 Befestigungsschrauben dazu. 32 Trommelunterteil. 33 Trommelachse. 34 Niedrige Befestigungsmutter. 35 Stelling. 36 Mutter zur Befestigung der Trommelfeder. 37 Trommelfeder. 38 Federkopf. 39 Anschlagsschraube. 40 Anschlagstift. 41 Winkel zum Rollenhalter. 42 Rollenhalter. 43 Befestigungsmutter dazu. 44 Kugellager. 45 Große Führungsrolle. 46 Kleine Führungsrolle. 47 Bolzenschraube. 48/49 Befestigungsschrauben der Trommel. 50 Halteknopf. 51 Staufferbuchse.

Es gibt verschiedene Bauarten solcher Indikatoren, es wird hier genügen, die Einrichtung und den Gebrauch des Instrumentes an einer dieser Bauarten zu erläutern.

Abb. 48 zeigt den Maihak-Indikator (H. Maihak AG. Hamburg 39) mit Bezeichnung der einzelnen Teile. Die Bedeutung der Hauptteile ist schon aus der vorstehenden allgemeinen Erläuterung ersichtlich.

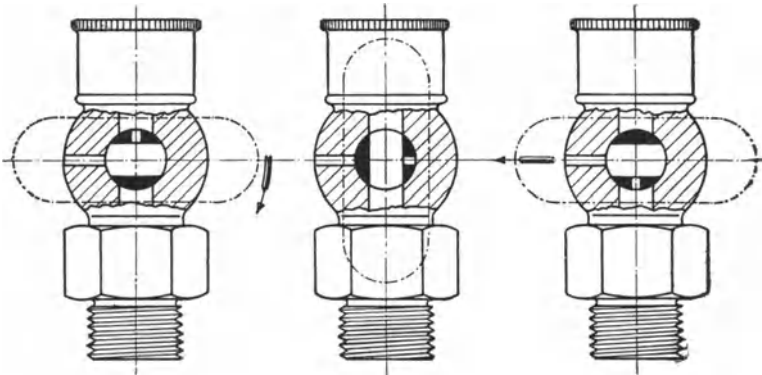


Abb. 49.
Indikator mit der Atmosphäre
verbunden.

Abb. 50.
Hahn geöffnet.

Abb. 51.
Ausblasen der
Leitung.

Der Indikator ist peinlich sauber zu halten und gut zu ölen, er ist mit dem Zylinder durch möglichst kurze, gerade und dichtschießende Leitungen zu verbinden. Zur Dichtung verwendet man Kupferscheiben, da faserige Dich-

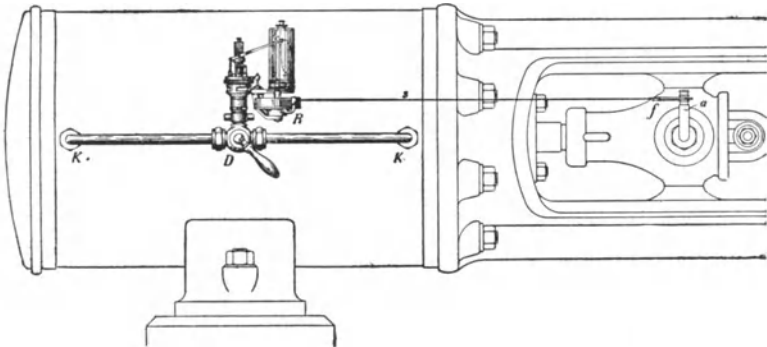


Abb. 52. Anbringung des Indikators.

tungsmittel den Indikator verunreinigen können. Der Indikator kann in wagerechter und senkrechter Lage arbeiten, die Anwendung von Winkelstücken ist also nicht nötig. Zum Anschluß verwendet man meist den einfachen Indikatorhahn, der für Dampfmaschinen, Kompressoren u. dgl., weite Bohrung und Rotgußküken, für Verbrennungsmotore enge Bohrung und Stahlküken hat, für hohe Drucke von etwa über 50 at oder wo die Hahndichtung Schwierigkeiten macht, auch Indikatorventile. Die drei Stellungen des Indikatorhahnes zeigen die Abb. 49–51.

Sollen Diagramme an zwei Zylinderseiten mit nur einem Indikator genommen werden, so empfiehlt es sich, einen zweiten Indikatorhahn am anderen Zylinderend einzubringen, so daß nur der Indikator umzusetzen ist. Man kann jedoch auch einen Indikator mittels Dreiwegehahnes und passender Bogenrohre mit beiden Zylinderenden verbinden (Abb. 52). Dabei werden aber die Verbindungsleitungen länger, wodurch mitunter die Genauigkeit der Diagramme leidet. Die Abbildung läßt aber gleichzeitig erkennen, wie das Zugseil mit dem Kreuzkopf verbunden ist.

Vor dem Indizieren blase man stets die Leitung kräftig aus, um zu verhüten, daß die Übertragung des Zylinderdruckes auf den Indikator Kolben durch etwa niedergeschlagenes Kondenswasser, Öl oder Ruß beeinträchtigt wird (vgl. Abb. 51).

Die Kolben sind normal aus Stahl hergestellt, glashart und geschliffen, sie werden in verschiedener Größe geliefert, je höher der Druck ist, um so kleiner nimmt man den Kolben. Für Ammoniakkompressoren werden blau angelassene Stahlkolben und Einsatzzylinder geliefert. Die Indikatorfedern sind doppelt gewundene Schraubenfedern, sie werden auf Zug beansprucht, sie erhalten aufgestempelt die Marke, d. h. die Diagrammhöhe in mm, die die Feder bei Verwendung eines bestimmten Kolbens, dessen Durchmesser in mm gleichfalls aufgestempelt ist, je kg/qcm Druckänderung erhält und den Höchst- druck, mit dem die Feder bei Verwendung dieses Kolbens belastet werden darf. Verwendet man einen anderen Kolben, so muß natürlich eine Umrechnung erfolgen.

Um Schwingungen im Diagramm zu vermeiden, empfiehlt es sich, im allgemeinen mit möglichst großen Kolben und starken Federn zu arbeiten.

Zum Auswechseln des Kolbens und Zylinders wird der Indikator- oberteil nach Lösen der Überwurfmutter 3 abgenommen. Es kann dann mit Hilfe des zum Indikatorzubehör gehörigen Stahlschlüssels, dessen Zapfen genau in entsprechende Schlitze im Zylinderbund passen, der Zylinder los- geschraubt, nach oben herausgezogen und ausgewechselt werden. Der Kolben kann nach Entfernung der Schraube 11 abgezogen und ausgewechselt werden. Bei den Kolben von weniger als $\frac{1}{6}$ der normalen Fläche ist dieser bei Größe 1 und 2 aus einem Stück mit der Kolbenstange hergestellt. Bei Größe 3 und 4 werden die Kolben bis zu $\frac{1}{10}$ der normalen Fläche geteilt ausgeführt. Infolge- dessen muß beim Auswechseln eines Kolbens mit fester Stange die Kolben- stange ebenfalls herausgenommen werden. Hierzu werden die Schlußver- schraubung 13 und die Schraube des Kuppelstiftes 16 abgeschraubt und der Kuppelstift 15 herausgezogen, wobei man ihn mit der im Kasten befindlichen kleinen Zange an dem flachen Kopf faßt und mit einigen Hin- und Her- drehungen löst. Die Kolbenstange kann dann nach unten herausgezogen werden.

Zum Einsetzen der Feder schraubt man die Schlußverschraubung 13 am oberen Ende der Kolbenstange heraus, stülpt die Feder über die Kolben- stange, so daß die kleine Kugel in den hierfür bestimmten Ausschnitt kommt, schraubt die Feder auf ihren Sitz fest und setzt die Schlußverschraubung wieder auf.

Die Papiertrommeln werden gleichfalls in verschiedener Größe geliefert, da die Spannung der die Trommel zurückdrehenden Feder von dem Durch-

messer der Trommel, der Diagrammlänge und der Hubzahl abhängig ist und nicht über eine durch Festigkeit und Dehnung der Zugschnur bestimmte Grenze gesteigert werden darf. Die Trommeln werden auch mit besonderer Anhaltevorrichtung und mit selbsttätigem Papiervorschub für fortlaufend geschriebene Diagramme geliefert.

Die Trommel ohne Anhaltevorrichtung kann nach Lösung des Halteknopfes 50 nach oben abgezogen werden, so daß die Feder 37 zugänglich wird. Die Trommelfeder ist am unteren Ende durch die Federfußschraube 36 an der Schnurscheibe befestigt, und am oberen Ende in der Federhaube 38 eingehängt, so daß sie leicht ausgewechselt werden kann. Die Federhaube sitzt auf einem Vierkant der Trommelachse und kann zwecks Änderung der Federspannung auf diesem Vierkant versetzt werden.

Der Antrieb der Schreibtrommel soll möglichst so angelegt werden, daß die Trommelfeder beim Aufwärtsgange des Kolbens gespannt wird, weil dabei die Beanspruchung und Dehnung der Schnur am niedrigsten ist.

Bei Maschinen mit zugänglicher Geradföhrung erfolgt der Antrieb der Schreibtrommel meistens von der Geradföhrung oder dem Kolbengestänge aus; dabei muß der Kolbenweg auf die gewünschte Diagrammlänge vermindert (reduziert) werden durch Einschaltung eines Hubverminderers (Reduktors). Die gebräuchlichsten Ausführungen des Hubverminderers sind der Maihak-Hubverminderer und der Rollenhubverminderer, sie beruhen auf der Übersetzung durch Rollen verschiedener Durchmesser.

Zur Feststellung der mittleren indizierten Leistung mußte man bisher eine große Anzahl von Einzeldiagrammen aufnehmen und planimetrieren. Als Ergebnis dieser mühsamen Arbeit bekam man einen recht ungenauen, von allerhand Zufälligkeiten abhängenden Wert, bei dem günstigenfalls jeder 1000ste Arbeitsprozeß berücksichtigt war. Mit dem integrierenden Indikator, der Maihak-AG. einer Kombination des Indikators mit einem Leistungszähler Patent Böttcher, dagegen ist es möglich, während beliebig langer Zeit jeden einzelnen Kreisprozeß durch automatische Planimetrierung der Diagramme auszuwerten und so die mittlere indizierte Leistung auch bei schwankender Belastung einwandfrei festzustellen.

Die Abbildung 43 zeigt das normale Diagramm einer Auspuffmaschine, bei einer Expansionsmaschine liegt die Ausströmungslinie unter der atmosphärischen Linie. Die nachfolgenden Abbildungen zeigen fehlerhafte Diagramme, die Fehler ergeben sich durch Vergleich mit dem normalen Diagramm.

Bei Abb. 53a fehlt die Kompression und die Dampfspannung erreicht erst allmählich ihren vollen Wert. Wir sehen daraus, daß die Einströmung des Dampfes zu spät erfolgt, es braucht deshalb einige Zeit, ehe in dem Zylinder, der ja infolge des Fehlens der Kompression noch Dampf von der Ausströmungsspannung enthielt, die volle Eintrittsspannung hergestellt ist. Die der schraffierten Fläche entsprechende Arbeit geht verloren.

In Abb. 53b dagegen erfolgt die Dampfeinströmung zu früh.

In Abb. 53c erfolgte die Öffnung der Dampfeinströmung zwar rechtzeitig, die Öffnung für den Dampfeintritt war aber zu klein, so daß durch Vorgang des Kolbens mehr Raum frei wurde, als in der gleichen Zeit Dampf einströmen konnte, der Dampf wurde „gedrosselt“.

Die Abb. 53d zeigt zwei übereinander gezeichnete Diagramme, die erkennen lassen, daß die Füllungen beim Vor- und Rückgang des Kolbens ungleich sind. Die Steuerungsmechanismen, die das Öffnen und Schließen der Kanäle besorgen, sind also falsch eingestellt, die Folge ist ungleichmäßiger Gang der Maschine und zu großer Dampfverbrauch.

Vergleicht man die Expansionslinie Abb. 53e mit der theoretischen Linie, so zeigt sich, daß die Dampfspannung hier langsamer abfällt (der Verlauf der Linie ist oft auch etwas unregelmäßig). Man erkennt hieran, daß der Dampfeintrittskanal nicht richtig abgeschlossen ist, so daß während der Expansion noch Dampf nachströmt. Dieser Dampf würde richtig ausgenützt noch die durch die schraffierte Fläche dargestellte Arbeit leisten können.

Würde der Vergleich mit der theoretischen Expansionslinie zeigen, daß die Spannung schneller abfällt, als dem Expansionsgesetz entspricht, so wäre daraus zu schließen, daß Dampf verloren geht, entweder durch Undichtigkeit des Kolbens oder des Austrittsventils bzw. des Schiebers. Ein zu schneller Abfall der Spannung kann auch durch Abkühlung verursacht werden, wenn der Wärmeschutz bzw. die Heizung des Zylinders ungenügend sind.

In Abb. 53f steigt die Dampfspannung gegen Ende des Hubes noch einmal plötzlich an, es muß also die Dampfeinströmung infolge fehlerhafter Einstellung der Steuerung noch einmal geöffnet werden (auch hier stellt die schraffierte Fläche den Arbeitsverlust dar).

In Abb. 53g fällt die Spannung beim Kolbenrückgang zu langsam ab, die Dampfausströmung wird also zu spät oder ungenügend geöffnet.

In Abb. 53h ist die Vorausströmung zu groß, der Austritt wird also zu früh geöffnet.

In Abb. 53i liegt die ganze Gegendrucklinie zu hoch, das kann entweder durch zu enge Austrittskanäle oder, da es sich um eine Kondensationsmaschine handelt, auch durch ungenügende Kondensation hervorgerufen werden.

Bei sprunghaftem Abfallen der Expansionslinie liegt der Fehler meist am Indikator, der Kolben desselben hat sich festgeklemmt, der Indikator muß gereinigt und nachgesehen werden. Auch ein zittriger Verlauf der Linie ist meist darauf zurückzuführen, daß der Indikator kolben infolge starker Reibung sich sprunghaft bewegt.

In Abb. 53k ist die Kompression zu hoch getrieben, der Dampfaustritt wird also zu früh geschlossen.

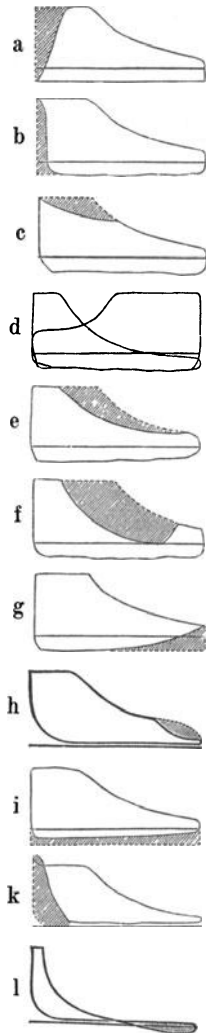


Abb. 53 a—l.
Fehlerhafte Indikator diagramme.

Der Verlauf des Diagramms Abb. 531 zeigt, daß die Expansion zu weit getrieben ist, die Expansionslinie geht unter die Gegendrucklinie herab, der treibende Druck wird also kleiner als der Gegendruck. Es ist das typische Leerlaufdiagramm.

Die Beispiele ließen sich noch beliebig vermehren, wozu hier aber der Raum fehlt, es sei auf Haeder, „Der Indikator“ und des gleichen Verfassers „Die kranke Dampfmaschine“ verwiesen.

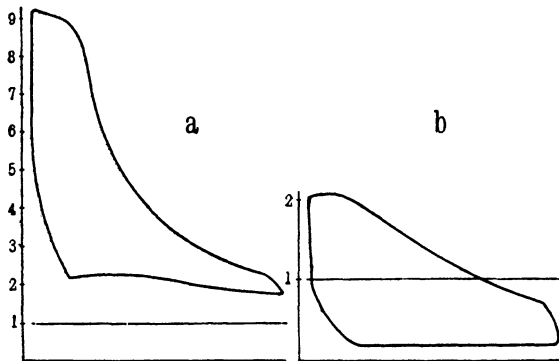


Abb. 54. Diagramm des Hochdruck- (a) und des Niederdruckzylinders (b).

Die Beispiele zeigen aber, wie wichtig es ist, die Dampfmaschine von Zeit zu Zeit zu indizieren, da man auf diese Weise Fehler im Gange der Maschine erkennen kann, die äußerlich gar nicht wahrnehmbar sind, aber einen erheblichen Mehrverbrauch von Dampf und damit von Kohle bedingen können.

Ehe wir die Besprechung des Indikatorindikatordiagramms verlassen, wollen wir noch das Rankinisieren der Diagramme von Mehrfachexpansionsmaschinen besprechen, das uns ermöglicht, die mehrstufige Expansion in Vergleich zu

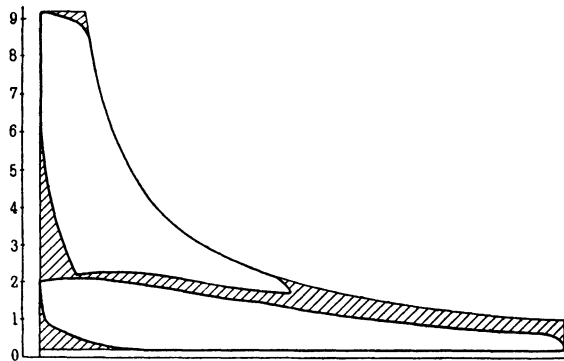


Abb. 55. Rankinisiertes Diagramm.

ziehen mit dem der Gesamtexpansion entsprechenden idealen Diagramm. Man zeichnet die gleichzeitig genommenen Diagramme von zusammengehörigen Seiten des Hoch- und Niederdruckzylinders übereinander, indem man die Höhen zunächst auf gleichen Maßstab bringt, die Länge des Niederdruckdiagramms aber im Verhältnis Niederdruckzylindervolumen : Hochdruckzylindervolumen verlängert. Man trägt dann den schädlichen Raum des Hochdruckzylinders, die Kesselspannung und die Füllung ein und konstruiert die Expansionskurve (Abb. 54 u. 55). Die schraffierten Flächen entsprechen den Arbeitsverlusten, die sich bei der zwei- (bzw. drei-) stufigen Expansion im Vergleich mit der verlustfreien einstufigen Expansion ergeben, wobei aber zu berücksichtigen ist,

daß eine verlustfreie einstufige Expansion infolge Fehlens der Kompression andere Verluste durch Füllung des schädlichen Raumes mit Frischdampf mit sich bringen würde.

Das Verhältnis der Diagrammflächen der Verbundmaschine zu der Diagrammfläche der Einzylindermaschine mit gleichem Dampfgewicht nennt man den Völligkeitsgrad. Dieser ist jedoch kein Maßstab für die Wirtschaftlichkeit der Maschine, wie manchmal fälschlich angenommen wird, er dient vielmehr nur zur Ermittlung des mittleren reduzierten Druckes bei gegebener Füllung.

Die Berechnung der Leistung der Dampfmaschine aus dem Diagramm bzw. dem mittleren Kolbendruck wurde oben schon erläutert. Für Überschlagsrechnungen seien noch folgende Zahlen gegeben: Die Eintrittsspannung im Zylinder beträgt 0,75–0,9 des Kesseldruckes, der mittlere Kolbendruck (von dem bei Auspuffmaschinen 1,1–1,2, bei Kondensationsmaschinen 0,15–0,2 kg/qcm Gegendruck abzuziehen ist) kann genommen werden:

	bei 0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	Füllung
p_m	0,36	0,45	0,53	0,60	0,66	0,76	0,84	0,9	der Eintrittsspannung

der mechanische Wirkungsgrad bei Maschinen unter 50 PS. $\eta = 0,7-0,75$, von 50–150 PS. $\eta = 0,75-0,8$, für über 150 PS. bis $\eta = 0,85$.

Für Überschlagsberechnungen kann man folgende Formeln anwenden (D = Zylinderdurchmesser, H = Hub):

$$\text{Einfach Expansionsmaschinen} \left\{ \begin{array}{l} \text{mit Kondensation } N_e = \frac{D^2 n H}{1500} \text{ PS.} \\ \text{mit Auspuff } N_e = \frac{D^2 n H}{1400} \text{ PS.} \end{array} \right.$$

$$\text{Zweifachexpansionsmaschinen mit Kondensation } N_e = \frac{D^2 n H}{1600} \text{ PS.}$$

$$\text{Dreifachexpansionsmaschinen mit Kondensation } N_e = \frac{D^2 n H}{1700} \text{ PS.}$$

Diese Leistungen sind durch Erhöhung des Füllungsgrades bis um 50% steigerungsfähig.

Bauarten und Steuerungen.

Die übliche Bauart der Dampfmaschine ist die liegende mit horizontaler Achse des Zylinders. Kleinere Maschinen dieser Art werden als Rahmenmaschinen so gebaut, daß Kurbellager und Geradföhrung, zuweilen auch der Zylinder auf einer rahmenförmigen Grundplatte (Abb. 42) montiert oder mit dieser aus einem Gußstück hergestellt sind, während größere Maschinen als Balken- oder Bajonettmaschinen nach Abb. 56 gebaut werden. Bei Flußdampf und in Sonderfällen finden auch Maschinen mit schrägliegenden Zylindern Anwendung.

Die stehenden Maschinen sind des ungünstigen Einflusses der infolge der weniger stabilen Fundamentierung auftretenden Schwingungen wegen, seltener in Anwendung, hauptsächlich dort, wo die zur Aufstellung verfügbare Fläche beschränkt ist und bei unmittelbarer Kupplung mit der Arbeitsmaschine. Am ungünstigsten ist die als Bockmaschine bezeichnete Bauart mit unten-

liegendem Zylinder, also oberliegender Kurbelwelle, verbreiteter ist die als Hammermaschine bezeichnete Bauart mit oberliegendem Zylinder (Abb. 57).

Die einzelnen Teile der Dampfmaschine, Zylinder, Kolben, Geradföhrungen, Kurbel usw. werden in dem Abschnitt VIII „Maschinenteile“ näher besprochen, dagegen haben wir uns noch mit den Steuerungen und Regulatoren zu beschäftigen.

Als Steuerung bezeichnet man diejenigen Teile der Dampfmaschine, die den Dampf ein- und austritt in Abhängigkeit von der Hin- und Herbewegung des Kolbens, also zwangläufig vollziehen. Man unterscheidet je nach der Art der Maschinenteile, durch die die Dampfverteilung geschieht,

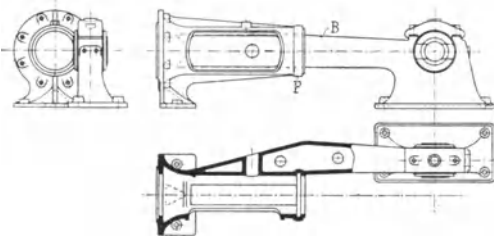


Abb. 56. Bajonettmaschine.

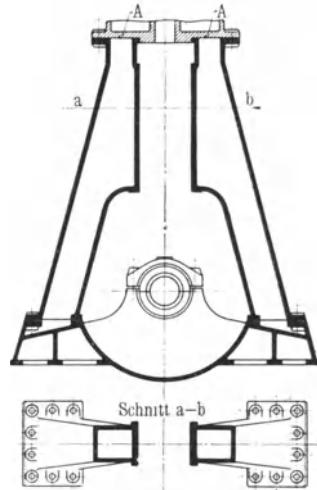


Abb. 57. Stehende Dampfmaschine (Hammermaschine).

Schieber- und Ventilsteuerungen, unter den Schiebersteuerungen hat man wieder die Flachschiebersteuerungen und die Kolbenschiebersteuerungen mit Längsbewegungen von den Drehschieber- oder Hahnsteuerungen mit drehender Bewegung zu unterscheiden.

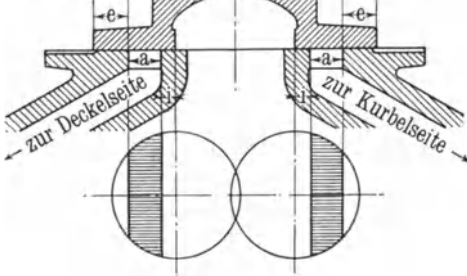


Abb. 58. Muschelschieber.

Die einfachste Flachschiebersteuerung ist der Muschelschieber, den Abb. 58 im Schnitt zeigt. Der Dampf tritt in den Schieberkasten ein und durch den Kanal in der Mitte des Schieberspiegels aus (siehe auch Abb. 42). Er eignet sich nur für Füllungsgrade von 0,4 und mehr, bei kleineren Fullungsgraden muß die äußere Überdeckung (e) sehr groß werden, wodurch auch die

Gesamtabmessungen des Schiebers und Schieberkastens, auch die Schieberbewegung und die damit verbundene Reibung groß werden. Die oberen Kreise stellen die Verschiebung der äußeren, die unteren die der inneren Schieberkante, die Schraffierungen die Kanaloffnungen dar. Abb. 59 zeigt den

Muschelschieber in der Stellung, in der für die linke Zylinderhälfte der Dampfeintritt beginnt, für die rechte der Dampfaustritt schon geöffnet ist. In Abb. 60 ist der Dampfeintritt voll geöffnet, in Abb. 61 wird er eben abgeschlossen, die Expansion beginnt, sie ist, wie die Abbildung zeigt, gering, nämlich auf den kurzen Kolbenwegteil qr beschränkt. Beginn und Ende des Dampfeintritts ist von der Größe der äußeren Überdeckung e , Beginn und Ende des Dampfaustritts (also Beginn der Kompression) von der Größe der inneren Überdeckung i abhängig (Abb. 58).

Der Schieber wird mit Hilfe einer Schieberstange durch ein auf der Kurbelwelle sitzendes Exzenter angetrieben. Würde dieses um 90° gegen

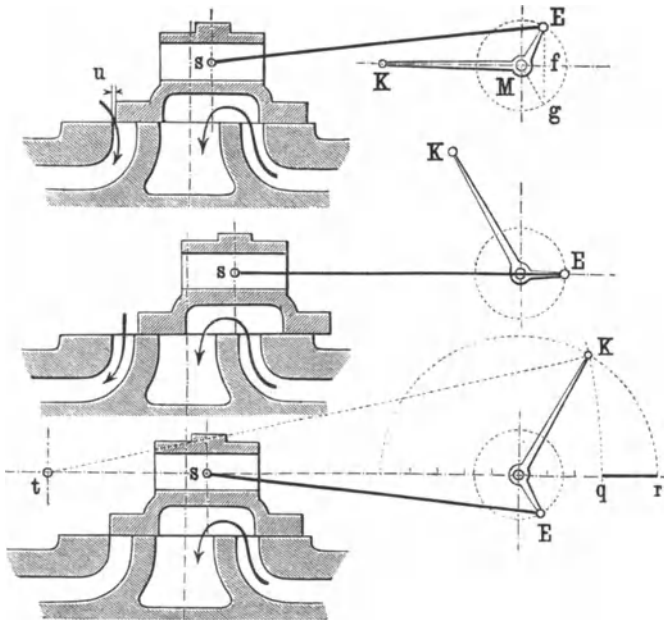


Abb. 59 ÷ 61. Stellungen des Muschelschiebers.

die Kurbel versetzt sein, so würde der Schieber in Mittelstellung sein, wenn die Kurbel in der Totpunktstellung ist (genau gilt dies nur bei unendlich langer Schieberstange, d. h. wenn man die Schrägstellung der Schieberstange vernachlässigt). In der Totpunktstellung sollen aber die Ein- und Austrittskanäle schon geöffnet sein, man muß deshalb den Exzenter noch um einen gewissen Winkel über 90° gegen die Kurbel versetzen (Abb. 59) und nennt diesen Winkel den Voreilwinkel und die dadurch in der Totpunktstellung erzielte Öffnung des Einlaßkanals die lineare Voreilung oder Voröffnung (Abb. 59).

Eine Verdoppelung der Einlaßöffnung bei gleichgroßer Verschiebung erzielt man gegenüber dem gewöhnlichen Muschelschieber mit dem Trickschen Kanalschieber (Abb. 62). Bei einer Verschiebung um mehr als $e = t$ nach rechts kann der Dampf von links direkt und von rechts durch den Kanal eintreten.

Zur Ermittlung der Kanalöffnungen bei verschiedenen Kolben- bzw. Kurbelstellungen dienen die Schieberdiagramme nach Zeuner oder Müller, auf die nicht näher eingegangen werden soll, die Darstellung durch die vier Einzelkreise (Abb. 58) wird hier genügen.

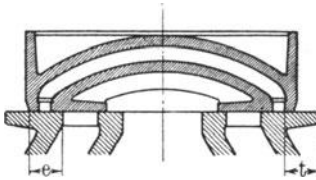


Abb. 62.
Trickscher Kanalschieber.

Da alle größeren Maschinen mit Füllungen arbeiten, die kleiner als 0,4 sind (bei Einzylindermaschinen normal 0,1—0,25), so ist der einfache Muschelschieber nicht mehr anwendbar, man muß zwei übereinanderliegende, durch besondere Exzenter bewegte Schieber verwenden, den unteren „Grundschieber“ mit durchgehenden Eintrittskanälen, die von dem oberen, dem Expansionschieber geöffnet und geschlossen werden, während der Dampfaustritt vom Grundschieber gesteuert wird.

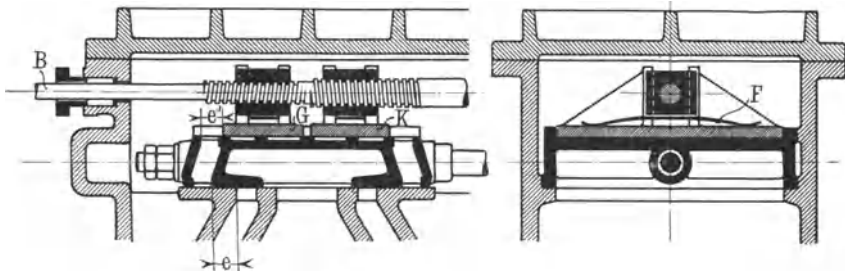


Abb. 63. Meyerscher Schieber.

Die bekanntesten dieser Doppelschiebersteuerungen sind die Meyersche Steuerung (Abb. 63) und die Ridersche Steuerung (Abb. 64 u. 65). Bei der

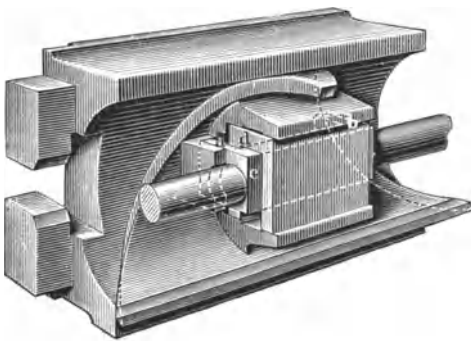


Abb. 64. Riderscher Schieber.

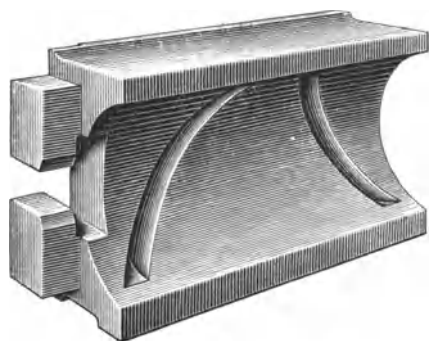


Abb. 65. Riderscher Grundschieber.

Meyerschen Steuerung besteht der Expansionschieber aus zwei Platten, die durch Drehen der mit Rechts- und Linksgewinde versehenen Schieberstange gegeneinander verstellbar werden können, wodurch Öffnung und Schluß der Dampfeinströmung, also die Füllung verändert wird. Die Drehung der Schieberstange kann von Hand erfolgen oder bei Vergrößerung der Gang-

höhe auch vom Regulator betätigt werden. Bei der Rider-Steuerung ist der Expansionsschieber ein halbzyklindrisch aufgebogenes Trapez, dessen schräge Seiten einen Winkel von $75-90^\circ$ bilden. Der Grundschieber hat eine entsprechend ausgehöhlte Oberfläche und unter dem gleichen Winkel geneigte Kanäle. Der Expansionsschieber wird durch Federn dicht anschmiegend auf den Grundschieber aufgedrückt. Durch Drehung desselben wird das gleiche erreicht, wie durch Verschiebung der beiden Platten des Meyer-Schiebers, nämlich Vergrößerung oder Verkleinerung des Abstandes der abdeckenden Kanten, also Veränderung der Füllung. Um den Rider-Schieber gegen den Dampfdruck zu entlasten, gibt man ihm auch die Form eines vollen Zylinders, der sich in einer geschlossenen Bohrung des Grundschiebers bewegt.

Alle Flachschieber sind dem einseitigen Druck des Dampfes ausgesetzt, für höhere Dampfspannungen (etwa über 8 at) und für Heißdampf sind sie nicht geeignet. Hier muß man die vollständig entlastete Kolbenschiebersteuerung anwenden, die auch bei schnelllaufenden Maschinen, Dampfhammern usw. bevorzugt wird. Sie entspricht

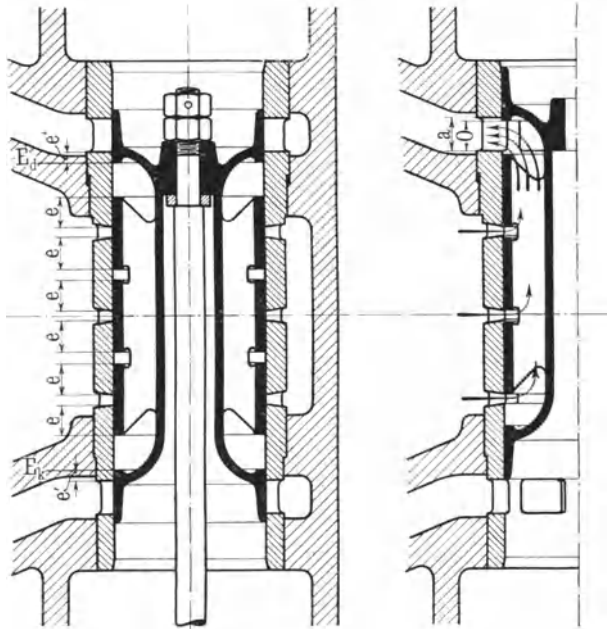


Abb. 66. Kolbenschieber.

der Flachschiebersteuerung, doch hat der Schieber die Form eines zylindrischen, in das Gehäuse eingeschliffenen oder durch Kolbenringe abgedichteten Kolbens. Abb. 66 zeigt einen Kolbenschieber mit mehrfacher Einströmung. Der eigentliche Abschluß des Dampfes wird durch die Kanten des als Gitterschieber ausgebildeten Kolbenschiebers mit der Überdeckung e bewirkt, der Abschluß des Muschelringraumes vom Zylinder erfolgt durch die Kanten Ed und Ek . Die Abdeckung e muß so viel kleiner sein als e' , daß die Öffnung O den dreifachen Dampfstrom eintreten läßt.

Bei den Schiebersteuerungen mit geradliniger Bewegung erhält man zwischen dem Zylinderinnern und den abschließenden Flächen des Schiebers ziemlich lange, den schädlichen Raum vergrößernde Kanäle (siehe auch Abb. 42), während die Drehschieber (Hähne) (Abb. 67) unmittelbar an das Zylinderende gesetzt werden können, wodurch man kleine schädliche Räume erzielt, auch schnelles Abschließen der Dampfkanäle und genaue Beeinflussung

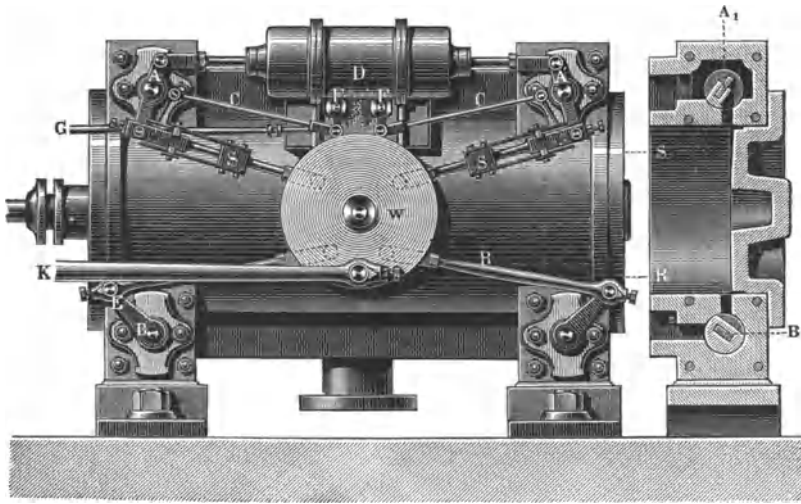


Abb. 67. Corlißsteuerung.

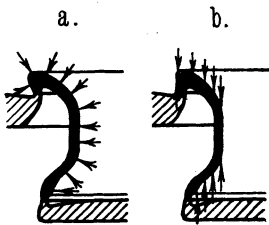


Abb. 68. Doppelsitziges Ventil (entlastet).

durch den Regulator. Diese Drehschiebersteuerungen, von denen die bekannteste die Corlißsteuerung (Abb. 67) ist, sind aber nur für niedere Dampfspannungen und niedere Umdrehungszahlen brauchbar und deshalb nur noch selten zu finden.

Während bei den vorherbeschriebenen Schiebersteuerungen die abdichtenden Flächen geradlinig oder drehend gegeneinander verschoben werden, werden sie bei den Ventilsteuerungen senkrecht voneinander abgehoben. Hierbei

ist der für die Steuerung erforderliche Kraftverbrauch geringer, die schädlichen Räume lassen sich dadurch, daß man die Ventile unmittelbar an das

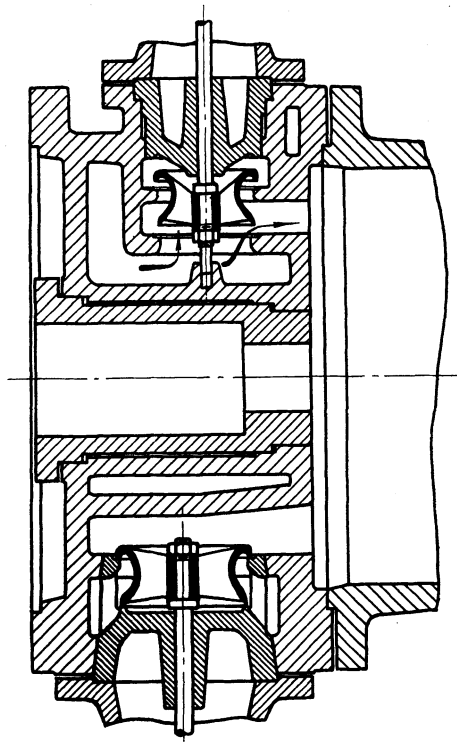


Abb. 69. Ventilsteuerung (Ein- und Auslaßventil).

Zylinderende setzen kann, klein halten, außerdem erreicht man schnelles Öffnen und Schließen und leichte Regulierung. Um leichte Bewegung der Ventilkegel zu ermöglichen, verwendet man entlastete Ventile (solche, die nicht einseitigem Dampfdruck ausgesetzt sind) und um die erforderliche Öffnung mit möglichst geringer Hubhöhe zu erreichen, doppelsitzige Ventile (Abb. 68). Das Einlaßventil (ohne Ventilkorb) liegt über, das Auslaßventil (mit Ventilkorb) unter dem Zylinder (Abb. 69).

Nach den Einzelheiten der Konstruktion, insbesondere der Art, wie die Ventile betätigt werden, unterscheidet man eine Anzahl teils patentierter Steuerungen.

Für niedrige Umdrehungszahlen findet die Daumensteuerung Anwendung. Auf einer der Zylinderachse parallelen, von der Kurbelwelle durch Zahnräder angetriebenen Steuerwelle sitzen verstellbare Daumenscheiben, die gegen an Hebeln sitzende Laufrollen drücken und durch Zugstangen, deren Länge gleichfalls verstellbar ist, den Ventilkegelbewegen.

Abb. 70 zeigt zwei vielverwendete Antriebsarten der Ventile, Schwungdaumen für das Einlaßventil, Wälzhebel für das (untere) Auslaßventil.

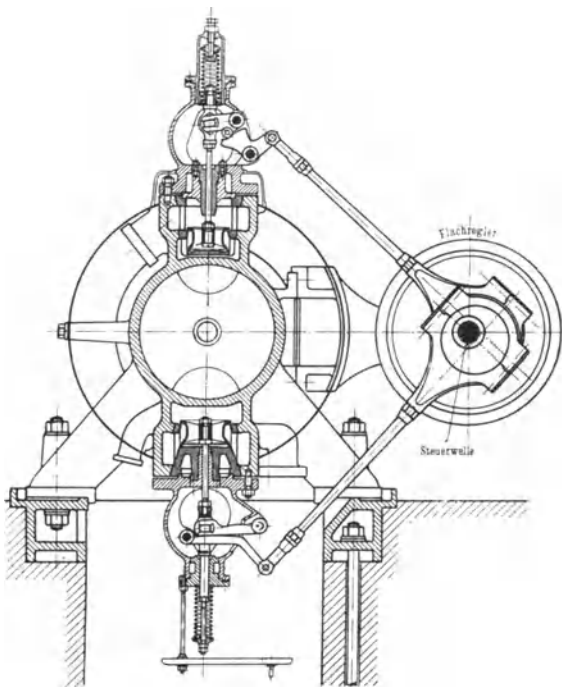


Abb. 70. Ventilsteuerung.

Bei der Collmann- und der Sulzersteuerung erfolgt der Schluß des Einlaßventils durch Federdruck. Bei der ersteren (Abb. 71) sitzt auf demselben Bolzen *c* wie der Ventilhebel *H* ein von einem auf der Steuerwelle sitzenden Exzenter betätigter Mitnehmerhebel *L*, an dem sich eine Klinke *K* befindet, die mit einer Stahlschneide auf das andere Ende des Ventilhebels drückt und so das Ventil öffnet. Beim weiteren Niedergang wird diese Klinke durch einen durch den Regulator verstellbaren Daumen *R* nach außen gedrückt, so daß sie vom Ventilhebel abgleitet, worauf das Ventil durch Federdruck, abgeschwächt durch einen Ölpuffer geschlossen wird. Bei der Sulzersteuerung ist der Abschnappmechanismus in das Gestänge verlegt.

Bei der Steuerung der Maschinenbau-AG. Nürnberg wird der zum Öffnen des Ventils erforderliche Druck nicht, wie bei den vorgenannten Steuerungen, durch schmale Stahlschneiden, sondern durch genügend breite Flächen aufgenommen.

Zwangläufige Ventilsteuerungen sind die nachfolgenden:

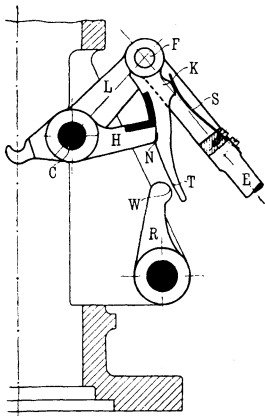


Abb. 71. Collmannsteuerung.

Bei der Radovanovic-Steuerung (Abb. 72) sitzt auf der Steuerwelle für jedes Zylinderende ein Exzenter E. Der an dem Exzenterbügel sitzende Hebel I. schwingt um eine runde, mit einem Schlitz auf einem Kulissenstein P bewegliche Scheibe B. Der Kulissenstein wird vom Regulator verstellt.

Bei der Steuerung von König (Abb. 73) haben gleichfalls je zwei Ein- und Auslaßventile ein gemeinsames Exzenter, der Schwingungspunkt V des horizontalen Lenkers zwischen Exzenterbügel und Einlaßgestänge wird durch den Regulator verstellt.

Bei der Lentzsteuerung sitzt auf der Steuerwelle ein Beharrungsregler, der unter Wegfall von Hebeln und Gelenken auf die Ventile einwirkt durch Änderung der Exzentrizität und des Vorwärtswinkels des Einlaßexzenters. An dem Bügel dieses Exzenters sitzt die nach dem Einlaßventil führende Stange.

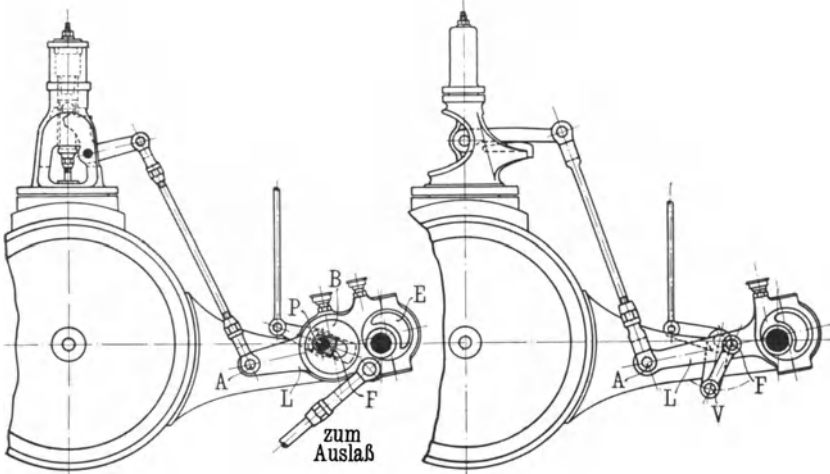


Abb. 72. Radovanovic-Steuerung.

Abb. 73. Königsche Steuerung.

Die vorstehend beschriebenen Steuerungen sind nur einige aus der großen Zahl der in Ausführung befindlichen.

Eine besondere Art der Steuerung ist die Steuerung des Dampfaustritts durch den Dampfkolben selbst. Man nennt die auf diese Weise gesteuerten Maschinen, da der Dampf den Zylinder in gleichbleibender Richtung durch-

fließt und nicht wie bei der gewöhnlichen Dampfmaschine seine Bewegungsrichtung beim Ausströmen umkehren muß: Gleichstromdampfmaschinen.

Abb. 74 zeigt eine solche Gleichstrommaschine. Der Dampf wird am Zylinderdeckel zugeführt und tritt durch Schlitze, die der Kolben am Hubende in der Mitte des Zylinders freilegt, aus. Die Länge der Schlitze beträgt $\frac{1}{10}$ vom Kolbenhub, danach beträgt die Vorausströmung 10% und die Kompression 90%. Die Kolbenlänge ist gleich dem Hub, vermindert um die Schlitzlänge. Versuche von Graumann haben gezeigt, daß die eigentliche Gleichstromwirkung von geringem Wert ist, die Verringerung des Dampfverbrauchs ist hauptsächlich auf die durch den Wegfall der Auslaßventile bedingte Verringerung der schädlichen Räume und Flächen zurückzuführen. Deckelheizung und evtl. Heizung der den Deckeln benachbarten Teile des

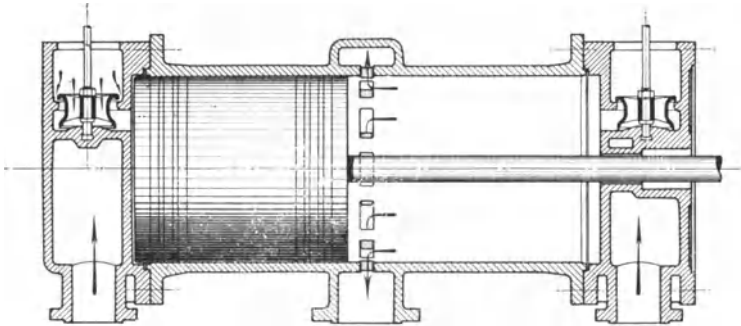


Abb. 74. Gleichstromdampfmaschine.

Zylinders ist von Vorteil. Die lange Kompression macht niedrige Luftleere oder große schädliche Räume nötig, die aber ohne Vergrößerung der schädlichen (kühlenden) Flächen erreicht werden müssen, z. B. durch Aushöhlung des Kolbens. Bei Auspuffmaschinen bietet deshalb das Gleichstromprinzip keinen Vorteil mehr. Kondensationsmaschinen benötigen besondere schädliche Räume, die bei Störung der Luftleere mit dem Hubraum verbunden werden müssen. Durch Anordnung der Schlitze derart, daß sie in der Mitte des Hubes geschlossen werden und eines hinter den Schlitzen liegenden Steuerungsorgans läßt sich die Kompression auf 50% vermindern, diese Anordnung wirkt aber nachteilig durch die stärkere Einwirkung des durch die Schlitze geschaffenen schädlichen Raumes auf den expandierenden Dampf.

Der Dampfverbrauch der Gleichstrommaschine erreicht den guter Verbundmaschinen.

Schwungrad und Regler.

Die Dampfmaschine soll eine möglichst gleichförmige Drehbewegung erzeugen, auf der einen Seite ist aber die Kraftabgabe an die Kurbel unregelmäßig, auf der anderen sind es die zu überwindenden Widerstände.

Wie das Indikatordiagramm zeigt, ist schon die vom Dampf auf den Kolben ausgeübte Kraft von wechselnder Größe, die von der Kolbenstange auf die Schubstange übertragene Kraft erleidet weitere Veränderungen nach dem Satz vom Parallelogramm der Kräfte durch den wechselnden Winkel,

den Kolbenstange und Schubstange miteinander bilden, schließlich zerlegt sich die Schubstangenkraft am Kurbelzapfen wieder nach dem Parallelogramm der Kräfte in eine tangentielle und eine radiale Komponente. Nur die tangentielle Komponente, die in den Totpunkten gleich Null, wenn Schubstange und Kurbel einen rechten Winkel bilden gleich der Schubstangenkraft ist, erzeugt die Drehbewegung. Diese Komponente ist also während des ersten Teils jeder halben Umdrehung größer, während des zweiten Teils kleiner als der mittlere Widerstand an der Kurbel (siehe Abschn.: Maschinenteile). Diese Ungleichförmigkeiten auszugleichen ist die Aufgabe des Schwungrades. Der schwere Schwungradkranz besitzt eine lebendige Kraft oder kinetische

Energie, die $\frac{m}{2} v^2$ ist, also mit der Masse oder dem Gewichte des Schwungrades, aber auch mit dessen Geschwindigkeit, und zwar mit dieser im quadratischen Verhältnis wächst. Während der Überschußperioden wird die überschüssige Arbeit zur Beschleunigung des Schwungrades und somit zur Erhöhung der lebendigen Kraft verwendet, während der folgenden Periode des geringeren Tangentialdruckes gibt das Schwungrad diese in ihm aufgespeicherte überschüssige lebendige Kraft wieder ab, wobei es entsprechend verzögert wird. Die dabei auftretende Geschwindigkeitsschwankung wird um so geringer werden, je größer die Masse des Schwungrades und dessen mittlere Geschwindigkeit, also bei gleicher Umdrehungszahl dessen Durchmesser ist, denn die Arbeitsschwankung ist

$$A = \frac{m}{2} (v_{\max}^2 - v_{\min}^2),$$

das Verhältnis der Geschwindigkeitsschwankung zur mittleren Geschwindigkeit heißt Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v}$$

Diesen Ungleichförmigkeitsgrad kann man annehmen für Maschinen zum Antrieb von

Pumpen und Schmiedewerken	1 : 25
Webstühlen und Papiermaschinen	1 : 40
Werkstätten, mechanischen	1 : 35
Mahlmühlen	1 : 50
Spinnmaschinen für niedrige Garnnummern . .	1 : 60
„ „ „ hohe „	1 : 100
Dynamos für Lichtbetrieb	1 : 150
	bis 1 : 300

Zur angenäherten Berechnung des Schwungradgewichtes kann folgende Formel dienen:

$$G = \frac{C}{\delta} \cdot \frac{N}{n \cdot v^2}$$

hierin bedeutet:

N = Anzahl der effektiven Pferdestärken,
 n = Umdrehungszahl pro Minute,

v = Schwerpunktgeschwindigkeit des Schwungradkranzes in $m/sek.$,
 C = 7000 für Einzylinder- und Tandemaschinen,
 = 2500–4000 für Verbundmaschinen mit versetzten Kurbeln.

Nimmt man an, daß der Einfluß der Schwungradarmie $\frac{1}{3}$ des Kranzgewichtes ersetzt, so wird letzteres gleich 0,75 des berechneten Gewichtes G.

Es treten aber auch mehr oder weniger große Schwankungen des äußeren von der Maschine zu überwindenden Widerstandes auf, also Schwankungen im Kraftbedarf der von der Dampfmaschine angetriebenen Arbeitsmaschinen und diese können nur durch Veränderung der Leistung der Maschine ausgeglichen werden. Die Leistung kann verändert werden durch Änderung der Eintrittsspannung des Dampfes oder Veränderung des Füllungsverhältnisses. Die Änderung der Eintrittsspannung erreicht man durch eine in die Dampfzuleitung eingebaute Drosselklappe, welche die Dampfzuleitung mehr oder weniger verengt, so daß der Dampf, wenn er aus dieser Verengung in den vollen Rohrquerschnitt austritt, an Spannung verliert, „gedrosselt“ wird. Dies bedeutet natürlich einen Energieverlust, besser ist also die zweite Art der Regulierung durch Veränderung des Füllungsverhältnisses. Wie dieses verändert wird, ist schon unter Steuerungen beschrieben worden, die Betätigung der betr. Mechanismen geschieht durch die sogenannten Regulatoren, die durch die Umdrehungszahl der Maschine, die bei steigendem äußerem Widerstande sinkt, bei abnehmendem äußerem Widerstande steigt, beeinflußt werden.

Die Regler oder Regulatoren beruhen auf der Wirkung der Zentrifugalkraft oder Fliehkraft, die jede um eine Achse rotierende schwere Masse nach außen treibt und $m \frac{v^2}{r}$ ist, also dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit direkt, dem Radius der Kreisbahn umgekehrt proportional ist. Wenn die Schwungmassen nach außen getrieben werden, so heben sie entweder mit Hilfe eines Gestänges ein Gewicht oder spannen eine Feder. Hierdurch ergibt sich für jede Geschwindigkeit eine Gleichgewichtsstellung und somit bestimmte Stellung der Steuerung.

Man unterscheidet danach Gewichts- und Federregler.

Die Regler können nun die durch die Schwungmasse hervorgerufene Bewegung von einer in der Längsrichtung der Reglerspindel verschiebbaren Muffe mittels Gleitringes auf das Steuergestänge übertragen (Abb. 75), man nennt sie dann, da die Schwungmassen mit ihrer pendelartigen Aufhängung eine Kegelfläche beschreiben, Kegelregler. Die Schwungmassen können aber auch in einer Ebene senkrecht zur Reglerspindel ausschlagen und die auf der Reglerspindel selbst befindliche Steuerung unmittelbar beeinflussen (Abb. 82), man nennt die Regler dann Flachregler, auch Achsenregler oder Exzenterregler.

Während bei den gewöhnlichen Fliehkraftreglern die zur Verstellung der Steuerung erforderliche Kraft nur von der Fliehkraft herrührt, kann man (meist bei Flachreglern) noch eine Hilfsschwungmasse anwenden, deren in tangentialer Richtung auftretender Trägheitswiderstand eine Vergrößerung der Stellkraft des Reglers bewirkt. Solche Regler heißen Trägheits- oder Beharrungsregler.

Die unmittelbar (direkt) wirkenden Regler bewirken die Verstellung der Steuerung selbst, während die mittelbar (indirekt) wirkenden Regler eine Hilfskraft hierfür einschalten. Weiter unterscheidet man noch Geschwindigkeitsregler, die eine gleichförmige Geschwindigkeit der Maschine bewirken und Leistungsregler, die durch Veränderung der Geschwindigkeit, also der Umlaufzahl in weiten Grenzen gleichbleibende Arbeitsleistung bewirken.

Wächst die zur Herstellung des Gleichgewichts erforderliche Umlaufzahl mit der Entfernung der Schwungmassen von der Drehachse, so ist der Regler statisch, er befindet sich in allen Stellungen im stabilen Gleichgewicht. Astatich nennt man den Regler, wenn er nur bei einer bestimmten Umlaufzahl eine bestimmte Muffenstellung zeigt, bei allen anderen Umlaufzahlen von einer Grenzstellung in die andere springt. Solche Regler sind nur als mittelbar wirkende zu gebrauchen. Ein brauchbarer unmittelbar wirkender Regler soll pseudoasta-

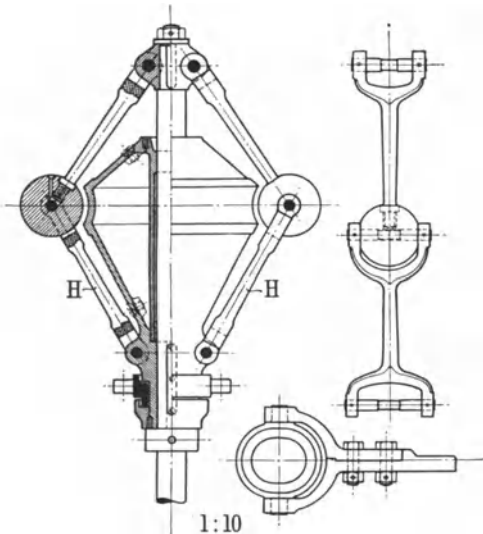


Abb. 75. Kegelregler von Porter.

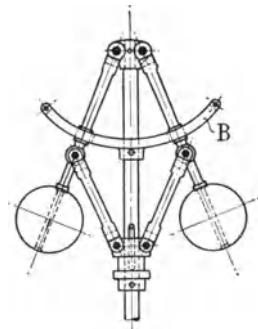


Abb. 76.
Wattscher Kegelregler.

tisch sein, d. h. sich dem astatichen Zustande stark nähern dadurch, daß die den kleinsten und größten Umlaufzahlen entsprechenden Stellungen nur wenig voneinander abweichen.

Bei der Wahl eines Regulators muß man von folgenden Werten ausgehen:

1. Dem Ungleichförmigkeitsgrad, das ist das Verhältnis des Unterschiedes der größten und kleinsten Umlaufzahl zur mittleren, er soll, Regler vom Stellzeug abgekuppelt gedacht, gewöhnlich zwischen 0,04 und 0,02 liegen.
2. Dem Unempfindlichkeitsgrad, das ist das Verhältnis der zur Verstellung erforderlichen Änderung der Zentrifugalkraft zur Zentrifugalkraft selbst. Er muß größer als der Ungleichförmigkeitsgrad des zugehörigen Schwungrades und größer als der kleinste zulässige Ungleichförmigkeitsgrad des Reglers sein, um unnötiges Spielen des Reglers zu verhindern.
3. Der von der Steuerung bedingten Verstellungskraft, die bei einer bestimmten Geschwindigkeitsänderung an der Muffe wirken muß und

4. dem Arbeitsvermögen, dem Produkt aus mittlerer Verstellkraft und Muffenhub entsprechend.

Die von dem ruhend und vom Stellzeug nicht belastet gedachten Regler an der Muffe ausgeübte Kraft nennt man auch die Energie E des Reglers.

Der Gesamtwiderstand der Verstellung setzt sich aus dem schädlichen Betrage R zur Überwindung der Eigenreibung des Reglers und der zur Verstellung der Steuerung erforderlichen nützlichen Verstellkraft W zusammen. Der Unempfindlichkeitsgrad ist dann

$$\varepsilon = \frac{W + R}{E}$$

er setzt sich zusammen aus zwei Werten

$$\varepsilon_r = \frac{R}{E} \text{ und } \varepsilon_w = \frac{W}{E}$$

Es ist also $\varepsilon = \frac{W}{E} + \varepsilon_r$, folglich $E = \frac{W}{\varepsilon - \varepsilon_r}$, ist z. B. $\varepsilon_r = 0,01$ und soll

für $\varepsilon = 0,04$ der Regler 12 kg Verstellkraft haben, so muß

$$E = \frac{12}{0,04 - 0,01} = 400 \text{ kg}$$

sein.

Der Gesamtungleichförmigkeitsgrad ist die Summe des Ungleichförmigkeitsgrades und des Unempfindlichkeitsgrades des Reglers. Wird der Un-

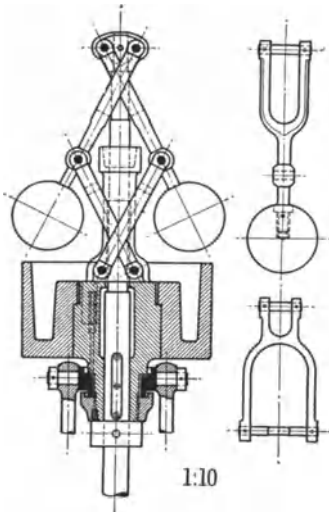


Abb. 77. Kleyscher-Regler.

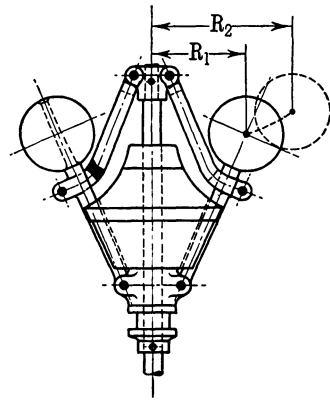


Abb. 78.
Proellscher Gewichtsregler.

gleichförmigkeitsgrad des Reglers zu klein gewählt, so gerät der Regler bei Änderung des Beharrungszustandes in lang andauernde Schwingungen, während bei großem Ungleichförmigkeitsgrad des Reglers der Gesamtungleichförmigkeitsgrad zu groß wird.

In Prospekten ist die mittlere Verstellkraft für 2% Geschwindigkeitsänderung nach oben und unten, also 4% Unempfindlichkeitsgrad ohne Berücksichtigung der Eigenreibung gegeben, so daß der Unempfindlichkeitsgrad um diese größer wird.

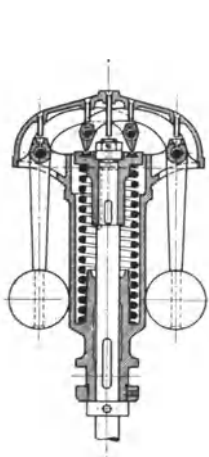


Abb. 79. Trenckscher Federregler.

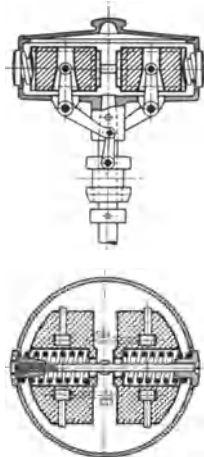


Abb. 80. Hartungscher Regler.

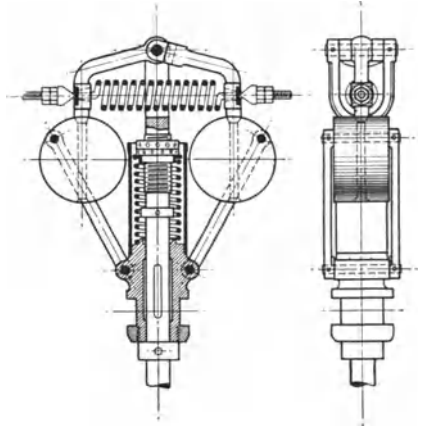
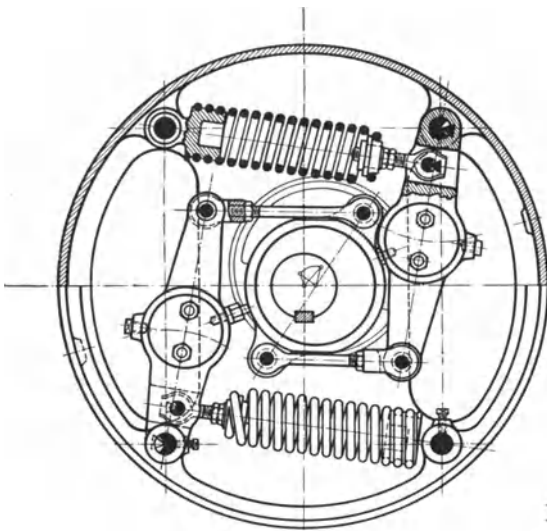


Abb. 81. Tolle-Regler.



1:12

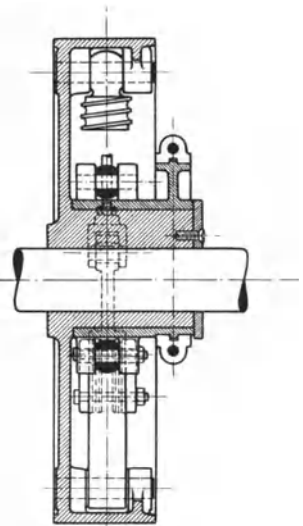


Abb. 82. Doerfelscher Flachregler.

Die bekanntesten Regler sind die Gewichtsregler von Watt, Porter, Kley und Proell, die Federregler von Trenck, Proell, Hartung, Tolle, Beyer, die Flachregler von Proell-Schwabe, Christoph und Dörfel-Proell, der Lentzsche Beharrungsregler, der Weißsche, der Stumpfsche und der Tollesche Leistungsregler.

Die Federregler gestatten kleinere Ungleichförmigkeitsgrade als die Gewichtsregler, auch läßt sich der Ungleichförmigkeitsgrad durch Änderung der Federspannung ändern. Die indirekten Regler kommen bei sehr großen, durch direkte Regler nicht zu beherrschenden Regulierungswiderständen zur Verwendung.

Der Wattsche Regler Abb. 76 hat kein Muffengewicht wie der Portersche Regler (Abb. 75). Beide sind stark stabil, sie gestatten nur die Ausnutzung eines kleinen Ausschlags.

Um den Regler weniger stabil zu machen und sie dem astatischen Zustand zu nähern, kann man die Pendelarme kreuzen, wie beim Kleyschen Regler (Abb. 77) (das Gewicht ist hier unter die Pendel gelegt, da zwischen denselben wenig Platz ist) oder knicken, wie beim Proell-

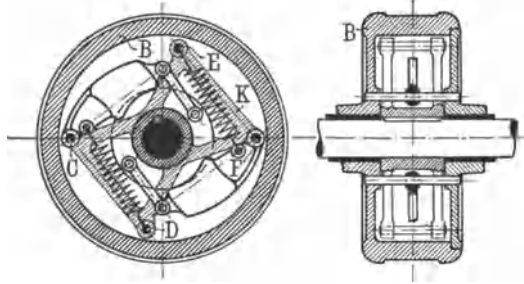


Abb. 83. Beharrungsregler.

schen Gewichtsregler (Abb. 78), der zugleich diesogenannte indirekte Aufhängung der Schwungkörper an den Hülsenstangen zeigt. Abb. 79 zeigt den Federregler von Trenek, Abb. 80 den Regler von Hartung mit horizontalen Federn und Abb. 81 den Tolle-Regler mit Querfedern und stark geknickten Armen.

Abb. 82 zeigt als Beispiel eines Flachreglers den von Doerfel und Abb. 83 einen Beharrungsregler, gekennzeichnet durch eine mit dem die Bewegung der Schwunggewichte ausgleichenden Balancier verbundene, auf der Welle drehbare größere Schwungmasse, durch die der Regler schon in Tätigkeit tritt, wenn die Geschwindigkeit sich zu ändern beginnt.

Auch hier konnten nur wenige Beispiele angeführt werden.

Kondensatoren.

Der Zweck der Kondensation des Dampfes wurde schon erörtert, ebenso ließ das Indikatordiagramm den Nutzen der Kondensation beurteilen. Man erzielt eine Brennstoffersparnis bis etwa 10%, andere Vorteile bietet die Speisewasservorwärmung bis zu 50° C, durch die man weiter bis zu 5% Brennstoff sparen kann. Durch diese tritt auch eine Entlastung und Schonung des Kessels ein. Außerdem fällt die Ersparnis an Speisewasser bei Mangel an geeignetem Speisewasser sehr ins Gewicht. Die Kohlenersparnis durch Kondensation ist um so größer, je niedriger der Dampfdruck und je kleiner die Füllung ist, nach Angaben von Balcke & Co. in Bochum beträgt die Ersparnis bei 5 at Kesseldruck und 0,1 Füllungsgrad 40%, bei 80 at und 0,6 Füllung nur noch 16%.

Die Einspritzkondensatoren (manchmal auch als Mischkondensatoren bezeichnet) sind zylindrische oder rechteckige Räume (Abb. 84), in die das Kühlwasser durch Brausen u. dgl. eingespritzt wird. Das kondensierte Wasser mischt sich mit dem Kühlwasser, letzteres muß also rein sein, wenn das Gemisch zur Kesselspeisung Verwendung finden soll, was aber der Wassermenge wegen (die 20–25fache des Dampfweights bei Frisch-

wasser von unter 15° , die 35fache bei rückgekühltem Wasser von etwa 25° C) auf Schwierigkeiten stößt. Das Gemisch von Kondens- und Kühlwasser (Warmwasser) wird gemeinsam mit der in den Kondensator gelangenden Luft durch Naßluftpumpen, meist Kolbenpumpen, neuerdings auch rotierende unten abgezogen. Die Einspritzkondensatorräume werden an die Naßluftpumpe angebaut. Der Kraftbedarf ist 3–6% der Maschinenleistung, das erzielte Vakuum 85–90%. Die Einspritzwassermenge wird gewöhnlich so eingestellt, daß das Wasser mit 40 – 60° , wenn das Wasser zur Kesselspeisung dienen soll,

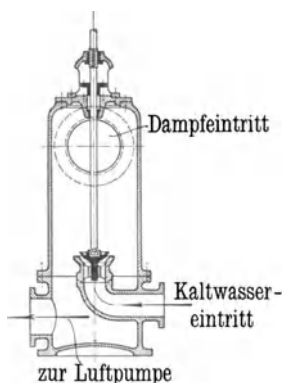


Abb. 84.
Einspritzkondensator.

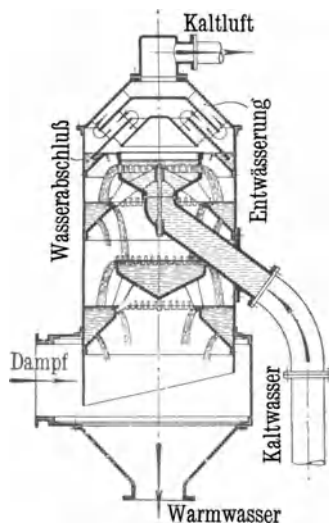


Abb. 85. Misch-(Kaskaden-)Kondensator.

höchstens mit 75 – 80° abläuft. Die Anschaffungskosten eines Einspritzkondensators sind gering.

Vor der Außerbetriebsetzung der Dampfmaschine muß der Einspritzkondensator durch Schließen des Einspritzzahnes und Umstellen des Wechsel-

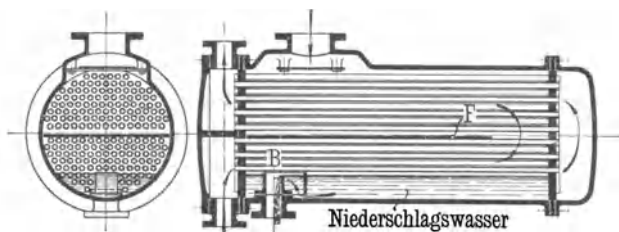


Abb. 86. Oberflächenkondensator.

ventils außer Betrieb gesetzt werden, da sonst Kühlwasser in den Zylinder gelangen kann. Um sicher zu gehen, öffnet man nach Schließen des Dampfventils die Ablasshähne des Zylinders. Das Inbetriebsetzen geschieht, indem man die Maschine als Auspuffmaschine anläßt und nach einigen Umdrehungen die Kondensation anstellt oder man läßt vor dem Anlassen der Maschine etwas Dampf in den Kondensator durch dessen Kondensation ein Vakuum

entsteht. Soll die Maschine zeitweise als Auspuffmaschine laufen, so muß die Steuerung beiden Betriebsarten angepaßt werden. Bei nachträglicher Anbringung einer Kondensationsanlage an eine Auspuffmaschine müssen in der Regel der schädliche Raum vermindert und die Kanalquerschnitte vergrößert werden.

Bei den eigentlichen Mischkondensatoren oder Kaskadenkondensatoren hat man zylindrische Kondensatorräume von 1–4 m Durchmesser und 1,5–6 m Höhe mit etagenförmig übereinanderliegenden flachen Kühlwassertellern (Abb. 85). Der Dampf tritt unten, das Kühlwasser oben ein, die Luft wird oben durch eine Trockenluftpumpe (Kolbenpumpe oder rotierende Pumpe mit Hilfsflüssigkeit abgesogen, das Warmwasser unten durch eine Warmwasserpumpe (meist Kreiselpumpe) abgeführt oder es läuft durch ein barometrisches Abfallrohr ab, in welchem Falle der Kondensator 10–12 m über dem Wasserablauf angeordnet werden muß (Weiße Kondensation). Bei Saughöhen bis 7 m kann das Kühlwasser vom Kondensator angesaugt werden, bei größeren Höhen ist eine Kaltwasser- (meist Kreis-) Pumpe erforderlich. Man erzielt bis 94 % Vakuum bei einem Kraftbedarf von 2–4 % der Maschinenleistung. Der Kühlwasserverbrauch ist ungefähr derselbe wie bei Einspritzkondensatoren.

Die Oberflächenkondensatoren kühlen durch die Wandung von Rohren, die in stehend oder liegend angeordneten Bündeln den Kondensatorraum durchsetzen (Abb. 86). Dabei kommt das Kühlwasser mit dem Dampf nicht in direkte Berührung, man kann also auch bei unreinem Kühlwasser ein reines Kondensat erzielen. Man erreicht hier das höchste Vakuum von 92–96 %, hat aber die höchsten Anschaffungskosten und den größten Kühlwasserverbrauch, da die Kühlung durch die Rohrwände hindurch nicht so intensiv ist, wie bei direkter Berührung des Dampfes mit dem Wasser, bei Frischwasser braucht man die 35–60fache, bei Rückkühlung die 50–90fache Menge des Dampfgewichts. Das Wasser fließt durch die vom Dampf umgebenen Rohre von unten nach oben, der Dampf tritt oben ein, das Kondensat wird im tiefsten Punkt, die Luft in der Mitte der unteren Abteilung abgesaugt. Am Dampfeintritt ist ein Zwischenraum im Rohrsystem vorzusehen, um die Entfaltung des Dampfstromes zu ermöglichen. Um Stoßwirkungen des Dampfes zu vermeiden, bringt man durchlöchernte Schutzbleche an. Am Dampfeintritt gibt man den Rohren zweckmäßig größere Wandstärken. Enge Rohre haben 16–22 mm inneren Durchmesser bei 0,85 mm Wandstärke, weite Rohre 25–32 mm inneren Durchmesser bei 1,15 mm Wandstärke. Die Länge der Rohre ist das 100–130fache des Durchmessers, der Abstand von Mitte zu Mitte um 9–15 mm größer als der Durchmesser. Lange Rohre werden durch Scheidewände unterstützt, die Abdichtung in den Rohrwänden geschieht durch Einwalzen, mittels Stopfbüchsen, durch Gummiringe, die durch den Luftdruck angepreßt werden oder durch aufquellende Holzringe.

Bei den Kondensatoren gewöhnlicher Bauart nehmen infolge der großen Tiefe des Rohrbündels die oberen Rohre mehr Wärme auf als die unteren, da unten die Dampfgeschwindigkeit stark abnimmt und Lufthüllen um die Rohre entstehen, auch durch auf die unteren Rohre tropfendes Kondenswasser wird die kühlende Wirkung der unteren Rohre auf den Dampf ver-

mindert. Dem Kondensat aber nutzlos Wärme entzogen, die ihm bei Wiederverwendung als Speisewasser wieder zugeführt werden muß. Diesen Nachteil vermeiden neuere Bauarten, z. B. die von Brown, Boveri & Co. mit senkrechten Scheidewänden in den Wasserkammern, so daß die übereinanderliegenden Rohre annähernd gleiche Kühlwassertemperaturen haben.

Von groben Verunreinigungen soll das Kühlwasser durch Siebe, Schlammbecken usw. gereinigt werden, die dennoch entstehenden Schmutzschichten können bei der Bauart der Maschinenbau-AG. Nürnberg durch vorübergehende Steigerung der Wassergeschwindigkeit (Verkleinerung des Durchgangsquerschnitts) vermieden oder bei der Bauart von Brown, Boveri & Co. durch Ausschaltung einer Kondensatorhälfte während des Betriebes entfernt werden, wobei das Vakuum nicht wesentlich abnimmt.

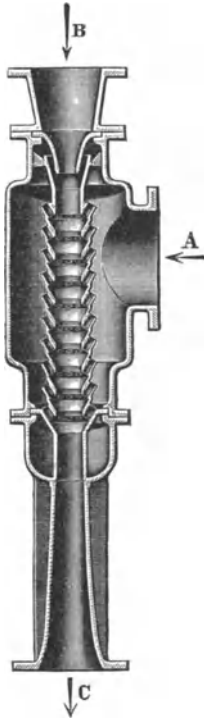


Abb. 87. Wasserstrahlkondensator.

Eine wichtige Frage beim Betriebe eines Kondensators ist die leicht auftretende Zerstörung der Rohre infolge Verwendung von ungeeignetem Material, saurem oder ammoniakhaltigem Kühlwasser (durch das die Rohre von der Wasserseite aus mulmig werden) und durch elektrolytische Einwirkungen (namentlich bei Seewasser). Letzteren begegnet man durch Anordnung von Zink- oder Aluminiumplatten, die in Kontakt mit den Rohren elektropositiv sind, ungeeignetem Kühlwasser durch Neutralisierung der schädlichen Beimengungen.

Bei den Berieselungskondensatoren rieselt das Kühlwasser über Rohrstrahlen oder Kühlplatten und wirkt nicht nur durch direkte Kühlung, sondern auch durch Verdunstung, wodurch die erforderliche Kühlwassermenge um etwa $\frac{1}{3}$ vermindert wird. Bei den Kondensatoren mit Luftkühlung (Bauart Balcke) durchströmt der Dampf Rippenrohre, an denen durch Ventilatoren gelieferte Luft vorbeistreicht, die dabei getrocknet und auf etwa 40° erwärmt wird. Man erzielt dabei ein Vakuum von 85 %.

Bei den Wasserstrahlkondensatoren (Abb. 87) durchströmt der Wasserstrahl (bei B eintretend) mit 20–25 m Geschwindigkeit eine Mischdüse und kondensiert dabei den injektorartig aus A mitgerissenen Dampf, die erforderliche Wassermenge ist bei Frischwasser gleich dem 25fachen Dampfgewicht. Das erzielte Vakuum ist 92–94 %. Das Wasser kann durch Druckpumpe oder natürliches Gefälle geliefert werden.

Bei kleineren Dampfpumpen verwendet man auch die Saugleitkondensatoren, die in die Saugleitung eingebaut werden, so daß das angesaugte Wasser den Abdampf mit ansaugt, wobei ein der Saughöhe der Pumpe entsprechendes Vakuum erzielt wird. Das Wasser wird dabei natürlich erwärmt und durch Öl verunreinigt, durch ein Klappventil muß verhindert werden, daß bei ruhender Maschine das Wasser in den Dampfzylinder steigt.

Rückkühlanlagen.

Rückkühlanlagen dienen dazu, das durch die Kondensation des Dampfes erwärmte Kühlwasser wieder verwendbar zu machen, sie finden Anwendung bei schwieriger Beschaffung des Kühlwassers oder schwieriger Ableitung des Kondensates.

Die Wahl der Rückkühlanlage richtet sich in der Hauptsache nach Platzbedarf, Kosten- und Kraftaufwand, wobei im allgemeinen der Kraftaufwand um so größer ist, je geringer der Platzbedarf ist.

Kühlteiche, die pro Pferdestärke mindestens 3 qm Wasserspiegel haben müssen, erfordern am meisten Platz und sind nur bei großer unbenutzter Bodenfläche und dichtem Boden, der eine Ausmauerung oder Betonierung nicht nötig macht, anwendbar, Kraftaufwand erfordern sie nicht.

Gradierwerke aus Reisern, Latten oder dünnen Brettern, über die das Wasser niederrieselt, während es durchstreichende Luft gekühlt wird, haben 8—10 m Höhe und müssen bei 25—30° Abkühlung wenigstens 0,3 qm pro Pferdestärke Kühlfläche haben. Der Kraftbedarf beträgt $\frac{3}{4}$ —1½ % der Maschinenkraft. Der Raumbedarf ist viel geringer als der der Kühlteiche, er läßt sich noch auf $\frac{1}{8}$ — $\frac{1}{10}$ verringern, wenn man statt des natürlichen Luftzugs kalte Luft einbläht, z. B. nach Klein das Wasser in einem 6—8 m hohen Schacht über senkrechte oder schräge Zwischenwände herunterlaufen läßt und mit Hilfe eines Ventilators von unten Luft mit 5—8 mm Wassersäule Pressung durchbläst. Für den Betrieb der Pumpe und des Ventilators braucht man 4,5—6 % der Maschinenleistung.

Kühltürme oder Kaminkühler sind Gradierwerke mit 20—30 m hohen hölzernen oder auch gemauerten Kaminen umgeben, hier wird durch die Temperaturdifferenz innen und außen der nötige Luftzug erzeugt, so daß Ventilatoren nicht erforderlich sind. Hier und bei den Ventilatorgradierwerken tritt auch kein Wasserverlust durch Verpritzen, heftigen Wind usw. ein. Für tiefe Kühlungen sind die Gradierwerke, besonders die mit künstlichem Luftzug am besten.

Bei der Kühlung durch Streudüsen wird das Wasser schraubenförmig 10—20 m in die Höhe geschleudert und fein verteilt als Sprühregen niederfallend in einem 7—10 qm großen Becken aufgefangen. Man erreicht leicht Abkühlungen um 35—40° bei einem Kraftaufwand von 3—4 % der Maschinenleistung.

Soll das Kondenswasser zur Kesselspeisung dienen, so ist es notwendig, das vom Dampf mitgerissene, im Kondenswasser enthaltene Schmieröl abzuscheiden. Diese Entölung geschieht durch Abstehen in großen Gefäßen, durch Flocken bildende Zusätze wie Tonerdehydrate, Schwerspat usw., an deren Flocken sich das Öl setzt, durch Filtration durch Sand-, Koks-, Sägemehlschichten usw. oder durch Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen des Kondensats.

Lokomobilen.

Bei den Lokomobilen bilden Kessel und Maschine nebst Speisepumpe, Konsensator und sonstigem Zubehör ein Ganzes. Ursprünglich verwendete man diese Bauart als transportable (meist fahrbare) Anlage für kleine Leistungen, jetzt treten sie aber auch als ortsfeste Anlagen mit Leistungen bis 1000 PS.

und mehr mit den ortsfesten Dampfmaschinen erfolgreich in Konkurrenz. Ihre Vorteile liegen in dem Wegfall der langen Rohrleitungen, der durch den Einbau des Dampfzylinders in den Dampfdom des Kessels verminderten Kondensation, wodurch ein Dampfheizmantel entbehrlich wird und bei einigen Typen in der Lagerung des Hochdruckzylinders über der Rauchkammer so, daß er von den Rauchgasen geheizt wird, im übrigen in der gedrängten Bauart, also geringen Rauminanspruchnahme, dem Fortfall der Maschinenfundamente und der Kesseleinmauerung, kleinen und billigen Kesselfundamenten und rascher und einfacher Montierung. Der Brennstoff- und Dampfverbrauch ist bei neuzeitlichen Lokomobilen, insbesondere Heißdampflokobilen auch bei kleinen Leistungen so gering, wie bei großen Mehrfachexpansionsmaschinen. Der Kohlenverbrauch schwankt je nach Größe und je nachdem ob die Lokomobile mit Auspuff oder Kondensation arbeitet, zwischen 0,5 und 1 kg, der Dampfverbrauch zwischen 4,0 und 8,3 kg

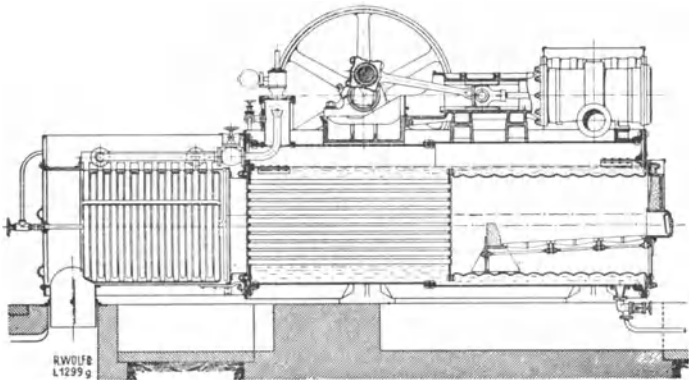


Abb. 88. Heißdampflokobobile, R. Wolf, Magdeburg.

für die effektive Pferdekraftstunde. Die bekanntesten Bauarten sind die von R. Wolf, Magdeburg-Buckau, Heinrich Lanz, Mannheim und Badenia-Weinheim. Die Wolfsche Heißdampflokobobile (Abb. 88) wird durch entlasteten Kolbenschieber mit federnden Dichtungsringen und Inneneinströmung gesteuert, die Lanzsche durch Ventilsteuerung Bauart Lentz, die Maschinenfabrik Badenia baut auch Gleichstromlokomobilen. Bei den Wolfschen Verbundlokomobilen mit doppelter Überhitzung ist in der Rauchkammer noch ein zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder eingeschalteter Nebenüberhitzer angebracht. Die Feuerung kann leicht jedem Brennstoff angepaßt werden. Wird der Abdampf als Wärmequelle nutzbar gemacht, was bei allen Konstruktionen möglich ist (bei Bedarf höherer Temperatur kann die Auspuffspannung erhöht oder bei Verbundlokomobilen Zwischendampf entnommen werden), wird der auf die Krafterzeugung entfallende Anteil des Gesamtbrennstoffverbrauchs für Kondensationslokomobilen auf rund 20% und für Auspufflokomobilen auf 15% vermindert.

Bei der Lanzschen Lokomobile ist besonders die Kurbelwellenlagerung bemerkenswert, sie ruht bei kleineren Ausführungen auf am Kessel angeordneten starken Stahlblechstützen, bei größeren auf den Kessel umgreifenden gußeisernen Ständern. Hierdurch sind die Wirkungen von Wärmedehnungen

des Kessels aufgehoben, so daß z. B. starre Kuppelung mit elektrischen Maschinen möglich wird.

Die Lokomobilkessel sind unter „Dampfkessel“ beschrieben, wegen der Betriebsergebnisse und anderer Einzelheiten sei auf die Druckschriften der Lokomobilen bauenden Firmen verwiesen.

Dampfturbinen.

Der Wirkungsgrad der Kolbendampfmaschine wird sehr herabgedrückt durch die durch den fortgesetzten Wechsel der Bewegungsrichtung des Kolbens hervorgerufenen Arbeitsverluste, dieser fortgesetzte Wechsel erschwert auch die Erzielung hoher Umdrehungszahlen. Man hat deshalb schon früher Versuche gemacht, mit Hilfe des Dampfes unmittelbar Drehbewegung zu erzeugen, aber erst in den letzten Jahrzehnten wirtschaftlich arbeitende Maschinen dieser Art konstruiert. Der Dampf arbeitet hier ähnlich wie das Wasser in den Wasserturbinen (siehe dort), daraus ergeben sich auch die Schwierigkeiten der Ausnutzung unserer heutigen Dampfspannungen auf diesem Wege, denn 1 at Dampfspannung entspricht einem Wassergefälle von 10 m. Man erhält deshalb sehr hohe Umdrehungszahlen, wo diese direkt nutzbar gemacht werden können, z. B. zum Antrieb elektrischer Maschinen hat die Dampfturbine die Kolbendampfmaschine bereits verdrängt. Die hohe Umdrehungszahl bringt, da Leistung gleich Kraft mal Geschwindigkeit ist, den weiteren Vorteil, daß der Raumbedarf einer Maschine bestimmter Leistung viel kleiner ist, als bei einer langsam laufenden Kolbendampfmaschine. Das Vakuum des Kondensators wird von der Dampfturbine höchst wirtschaftlich ausgenutzt, diese besonders gute Ausnutzung des Niederdruckdampfes hat dazu geführt, daß man den Auspuffdampf von Kolbendampfmaschinen, Dampfhammern, Pressen usw. nach Ausgleich der Spannung in einem Dampfspeicher zum Betriebe von Abdampfturbinen verwendet.

Da die Dampfturbinen nur sich drehende Teile haben, ergibt sich ein sehr ruhiger, gleichmäßiger Gang. Die Dampfverbrauchszahlen sind dann der Kolbendampfmaschine gleichwertig, unter günstigen Verhältnissen niedriger, denn die Verluste durch Abkühlung des Dampfes an kälteren Wänden fallen fort, da alle Wandungen immer mit Dampf von derselben Temperatur in Berührung sind. Auch der Schmierölverbrauch ist niedriger als bei Kolbenmaschinen. Das Kondensat ist ölfrei, kann also ohne vorherige Entölung wieder in den Kessel gespeist werden. Der höhere Wirkungsgrad geht natürlich wieder verloren, wenn die hohe Umdrehungszahl auf die langsam laufender Maschinen herabtransformiert werden muß, zum Antrieb langsam laufender Arbeitsmaschinen und Transmissionen ist deshalb die Dampfturbine nicht geeignet, außerdem nimmt bei den meisten Dampfturbinenarten der Dampfverbrauch pro Pferdestärke bei nicht voller Belastung schneller zu, als bei Kolbendampfmaschinen und ist an sich bei kleineren Maschinen erheblich höher als bei großen.

Bei der Dampfturbine wird durch feststehende Düsen oder Leitschaufeln der Dampf den mit zahlreichen Schaufeln besetzten Laufrädern zugeführt, in denen seine Strömungsenergie dazu ausgenutzt wird, diese in Umdrehung zu versetzen.

Die reinen Gleichdruckturbinen (Aktionsturbinen) haben im Spalt zwischen Leit- und Laufrad denselben Druck wie am Dampfaustritt aus dem Laufrade, es herrscht also im ganzen Laufradkanal, der gleiche Weite hat (Abb. 89), gleicher Druck, sie nützen nur die Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes aus, die diesem durch Entspannung in Düsen oder Leitschaufeln erteilt wird, die reinen Überdruckturbinen (Reaktionsturbinen) haben einen höheren Spaltdruck als die Abdampfspannung, also vor und hinter jedem Laufrad einen durch Vergrößerung der Geschwindigkeit hervorgerufenen Druckunterschied des Dampfes, der Dampf entspannt sich also im Laufradschaufelkanal selbst und erteilt dabei dem Laufrad eine Beschleunigung.

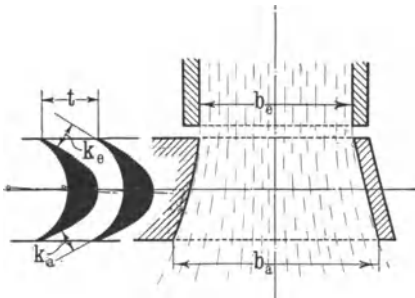


Abb. 89.
Schaufeln einer Gleichdruckturbinen.

Nach der Anzahl der Schaufelradsätze teilt man die Dampfturbinen ein in einstufige und mehrstufige, nach der Richtung, in der der Dampfstrahl die Schaufelräder durchströmt, in Achsial- und Radialturbinen, je nachdem der Dampf das Laufrad auf der ganzen Fläche oder nur an einzelnen Stellen durchströmt, in Vollturbinen und Partialturbinen.

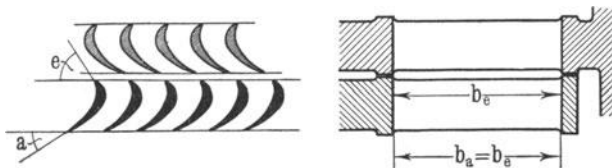


Abb. 90. Schaufeln einer Überdruckturbinen.

Die Regelung der Dampfturbinen geschieht entweder dadurch, daß man die sekundliche Dampfmenge durch zeitweilige, äußerst kurze Unterbrechungen des Dampfstromes ändert oder man drosselt den Dampf. Die selbsttätige Regelung erfolgt durch Fliehkraftregler. Bei Gleichdruckturbinen regelt man auch durch Öffnen und Schließen von Düsen.

In manchen Fällen z. B. bei Schiffsmaschinen ist es ein Nachteil, daß die Dampfturbine nicht umsteuerbar ist. Man verwendet in solchen Fällen eine mit der Hauptturbine gekoppelte, im Vakuum mitlaufende Umkehrturbine, die bei Umschalten des Dampfes die Rückwärtsbewegung ausführt oder man kehrt die Bewegung mit einem hydraulischen Wendegetriebe (Föttinger Transformator) oder mit Hilfe großer Zahnräder um.

Einstufige Gleichdruckturbinen sind die de Laval-Turbine (die älteste Gleichdruckturbinen), mehrstufige die Rateau- und Curtisturbine mit Ge-

Der Druckunterschied wird dadurch hervorgerufen, daß der Austrittswinkel α kleiner als der Eintrittswinkel ϵ ist, wodurch, wie Abb. 90 erkennen läßt, eine Verminderung des Kanalquerschnitts eintritt, die den Dampf zwingt, sich mit größerer Geschwindigkeit zu bewegen. Es wird also eine Stauung des Dampfes am Eintrittsspalt eintreten, die den erforderlichen Beschleunigungsdruck liefert.

Gemischte Systeme vereinigen beide Verfahren und deren Vorzüge.

Die Regelung der Dampfturbinen geschieht entweder dadurch, daß man die sekundliche Dampfmenge durch zeitweilige, äußerst kurze Unter-

schwindigkeitsstufen, mehrstufige Überdruckturbinen die Parsonsturbinen mit Druckstufen, während die neueren Systeme mehrstufige Gleich- und Überdruckturbinen (gemischte Systeme) mit Geschwindigkeits- und Druckstufen sind.

Bei der Lavalturbine (Abb. 91) wird der Dampf in den unter einem spitzen Winkel zur Ebene des achsial beaufschlagten Schaufelrades stehenden 4—6 Einströmungsdüsen in Geschwindigkeit (bei 5 at Anfangsdruck etwa 800 m/sek.) bzw. lebendige Kraft umgesetzt. Die Umdrehungszahl ist 3000 in der Minute, was bei einer 5 PS.-Maschine mit 120 mm Raddurchmesser 190 m/sek. Umfangsgeschwindigkeit entspricht. Eine nur 8—10 mm dicke, biegsame Stahlwelle ermöglicht, daß sich die Schwungmassen bei Übers

schreitung einer gewissen kritischen Umlaufzahl selbsttätig auf ihre Schwerlinie einstellen.

Die hohe Umdrehungszahl wird durch ein Schraubenräderpaar im Verhältnis 10 : 1 herabgesetzt. Die Lavalturbine hat heute keine Bedeutung mehr.

Bei den Turbinen nach Rateau und Zölly setzt man die vom Spannungsgefälle abhängige Umdrehungszahl dadurch herab, daß man dieses in mehrere Druckstufen zerlegt und diese Druckstufen durch ebenso-

viele hintereinandergeschaltete Räder ausnutzt. Die Abb. 92 läßt dies erkennen. Statt wie bei der Lavalturbine den Dampf von der zu 8 at absolut angenommenen Eintrittsspannung (und Überhitzung auf 280°) sofort auf die Kondensatorspannung zu entspannen, wird er in der Eintrittsdüse des ersten Rades E_1 nur auf 1,3 at absolut entspannt, die dadurch dem Dampf erteilte Geschwindigkeit und lebendige Kraft gibt er an das Rad I ab. In der ersten Radkammer herrscht nun der Druck 1,3 at absolut, in dem der Dampf nun durch die Düse E_2 in die zweite Radkammer vom Kondensatordruck 0,15 at ausströmt, wird ihm durch die weitere Entspannung abermals eine Geschwindigkeit erteilt, die er als Treiarbeit an das Rad II abgibt. Bei höheren Spannungen ist natürlich in gleicher Weise eine Zerlegung in mehr als zwei Druckstufen durchzuführen.

Die Radgeschwindigkeit darf nicht wesentlich kleiner als die halbe absolute Eintrittsgeschwindigkeit genommen werden. Wenn man nämlich nach Abb. 93 die Radgeschwindigkeit u graphisch von der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c_0 in Abzug bringt, so erhält man die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_e , deren Richtung zugleich die Richtung des ersten Schaufellements angibt, während die absolute Eintrittsgeschwindigkeit die Richtung

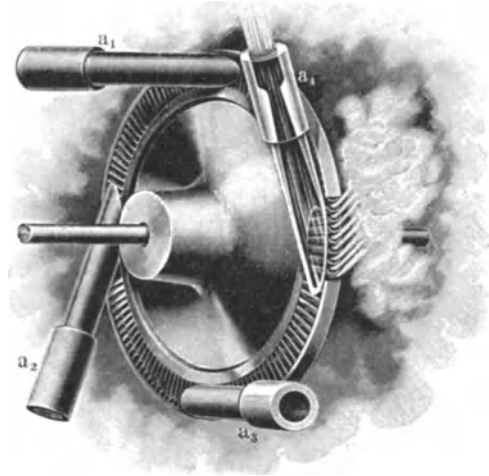


Abb. 91. Lavalturbine.

des letzten Leitschaufelelements hat. Die relative Geschwindigkeit wird nun durch die Schaufelkrümmung in die Richtung w_a abgelenkt, wodurch der treibende Druck auf die Schaufel hervorgerufen wird. Diese relative Austrittsgeschwindigkeit w_a mit der Radgeschwindigkeit u graphisch summiert (Abb. 93 unten) gibt nun die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_a . Zeichnet man diese Geschwindigkeitsdreiecke mit einer wesentlich kleineren Radgeschwindigkeit u , so findet man,

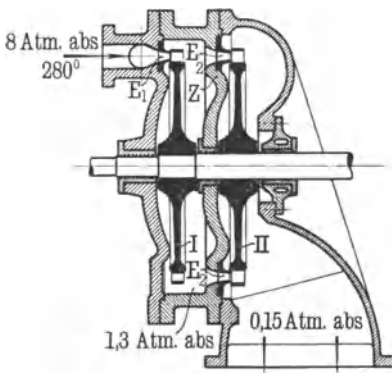


Abb. 92. Turbine mit Druckstufen.

daß diese Austrittsgeschwindigkeit sehr groß, das heißt die Arbeitsfähigkeit des Dampfes sehr schlecht ausgenutzt wird. Man kann aber bei kleiner Radgeschwindigkeit diese große Austrittsgeschwindigkeit, wie Abb. 94 zeigt, durch Umlenkschaufeln wieder in eine zu c_e annähernd parallele Richtung bringen (die genaue Richtung ergibt sich aus dem Geschwindigkeitsdreieck der jetzt kleineren absoluten Geschwindigkeit und der Radgeschwindigkeit) und in einem zweiten Rad ausnutzen.

Die beiden Radschaufelkränze können zu einem Rade vereinigt werden, zwischen dessen beiden Schaufelkränzen die feststehenden Umlenkschaufeln stehen. Man spricht bei diesem (überdruckfreien!) System von Geschwindigkeitsstufen.

In dieser Weise mit Geschwindigkeitsstufen arbeitet die Curtisturbine, während die Zoellyturbine eine Gleichdruckturbine mit mehreren Druckstufen

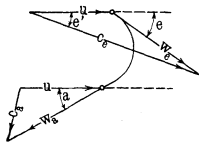


Abb. 93. Ein- und Austrittsgeschwindigkeit.

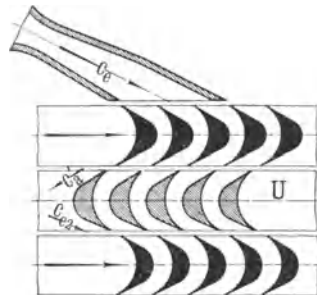


Abb. 94. Turbine mit Geschwindigkeitsstufen.

ist. Die in Abb. 95 dargestellte Turbine der Maschinenbau-AG. Nürnberg (ebenso die AEG.-Kondensationsturbine) ist eine Zoellyturbine mit Curtisstufe. Durch letztere wird bei Betrieb mit hohen Dampfspannungen eine niedrige Umdrehungszahl ermöglicht. Im Hochdruckteil wird teilweise Beaufschlagung, im Niederdruckteil volle Beaufschlagung angewandt, wodurch die Anwendung gleicher Raddurchmesser trotz der Volumzunahme des Dampfes bei der Entspannung ermöglicht wird.

In den Überdruckturbinen müssen die Räder immer voll beaufschlagt sein, da sonst ein Druckausgleich durch die nicht beaufschlagten Schaufeln erfolgen würde, deshalb müssen die ersten Laufräder kleinere Durchmesser haben. Bei größerem Durchmesser wird die Schaufellänge im Verhältnis zum

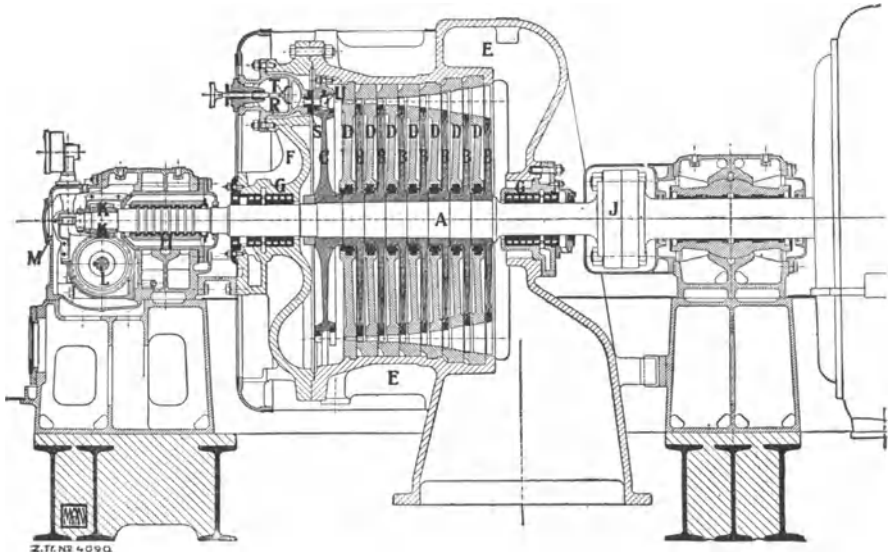
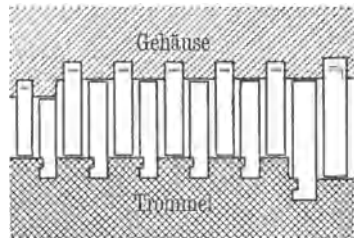


Abb. 95. Turbine der Maschinenbau AG. Nürnberg.

Spalt klein und damit die Verluste durch Undichtigkeit, wegen des Druckunterschiedes zwischen Eintritts- und Austrittsseite groß. Diese Druckunterschiede werden natürlich um so kleiner, je größer die Zahl der Stufen ist und die Undichtigkeiten müssen durch die Konstruktion der Schaufelkränze möglichst niedrig gehalten werden.

Abb. 96 zeigt die Anordnung der Schaufeln bei der Parsonsturbine, die von Brown, Boveri & Co. geliefert wird. Da die Zahl der Stufen sehr groß ist, sind keine besonderen Räder angewendet, sondern die Laufradschaufelkränze sind auf einer gemeinsamen Trommel aufgesetzt, die Leitschaufelkränze zwischen den ersteren in das Gehäuse. Die durch die zunehmende Ausdehnung des Dampfes notwendig werdende Erweiterung der Strömungsquerschnitte wird zunächst



abgekürzte Darstellung

Abb. 96. Schaufeln der Parsonsturbine.

durch Vergrößerung der Kranzbreite, also der Schaufellänge, wie Abb. 96 zeigt, dann durch stufenweise Vergrößerung des Trommeldurchmessers bewirkt, wie Abb. 97 erkennen läßt. Der Dampf strömt also an der Seite des kleinsten Trommeldurchmessers ein und sich ausdehnend durch die verschiedenen Radkränze, durch deren große Zahl eine erhebliche Herabsetzung der Umdrehungszahl erreicht wird, an der Seite des größten Trommeldurch-

messers aus. Hierdurch entsteht ein starker Achsial Schub, dieser wird durch Gegenkolben G_1, G_2, G_3 , verschiedener Anordnung ausgeglichen. In der Abbildung ist z. B. der Raum B mit dem Vakuum, die Ringräume R_1, R_2, R_3 mit entsprechenden, durch die Trommelabsätze gebildeten Ringräumen verbunden.

Der Nachteil der Überdruckturbinen liegt darin, daß die Spielräume um die Laufräder sehr klein gehalten werden müssen, was der Wärmedehnungen wegen Schwierigkeiten macht. Man kombiniert deshalb bei manchen Bauarten auch eine Anzahl Gleichdruckstufen für den Hochspannungsteil mit einer Anzahl Überdruckstufen für den in ersteren bis auf einen geringen Überdruck entspannten Dampf. Eine Turbine dieser Art, und zwar eine Radialturbine ist die von Swydersky-Leipzig gebaute Eyermantturbine. Die

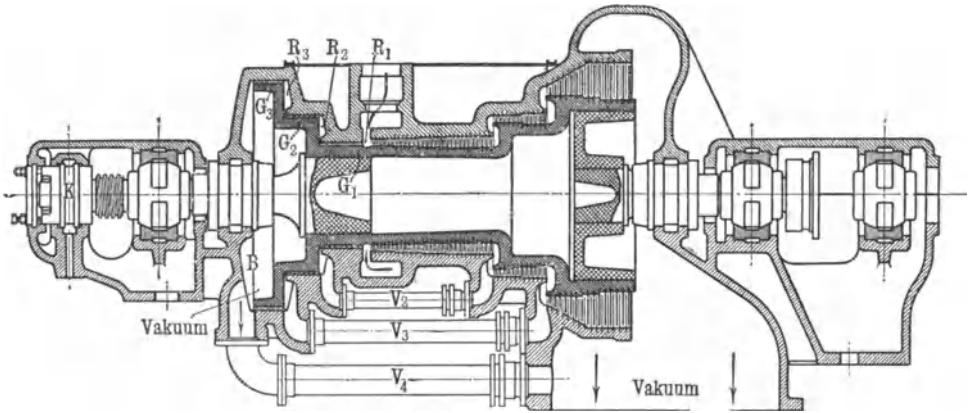


Abb. 97. Parsonsturbine (Brown, Boveri & Co.).

Schaufelkränze sind an der Stirnfläche des Laufrades angebracht, also in radialer Richtung hintereinandergeschaltet. Der Eintrittsdampf von hoher Spannung expandiert in den Düsen auf etwa 0,5 at Überdruck und gibt die dabei freiwerdende Energie unter gleichbleibendem Druck an die ersten Schaufelkränze ab. Das Restspannungsgefälle wird in einer Anzahl Überdruckstufen ausgenutzt. Achsiale Drucke treten bei dieser Turbine nicht auf.

Der Bau der Dampfturbinen stellte die Konstrukteure vor eine Anzahl schwieriger Probleme, die erst auf Grund umfangreicher Versuche und Erfahrungen befriedigend gelöst werden konnten. Die Schaufeln zeigen nur kleine Abmessungen, die Spielräume noch weit kleinere bis herunter auf 0,5 mm, dies erfordert äußerst genaue Arbeit, die zu berücksichtigenden erheblichen Wärmedehnungen verursachen weitere Schwierigkeiten. Trotz ihrer geringen Abmessungen sind aber die Schaufeln sehr stark beansprucht, besonders der Verschleiß ist ein großer. Als Material der Schaufeln wird neben Spezialbronzen Nickelstahl verwendet, in neuerer Zeit hat man Versuche mit elektrolytisch verchromten Schaufeln gemacht. Die Schaufeln werden entweder aus dem Vollen gefräst oder aus Blech gestanzt und gepreßt. Die Abdichtung der Stopfbüchsen geschieht meist durch dreiteilige graphithaltige und selbstschmierende Kohlenringe, die in besonderen Kammerringen untergebracht sind und von umgelegten Schlauchfedern gegen die Welle

gepreßt werden. Auch Labyrinthdichtung (siehe Abschnitt VIII Maschinenteile: Stopfbüchsen) wird angewandt.

Die neueste Entwicklung geht von der Erkenntnis aus, daß die Dampfturbine bei Anwendung von vielen Druckstufen im Hochdruckgebiet wirtschaftlicher arbeitet, wenn auch die Ausführung der Maschine dabei teurer wird, die bisher beliebte Curtisstufe des Hochdruckteiles wird deshalb bei der Bauart der Brüner Maschinenfabrik (auch von der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg ausgeführt) durch mehrere vollbeaufschlagte einkränzige Aktionsräder der Zoellybauart ersetzt. Brown-Boveri hat eine neue Bauart eingeführt, die im Hochdruckteil ebenfalls eine Reihe von einkränzigen Aktionsstufen aufweist, die Hochdruckräder arbeiten aber mit einer höheren Umdrehungszahl als die Niederdruckräder (8000 gegen 3000), es ist deshalb die Zwischenschaltung eines Übersetzungsgetriebes notwendig.

Der Übergang zu höheren Dampfspannungen bringt eine Reihe von Schwierigkeiten mit sich, die zu überwinden verschiedene Maßnahmen notwendig macht, z. B. Zwischenüberhitzung zwischen den einzelnen Expansionsstufen, stufenweise Vorwärmung des Kondensats für die Wiederverdampfung im Kessel durch aus verschiedenen Expansionsstufen der Maschine abgezapften Dampf (Regenerativverfahren), endlich hat man auch Zweistoffkraftanlagen mit Quecksilberdampf für das Hochdruckgebiet, Wasserdampf für das Niederdruckgebiet gebaut. Wenn letztere auch eine wesentlich bessere Wärmeausnutzung ergeben sollen, dürften der hohe Preis des Quecksilbers und die Giftigkeit durch auftretende Undichtheiten entweichender Dämpfe auch Konstruktionsschwierigkeiten im Kesselbau der Einführung solcher Zweistoffkraftanlagen hinderlich sein.

Wahl, Aufstellung und Betrieb der Dampfkraftanlage.

Da die Anschaffungskosten nur einmalige, die Brennstoffkosten dauernde sind und wir zur sparsamsten Wirtschaft mit unseren Brennstoffen nicht nur vom privatwirtschaftlichen, sondern auch vom volkswirtschaftlichen Standpunkt aus verpflichtet sind, so wird man bei der Anschaffung einer Maschine nicht auf niedrigen Preis, sondern auf einen durch vollkommene Steuerung und günstiges Füllungsverhältnis gewährleisteten niedrigen Dampfverbrauch sehen. Deshalb muß auch eine überlastete Maschine rechtzeitig durch eine größere mit günstigerem Füllungsverhältnis arbeitende ersetzt werden. Im übrigen kann, was die Wahl der Maschinenart betrifft, in Zusammenfassung und Ergänzung der vorstehenden Ausführungen nach „Güldner“-Kalender für Betriebsleistung und praktischer Maschinenbau noch folgendes gesagt werden:

Flachschiebermaschinen werden verwendet für kleine billige Anlagen unter 20 PS. bei mäßigem Dampfdruck, darüber hinaus nur für Anlagen von größter Einfachheit ohne besonders hohe Wirtschaftlichkeit, für große Geschwindigkeit und als Umsteuermaschinen.

Kolbenschiebermaschinen werden wie die vorigen verwendet, besonders bevorzugt aber bei Heißdampfanlagen und hohen Dampfspannungen.

Drehschieber (Corliß-)maschinen werden nur noch wenig verwendet, im allgemeinen für Anlagen von hoher Wirtschaftlichkeit über 30—40 PS., im übrigen für Dampfspannungen nicht über 8—9 at und für mäßige Geschwindigkeit.

Im allgemeinen bevorzugt man unter den vorstehenden Bedingungen heute die Ventilmaschinen, bei denen auch höhere Dampfspannungen und Dampfüberhitzung anwendbar sind.

Die Auspuffmaschine verwendet man für kleine Leistungen bis 15 PS., für größere nur, wenn der Abdampf zu Heizzwecken dient, bei Mangel an Kühlwasser und dort, wo die Anlage billig sein soll, z. B. nur zeitweise in Betrieb genommen wird, so daß die Anlagekosten mehr ins Gewicht fallen, als die Betriebskosten.

Dagegen bevorzugt man die Kondensationsmaschine von 15—20 PS. aufwärts, wenn man sparsam wirtschaften will, sofern genügend Kühlwasser (die 25—30fache Speisewassermenge) in höchstens 6—7 m Tiefe zu haben ist.

Mehrfachexpansionsmaschinen mit Kondensation werden angewandt für Anlagen von etwa 40 PS. aufwärts und nicht unter 6—7 at Dampfspannung, wenn höchst sparsamer Betrieb gefordert wird und genügend Kühlwasser wie ein genügend großer Aufstellungsraum vorhanden sind.

Die Dampfturbinen schließlich kommen in Frage für Kraftanlagen von geringstem Gewicht, kleinstem Raumbedarf oder höchster Einfachheit, besonders zum Antrieb sehr schnell laufender Maschinen, z. B. elektrischer Maschinen, Gebläse usw., im allgemeinen aber nur für Anlagen von 1000 PS. aufwärts.

Die Dampfmaschine wird auf einem aus Stampfbeton oder Mauerwerk hergerichteten Fundament montiert. Gemauerte Fundamente dürfen nur mit Zementmörtel gemauert werden (Verhältnis des Zements zum Sand 1 : 3 bis 1 : 2, für sehr stark belastete Fundamente und für den äußeren Verputz über Flur 1 : 1). Für natürliche Steine, die wegen des umständlichen Zusammenpassens nur wenig Anwendung finden, ist der Mörtel zementreicher (1 : 1 bis 1 : 2) als für Ziegel zu nehmen. Zement und Sand werden trocken vermengt, dann auf 100 kg Zement 29—30 l Wasser zugesetzt. Für untergeordnete Fundamente oder für das untere Drittel des Fundaments ist Anwendung von verlängertem Zementmörtel (1 : 4 bis 1 : 6) oder Zementkalkmörtel (1 Teil Zement, 5—6 Teile Sand, 1 Teil Kalkbrei) zulässig. Für Ziegelmauerwerk sind scharfgebrannte Klinker zu verwenden, gewöhnliche Ziegel höchstens als Kern. Man braucht pro cbm Mauerwerk 400 Ziegel und 280 bis 300 l Mörtel, bei Bruchsteinmauerwerk 300—350 l, bei großen Quadern 80—150 l.

Vorteilhafter und billiger als gemauerte Fundamente sind im allgemeinen solche aus Stampfbeton (1 Raumteil Zement, 1 Teil Kalk, 6 Teile Sand, dazwischen walnußgroße Kies- oder Klinkerstücke).

Bei unsicherem Baugrund (Lehm und Ton in schwachen oder nassen Lagern, Triebssand, Mergel, nasser Sand, Muttererde, Torf, Moor, sumpfiger Boden, aufgeschüttete Erde usw. wird der Baugrund durch einen Balkenrost, bei sehr unsicherem Grund durch einen Pfahlrost verbessert. Der Balkenrost besteht aus roh behauenen Balken von 10—12 Zoll Stärke, die man in Abständen von 100—150 mm auf die geebnete Schachtsohle legt, worauf man die Zwischenräume und die seitlichen Spielräume mit Stampfbeton ausfüllt. Hierauf legt man 3—4zöllige Bohlen, die auf den Balken mit kräftigen Nägeln befestigt werden, worauf man die Zwischenräume wieder mit Beton füllt. Pfahlroste bestehen aus im Abstand von 600—1200 mm eingerammten

Pfählen von 200—400 mm Durchmesser und 3—7,5 m Länge, die durch kräftige Querschwellen verbunden sind, auf denen die Bohlen befestigt werden, die wenigstens noch 300—500 mm unter Grundwasser liegen sollen. Pfähle, Balken und Bohlen sind aus Eichenholz oder Tannen- bzw. Kiefernholz, das vorher noch imprägniert werden kann.

Die Umrissse des Fundaments sind durch die Umrissse des Maschinengestells gegeben, die Tiefe hängt von der Bodenbeschaffenheit ab und kann, wenn nicht besondere Verhältnisse vorliegen, gleich der 5—6fachen Zylinderbohrung genommen werden. Bei schlechtem Baugrund verbreitert man das Fundament nach unten oder bedeckt die Sohle mit einer nach allen Seiten um das Maß ihrer Dicke über die Fundamentfläche überragenden Schotterbettung, die mit dünnflüssigem Zementmörtel wiederholt begossen wird. Die Fundamentsohle soll möglichst unter der Frostlinie des Bodens liegen. Die Länge der Ankerschrauben, für die Kanäle durch Einlegen von Holzlatten vorzusehen sind, soll mindestens gleich der vierfachen Zylinderbohrung, die Stärke $\frac{1}{40}$ von der Zylinderbohrung + 24 mm sein. Die Ankerplatten werden so eingemauert, daß man den durchgesteckten rechteckigen Kopf (s. Abschn. VIII) um 90° drehen kann, andere Ankerschrauben sind mit den Platten einzumauern. Manchmal ordnet man im Fundament wagerechte Kanäle an, in die man Ankerplatten nachträglich einschieben kann.

Bei kleineren Fundamenten meißelt oder bohrt man auch nachträglich Löcher ein, in welche sogenannte Steinschrauben (siehe „Maschinenteile“) eingegossen werden.

Das ganze Fundament muß aus einem Stück bestehen, es dürfen nicht etwa einzelne Fundamente für Zylinder und Kurbelwellenlager angeordnet werden, auch die Schwungradgrube, die, wenn sie bis unter den Grundwasserspiegel geht, dicht zu verputzen ist und die 250—500 mm Spielraum für etwa hereinfallende Werkzeuge u. dgl. bieten soll, darf das Fundament nicht unterbrechen. Dagegen darf das Fundament nicht in Verbindung mit dem Gebäudemauerwerk stehen, damit sich Vibrationen nicht auf dieses übertragen. Um dem Fundament die richtige Lage zu geben, legt man nach der Zeichnung und den örtlichen Verhältnissen die Hauptlinien durch straffgespannte Schnüre fest und benutzt im übrigen meist Holzschablonen, die die Umrissse, die Löcher für die Ankerschrauben usw. angeben.

Mit der Aufstellung der Maschine darf man erst beginnen, wenn das Fundament vollständig trocken ist, frühestens nach 8 Tagen. Das Maschinengestell wird nun an mehreren Stellen durch schlanke Eisenkeile (bei kleinen Maschinen auch Hartholzkeile), im Abstand von 15—25 mm von der Oberfläche des Fundaments gehalten, vorläufig ausgerichtet, nach Einbauen des Zylinders usw. genau ausgerichtet, in etwa 100 mm Abstand mit einem Holz- oder Lehmrahmen umgeben und mit Zementmörtel (1:1) von mehreren Stellen aus untergossen, so daß der Zementguß 15—30 mm höher als die Unterkante des Gestells steht. Die Löcher für die Ankerschrauben werden bei größeren Maschinen, um die Befestigung gegenüber den unvermeidlichen Vibrationen elastischer zu machen, nur 50 mm hoch mit Zement ausgegossen, dann bis 50 mm unter der Fundamentoberfläche mit Sand gefüllt.

Das gleichfalls angewendete Unterstopfen des Maschinengestells mit Rostkitt ist weniger vorteilhaft als das Untergießen mit Zement.

Die vorstehenden Keile werden schließlich abgeschnitten und das Fundament mit Zementmörtel 1 : 1 verputzt. Die Inbetriebsetzung der Maschine darf je nach Witterung, Temperatur und Erhärtungsfähigkeit des Zementes nicht vor 2—4 Wochen nach Fertigstellung des Fundaments erfolgen, solange hat auch der Monteur mit der Aufstellung der Pumpen, des Kondensators, der Verlegung der Rohrleitungen usw. zu tun.

Nach erfolgter Montierung nimmt man die Abschlußorgane der Steuerung heraus, läßt Dampf unter vollem Druck in die Leitung eintreten und öffnet dann mehrere Stunden lang in kurzen Pausen das Absperrventil, um Formsand und Schmutz auszublasen. Hierauf nimmt man Kolben und Gestänge heraus, wäscht das Innere der Maschine mit Petroleum aus und fettet es mit Zylinderöl ein. Bei schweren Lagern ist es zweckmäßig, vor dem Einlegen des Zapfens die Schalen stark zu schmieren. Man hat nun vor der Inbetriebsetzung alle Teile darauf zu prüfen, ob sie richtig funktionieren, alles gut zu schmieren, Lager, Exzenterbügel u. dgl. aber nur mäßig anzuziehen und erst im Betriebe nach Bedarf nachzuziehen, wenn sich zeigt, daß keine Neigung zum Heißlaufen vorhanden ist.

Man dreht nun das Schwungrad mehrmals langsam herum, um sich zu überzeugen, daß die Maschine frei läuft und nirgends Teile anstoßen oder fremde Körper die Bewegung hindern. Etwa eine Stunde vor der Inbetriebsetzung öffnet man das Hauptventil ganz wenig, um die Maschine anzuwärmen, erst nach und nach gibt man den vollen Druck auf die Leitung, wobei man Undichtigkeiten erkennt, dann wärmt man unter Offenhaltung der Wasserablaßhähne in gleicher Weise den Zylinder an, bis kein Kondenswasser mehr aus den Abfläßen abläuft. Man zieht nun alle Dichtungen nochmals an, schmiert reichlich und läßt bei geöffneten Abfläßen durch vorsichtiges weiteres Öffnen des Dampfventils die Maschine mit ganz geringer Geschwindigkeit laufen, die man erst, wenn sich nirgends Störungen zeigen, im Laufe mehrerer Stunden auf die normale Geschwindigkeit steigern darf. Die Wärmeschutzumhüllungen werden, um Undichtigkeiten erkennen zu können, erst nach der Inbetriebsetzung angebracht.

Bei dieser ersten Inbetriebsetzung, bei der man die Maschine natürlich leer laufen läßt, hat man besonders auf eine schlag- und stoßfreie Bewegung aller Teile, auf etwaiges Heißlaufen sich reibender Teile, auf richtiges Arbeiten der Steuerung und Dichthalten aller Teile (durch Indizieren) und des Regulators, auf richtiges Funktionieren von Dampftrocknern und Kondenswasserableitern, Beobachten der Wasserablaßhähne, an denen man erkennt, ob der Dampf zu feucht ist, auf zuverlässiges Funktionieren der Pumpen und auf die Festigkeit der Fundamentierung und Verankerung zu achten.

Wir wollen noch kurz auf die wichtigsten Störungen, die im Betriebe einer Dampfmaschine vorkommen können, eingehen.

Heißlaufen sich reibender Teile kann, richtige Bemessung derselben vorausgesetzt, verursacht werden durch schlechte Schmierung, schlechte Beschaffenheit (mangelnde Glätte) der Laufflächen, schlechtes ungleichmäßiges Anliegen infolge ungenauer Montage oder ungenauen Einpassens, zu festes oder aber auch zu wenig festes Anziehen der Schrauben, in letzterem Falle kann ein Stoßen auftreten.

Stöße und Schläge werden durch Lockern einzelner Teile, starke Abnutzung, schlechte Montage, falsche Steuerung (mit dem Indikator zu untersuchen) evtl. durch im Zylinder sich ansammelndes Kondenswasser hervorgerufen. Beim Anlassen der Maschine sind deshalb stets die Ablaßhähne zu öffnen, bis der Zylinder warm geworden ist. Durch größere Wasseransammlungen infolge nassen Dampfes, starker Abkühlung in den Rohren und der Maschine, Übersieden des Kessels, Eintreten von Einspritzwasser des Kondensators usw. können solche Wasserschläge so stark werden, daß sie die Maschine zertrümmern, da das Wasser dann durch die Ablaßhähne nicht entweichen kann und zwischen Kolben und Zylinderdeckel, da es praktisch unzusammendrückbar ist, keinen genügenden Raum findet.

Undichtheiten des Kolbens, der Steuerungsteile und Stopfbüchsen sind infolge der Abnutzung auf die Dauer nicht ganz zu vermeiden, müssen aber durch Nachspannen der Kolbenringe, Erneuern der Packungen usw., Nachschaben, erneutes Einschleifen usw. sofort beseitigt werden.

Auf alle die vielerlei Störungen, die im Dampfmaschinenbetriebe auftreten können, einzugehen, ist hier nicht möglich, es sei auf das schon genannte Buch Haeder, „Die kranke Dampfmaschine“ und Scholl, „Führer des Maschinisten“ verwiesen.

Untersuchung der Dampfmaschine.

Die Untersuchung der Maschine mit dem Indikator wurde schon besprochen, zweckmäßig wird aber der Kohlen- und Dampfverbrauch pro effektive Pferdestärke regelmäßig festgestellt, um die Wirtschaftlichkeit des Betriebes ständig beurteilen zu können. Es gibt eine ganze Reihe Apparate, die die erforderlichen Größen teils ständig aufzeichnen. Im übrigen sei auf die „Grundsätze für die Untersuchung von Dampfkesseln und Dampfmaschinen“, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure und dem Verband Deutscher Dampfkesselüberwachungsvereine verwiesen. Zu Leistungsmessungen dient bei kleineren Maschinen der Pronysche Zaum, eine Backenbremse oder die Bandbremse, auch auf anderen Prinzipien beruhende, im Handel befindliche Dynamometer, bei Maschinen, die zum direkten Antrieb elektrischer Maschinen dienen, die Messung von Stromstärke und Spannung derselben unter Anrechnung von 3—5% für Riemenreibung, bei größeren Maschinen für andere Verwendung auch die Berechnung der Leistung aus dem Indikatorgramm, da eine direkte Messung der Leistung bei diesen oft unmöglich ist. Bei Bremsversuchen wird die Maschinenleistung durch Reibung absorbiert, die z. B. bei der am häufigsten verwendeten Bandbremse gleich der Differenz der beiden Bandspannungen ist, von der die eine durch eine Gewichtsbelastung, die andere durch eine Federwage (Meßdose) gemessen wird. Ist R die Größe dieser Reibung und D der Durchmesser der Scheibe, um die das Band gelegt ist, n die Umdrehungszahl in der Minute, so ist die effektive Leistung

$$N_e = \frac{R \cdot D \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ PS. oder } \frac{R \cdot D \pi \cdot n}{60 \cdot 102} \text{ kW.}$$

Der Schmierölverbrauch ist wesentlich abhängig von der Wiederbenutzung des aufgefangenen Tropf- und Abdampföles, das Zylinderöl hat den Haupt-

anteil an den Ölkosten, da es am teuersten ist und am meisten verbraucht wird, auf das sonst verbrauchte Schmieröl entfallen gewöhnlich nur 5—7% der Gesamtölkosten. Schiebermaschinen brauchen 10—15% mehr Öl als Ventilmotoren.

Regelmäßige Betriebskontrolle durch fortlaufende Messung aller in Betracht kommenden Größen ist ein unbedingtes Erfordernis eines wirtschaftlichen Betriebes, ebenso zweckmäßige Verwertung aller Abwärme; es sei auf die in allen größeren Industriezentren bestehenden Wärmewirtschaftsstellen verwiesen.

B. Die Verbrennungskraftmaschinen.

Bau und Wirkungsweise der Verbrennungskraftmaschinen.

Die Dampfmaschine nutzt die Verbrennungsenergie auf dem Umwege über den Dampfkessel aus, was erhöhte Verluste bedingt. Die Verbrennungskraftmaschinen schalten den Kessel aus, die Verbrennung geht im Zylinder der Maschine selbst vor sich und es wird durch die freiwerdende Wärme nicht erst Wasserdampf erzeugt, der den Kolben treibt, sondern die durch die Verbrennung entstehenden Gase werden hierzu nutzbar gemacht. Daß dies vom theoretischen Standpunkt aus ein Vorteil ist, liegt auf der Hand, die praktische Lösung der Aufgabe begegnete aber mancherlei Schwierigkeiten, die erst durch den von dem Begründer der Deutzer Gasmotorenfabrik Otto eingeführten Viertakt überwunden wurden. Der Ottosche Gasmotor war die erste praktisch brauchbare Verbrennungsmaschine.

Der Gasmotor war zuerst eine für das Kleingewerbe bestimmte, zum Betriebe mit dem von den städtischen Gasanstalten gelieferten Leuchtgas eingerichtete Kraftmaschine. Die weitere Entwicklung der Verbrennungskraftmaschinen bewegte sich nun in zwei Richtungen. Zunächst war man bestrebt, eine dem Gasmotor gleichwertige Kleinkraftmaschine zu schaffen, die von dem Vorhandensein einer Leuchtgasanstalt unabhängig war und griff zu den leichttransportablen flüssigen Brennstoffen, die zerstäubt und vergast das Leuchtgas ersetzen konnten, sodann baute man aber auch Verbrennungsmotoren für immer größere Leistungen. Für diese kommt allerdings das Leuchtgas nur in seltenen Fällen als Betriebsstoff in Frage, ebensowenig die teuren flüssigen Brennstoffe, die für die Kleinkraftmaschinen Verwendung fanden. Man baute aber Anlagen zur billigen Erzeugung brauchbarer Kraftgase und reinigte auch die auf Hüttenwerken in großen Mengen zur Verfügung stehenden Hochofen- und Koksofenabgase, die man früher zur Heizung von Dampfkesseln verwendete, soweit, daß sie zum Betriebe von Großgasmotoren Verwendung finden konnten. Schließlich verbesserte man die Arbeitsweise des Verbrennungsmotors für flüssige Brennstoffe, man ersetzte die Explosion durch ruhige Verbrennung und konnte nun auch für den Großbetrieb geeignete billige Rohöle verwenden. Das Endglied der Entwicklung ist schließlich die der Dampfturbine entsprechende Gasturbine.

Die meisten Verbrennungsmotoren arbeiten im Viertakt, das heißt von vier Hüben, entsprechend zwei Umdrehungen der Maschine, ist nur einer ein Arbeitshub.

Beim ersten Hub, dem Saughub, wird ein Gemisch von Gas (bzw. zerstäubtem und vergastem Brennstoff) und der zur Verbrennung erforderlichen Luftmenge angesaugt. Dieses Gemisch ist aber schwer zündfähig, es wird deshalb beim zweiten Hub, dem Kolbenrückgang, verdichtet: Kompressionshub, zu Beginn des dritten Hubes wird nun dieses Gemisch entzündet, es explodiert, erzeugt dabei hochgespannte Gase und diese treiben, sich ausdehnend, den Kolben vor sich her, dies ist der eigentliche Arbeitshub, schließlich werden beim vierten Hub, dem zweiten Kolbenrückgang, die bei der Verbrennung entstandenen und durch die Expansion entspannten Gase ausgestoßen: Auspuffhub, worauf das Spiel von neuem beginnt. Abb. 98 zeigt das Indikator diagramm eines solchen Explosionsmotors. Die untere Linie stellt das Ansaugen mit einer unter der atmosphärischen Linie liegenden Spannung, die sich anschließende nach links ansteigende Linie die Kompression des angesaugten Gemisches dar, es folgt die sprunghafte durch die Explosion steigende Spannung und die Expansion der durch die Explosion gebildeten Gase, also der Arbeitshub, schließlich das Ausstoßen der Verbrennungsprodukte

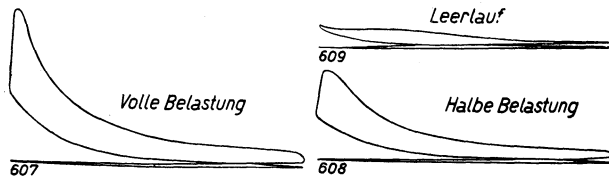


Abb. 98. Indikator diagramme des Gasmotors.

mit einer etwas über der atmosphärischen Linie liegenden Spannung (die untere schwach nach links abfallende Linie).

Vergleichen wir diese Arbeitsweise mit der der Dampfmaschine, so zeigen sich zwei Nachteile. Das Emporschnellen der Spannung bei der Explosion setzt an die Stelle des ruhigen Drucks des in den Dampfzylinder eintretenden Dampfes einen Schlag, der die Arbeitsweise naturgemäß ungünstig beeinflusst, diesen Nachteil hat man bei den später zu besprechenden Gleichdruckmotoren (Dieselmotor) beseitigt. Ein zweiter Nachteil ist der Viertakt, durch den ein weit ungleichmäßigerer Gang als bei der Dampfmaschine, bei der jeder Hub Arbeitshub ist, hervorgerufen wird, zu dessen Ausgleich deshalb schwere Schwungräder erforderlich sind. Während man die Dampfmaschine, um sie in Anlaßstellung zu bringen, nur wenig über den Totpunkt hinauszudrehen hat, ist beim Viertakt $1\frac{1}{2}$ Umdrehung nötig, ehe eine Zündung erfolgen kann, auch ergeben sich daraus, daß nur jeder vierte Hub Arbeitshub ist, bei gleichen Leistungen größere Abmessungen.

Wenn man die Verbrennungsmotoren nicht wie den gewöhnlichen Gasmotor einfachwirkend, so daß sich also die oben beschriebenen Vorgänge nur auf einer Seite des Kolbens abspielen, sondern wie die Dampfmaschine doppelwirkend baut, so werden die an zweiter Stelle genannten Nachteile vermindert, die einfachwirkende Bauart ist aber der auftretenden hohen Temperaturen wegen zweckmäßiger. Schließlich hat man auch Zweitaktmaschinen gebaut, bei denen das Ansaugen und Komprimieren des Gas-Luftgemisches von einer besonderen Ladepumpe besorgt wird. Bei kleineren

Motoren benutzt man auch die vordere Kolbenseite hierzu, das Kurbelgetriebe muß dann dicht eingekapselt werden. Der Viertakt ist aber auch heute noch die gebräuchlichste Arbeitsweise.

Meist wird die liegende Bauart angewandt, der Kolben (siehe Abschn. VIII Maschinenteile) ist ein langer Hohlzylinder, was eine Kühlung durch die äußere Luft ermöglicht und bei kleineren Motoren gestattet, den Schubstangenkopf im Kolben zu lagern, so daß Kolbenstange und Kreuzkopf wegfallen. Bei größeren Motoren wendet man aber wie bei der Dampfmaschine Geradföhrung durch Kreuzkopf an. Der Zylinder muß mit einem Kühlmantel ausgeföhrt werden, er wird durch Wasser geköhlt. Wegen der dabei auftretenden großen Temperaturunterschiede zwischen der inneren Zylinderfläche und dem äußeren Mantel, muß der innere Zylinder so in den äußeren eingesetzt werden, daß er sich frei ausdehnen kann, die Abdichtung geschieht meist durch einen Kupferring.

Wie bei Dampfmaschinen kann man auch bei den Verbrennungsmotoren mehrere (bis 4) Zylinder auf dieselbe Kurbelwelle arbeiten lassen, die Leistung pro Zylinder beträgt meist nicht über 300, nur selten 600—700 PS., die minutliche Umdrehungszahl 250—300 bei ortsfesten Motoren, bei Fahrzeugmotoren dagegen bis 2000.

Ein Hauptvorteil des Verbrennungsmotors ist der Wegfall des Dampfkessels und der mit dem Betrieb eines solchen verbundenen Explosionsgefahr, deshalb können Verbrennungsmotoren auch in Räumen aufgestellt werden, für die die Konzession zur Aufstellung eines Kessels nicht erteilt werden würde.

Die hohen bei Verbrennungsmotoren auftretenden Temperaturen (bis etwa 1200°) erfordern, wie schon gesagt wurde, eine Kühlung des Zylinders durch Wassermäntel. Bei billiger Beschaffung des Kühlwassers kann man dieses frei abfließen lassen, meist wird es aber nach geeigneter Rückkühlung wieder verwendet. Die Rückkühlung kann in größeren Behältern von pro Pferdekraft und tägliche Betriebsstunde 35—50 l Inhalt, in denen durch das an der Oberfläche verdunstende Wasser eine Kühlung herbeigeföhrt wird oder auch durch Rippenköhler erfolgen. Diese sind höher als der Motor aufzustellen, das kalte Wasser tritt an der unteren Seite des Zylindermantels ein und an der oberen mit einer Temperatur von 60—75° aus, wobei die durch den Gewichtsunterschied von kaltem und warmem Wasser hervorgerufene Zirkulation zur Bewegung des Kühlwassers benutzt werden kann. Das verdunstende Wasser muß natürlich rechtzeitig erneuert werden.

Die Zündung des Gemisches erfolgte bei älteren kleineren Motoren durch Glöhrohre (Abb. 99), meist aus Porzellan, deren Inneres mit dem Zylinderinnern durch einen Kanal in Verbindung steht, dessen Querschnitt durch eine Stellschraube geändert werden kann. Das Glöhrohr wird durch einen Bunsenbrenner an einer Stelle zum Glöhen erhitzt. Es ist nach erfolgter Zündung mit Verbrennungsrückständen gefüllt, die zunächst das frisch angesaugte Gemisch hindern, mit der glöhenden Stelle in Beröhrung zu kommen. Bei der Kompression werden auch diese Verbrennungsrückstände zusammengedrückt und das Glöhrohr wie die Brennerstellung sind so bemessen, daß am Ende des Kompressionshubes das zündfähige Gemisch bis zur glöhenden Stelle vorrückt. Eine genauere Einstellung der Zündung geschieht durch die schon genannte Stellschraube durch Veränderung des Kanalquerschnitts.

Meist geschieht die Zündung auf elektrischem Wege, und zwar unterscheidet man die Abreißzündung und die sogenannte Kerzen- oder Lichtbogenzündung, die Abreißzündung (Abb. 100) arbeitet wie folgt. Von der Steuerwelle aus wird durch Daumenscheibe der Anker eines kleinen Magnetinduktors *a* aus der Mittellage gedreht. Nach einer Drehung um etwa 25° gleitet der Daumen ab und der Anker wird durch Federkraft *p* sehr schnell zurückgedreht, wodurch eine elektromotorische Kraft im Anker entsteht, die einen Strom erzeugt, der zu einem in den Zündraum ragenden isolierten Stift geführt wird, gegen den sich der innere Arm eines Doppelhebels *n* legt, dessen Drehungsachse durch den Zylinderdeckel hindurchgeführt ist und durch den der Strom zurückgeleitet wird. Wenn der Anker die Mittellage durchläuft, der Strom am kräftigsten ist, stößt das Gestänge *m* gegen den äußeren Arm *n* dieses Doppelhebels und reißt dadurch den inneren Arm des Zündhebels von dem Zündstift *o* ab. Der Stromweg wird dabei unter-

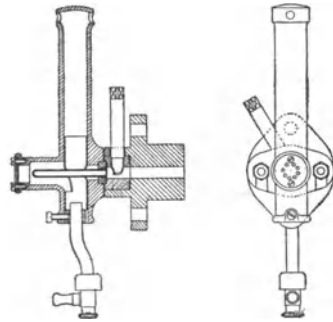
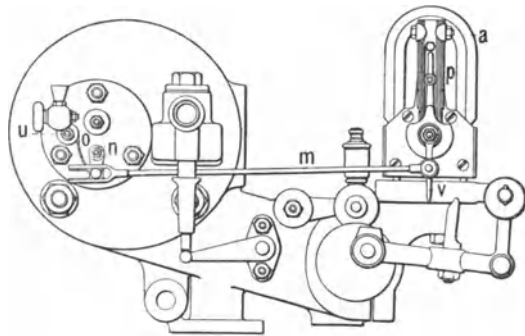


Abb. 99. Glührohrzündung.

brochen und der durch Selbstinduktion verstärkte Strom überspringt den Zwischenraum als Funke, der das Gemisch entzündet. Bei der Kerzenzündung springt der zündende Funke zwischen zwei im Abstände von 0,5–1 mm angebrachten Elektroden über, wozu eine höhere Spannung erforderlich ist, als bei der Abreißzündung.

Dafür fallen bei der Kerzenzündung mechanisch bewegte Zwischenteile fort. Während bei der oben beschriebenen Konstruktion der Zündstrom durch die Zündvorrichtung selbst erzeugt wird, wird er namentlich bei größeren Maschinen einer Batterie- oder Gleichstrommaschine entnommen, im ersteren Falle auch durch Kondensatoren auf höhere Spannung und Frequenz gebracht. Ein-



R 4f

Abb. 100. Elektrische Zündung.

ström- wie Auspuffventil werden vor Beginn des betr. Kolbenhubes geöffnet und erst nach Beendigung desselben geschlossen. Dies ermöglicht bessere Beherrschung der Beschleunigungsverhältnisse. Der spätere Schluß des Einlaßventils ermöglicht das Beharrungsvermögen der angesaugten Gasluft-Säule sich auswirken zu lassen und dadurch eine bessere Zylinderfüllung zu erzielen, ebenso ermöglicht die gleichzeitige Öffnung beider Ventile in der Nähe der inneren Totpunktlage, daß das Beharrungsvermögen der Auspuffsäule zum Nachsaugen frischen Gemischs nutzbar gemacht wird.

Ein besonderes Gasventil hat die Aufgabe, die unter höherem Druck stehende Gasleitung während der auf den Saughub folgenden Hübe gegen die Luftleitung abzusperren. Dieses Gasventil wird häufig als doppelsitziges Mischventil ausgebildet.

Die Ventile werden durch unrunde Scheiben oder Exzenter angetrieben, letztere, deren Hub zu etwa $\frac{1}{3}$ ausgenutzt wird, in Verbindung mit Wälzhebeln oder seltener Schwingdaumen arbeiten geräuschloser.

Regelung der Verbrennungskraftmaschinen.

Die Regelung der Verbrennungskraftmaschinen kann auf verschiedene Weise erfolgen:

Regelung durch Aussetzer. Wenn durch schwächere Belastung die Umdrehungszahl steigt, zieht der Regulator die Nockenscheibe, die das Gasventil öffnet, soweit zur Seite, daß der Nocken nicht mehr auf den Hebel einwirkt, das Gasventil also geschlossen bleibt. Einlaß- und Auslaßventil werden in normaler Weise bewegt, der Motor spielt also mit reiner Luft oder zurückgesaugten Abgasen, es fallen Arbeitshübe aus, so daß der Motor von der im Schwungrade aufgespeicherten lebendigen Kraft getrieben wird. Da hierbei das Mischungsverhältnis von Gas und Luft nicht geändert wird, arbeitet dieses Regelungsverfahren mit dem günstigsten Brennstoffverbrauch, der Gang des Motors ist aber sehr unregelmäßig.

Qualitäts- oder Gemischregelung. Bei abnehmender Belastung wird das Mischungsverhältnis geändert, weniger Gas und mehr Luft angesaugt. Die Ladung des Zylinders und damit auch die bei der Kompression erzielte Spannung bleiben (wenigstens annähernd) gleich, das brennstoffärmere Gemisch entfaltet aber bei der Explosion eine geringere Kraft. Da die überschüssige Luft an der Verbrennung nicht teilnimmt, sondern als schädliche Verdünnung wirkt, so ist der thermische Wirkungsgrad natürlich geringer, als bei dem günstigsten Mischungsverhältnis, mit dem der Motor bei normaler Leistung arbeitet. Bei der Gemischregelung ist die Steuerung häufig so eingerichtet, daß anfangs nur Luft und erst später ein Gasluftgemisch angesaugt wird, damit an der Zündstelle reicheres zündfähiges Gemisch lagert. Da der Regulator nur Einfluß auf die von den unvermeidlichen Druckunterschieden abhängige Durchflußgeschwindigkeit hat, so wird die Gemischbildung nur bei großen Durchflußgeschwindigkeiten, Druckgasbetrieb und Vollast einigermaßen gleichmäßig, bei unregelmäßiger Gemischbildung streuen die Diagramme, d. h. bei gleicher Leistung treten verschiedene mittlere Drucke auf. Für Sauggasbetrieb (siehe später) ist die Gemischregelung überhaupt nicht anwendbar.

Quantitäts- oder Füllungsregelung. Das Mischungsverhältnis bleibt unverändert, die Ladungsmenge wird durch den Regulator mit Hilfe einer Drosselklappe oder durch Verstellung der Einlaßsteuerung geändert. Dadurch ändert sich natürlich auch der Kompressionsdruck, es können bei kleinen Belastungen Unterdrucke auftreten, die das Auslaßventil zu öffnen suchen.

Die Gemisch- wie die Füllungsregelung geben einen sehr gleichmäßigen Gang, sie werden deshalb gegenüber der Aussetzerregelung als Präzisionsregelung bezeichnet. Man verbindet ihre Vorteile auch in der Kombinations-

regelung. Bei dieser wendet man die Füllungsregelung bei günstigstem Mischungsverhältnis bis zu der Höchstleistung bei Vollfüllung an, darüber hinaus steigert man die Leistung nach der Gemischregelung durch Einführung größerer Gasmengen. Auch bei kleinsten Leistungen wird zur Sicherung der Zündung das Gemisch wieder angereichert, was auch bei der Füllungsregelung (nach Mees) vorteilhaft geschieht.

Betrieb der Verbrennungskraftmaschinen.

Das Anlassen kleinerer Verbrennungsmotoren geschieht durch Andrehen von Hand am Schwungrad oder mit Sicherheitskurbeln. Das Schwungrad ist dabei so anzufassen, daß man es, wenn die Zündung zu früh erfolgen sollte — das Schwungrad schlägt dann zurück — loslassen kann. Um das Andrehen zu erleichtern, hat man auf der Auslaßnockenscheibe einen besonderen Anlaßnocken, der gegen Ende der Kompressionsperiode kurz öffnet, wodurch der Kompressionswiderstand vermindert wird. Hat die Maschine ihre normale Umdrehungszahl erreicht, so wird dieser Anlaßnocken außer Eingriff gebracht. Größere Motoren werden mit Druckluft oder Hilfsmotoren angelassen.

Verbrennungsmotoren, besonders solche für flüssige Brennstoffe, müssen häufig gereinigt werden, wobei man vor der Herausnahme des Kolbens die Zündung abstellen muß, um Unglücksfälle, falls noch zündfähiges Gemisch im Zylinder ist, zu verhüten. Bei Frostgefahr ist das Kühlwasser aus dem Kühlmantel zu entfernen, da das gefrierende Wasser sogenannte Frostrisse verursachen kann. Bei Gasmotoren, die an die Leuchtgasleitung angeschlossen werden, müssen Gummibeutel oder Gasdruckregler vor dem Motor in die Gasleitung eingeschaltet werden, um eine Rückwirkung des Saughubes auf benachbarte Gasflammen zu vermeiden. Die Auspuffgase sind auf möglichst kurzem Wege an die Luft abzuführen, da sich sonst in der Auspuffleitung u. U. noch zündfähige Gemische ansammeln können. Bei größeren Motoren sind besondere Maßnahmen notwendig, um die Belästigung der Nachbarschaft durch die Geräusche und u. U. der Bauwerke durch die durch den Gang der Maschine hervorgerufenen Schwingungen zu vermeiden: Auspufftöpfe, allmähliche Erweiterung der Auspuffrohre oder besonders konstruierte Schalldämpfer.

Für die Fundamentierung, Montage und erste Inbetriebsetzung eines Verbrennungsmotors gilt in der Hauptsache das bei der Dampfmaschine Gesagte. Über die im Betrieb auftretenden Störungen kann allen Maschinen gemeinsam noch folgendes angeführt werden, wobei darauf hingewiesen sei, daß auch hier das Indikatordiagramm ein wertvolles Hilfsmittel zur Erkennung eines fehlerhaften Betriebes ist.

Versagt der Motor beim Ingangsetzen oder läuft er schwer an, so liegt es gewöhnlich an der Zündvorrichtung, dem Gas- und Luftenlaß oder zu geringer Kompression, das sind auch die Ursachen des Ausbleibens von Zündungen nach dem Anlaufen und zu geringer Krafterleistung bzw. zu hohen Brennstoffverbrauches. Letztere sind neben schlechtem Funktionieren des Regulators und der Steuerung auch auf Undichtigkeiten oder mechanische Widerstände, schlechte Schmierung und Kühlung, übermäßig angezogene Lager, Auffressen sich reibender Flächen zurückzuführen. Von besonderer Wichtigkeit ist die richtige Kompression, da eine zu geringe Kompression

nicht nur Betriebsstörung, sondern auch, wenn diese ausbleibt, erhöhten Gasverbrauch verursacht. Deshalb ist besonders auf das Auslaßventil zu achten, die hohe Temperatur der Auspuffgase verursacht leicht ein Undichtwerden dieses Ventils, wodurch bei der Kompression ein Teil des Gemisches verloren geht, die Kompressionsspannung niedriger wird, wodurch die Entzündungsfähigkeit des Gemisches vermindert wird, Versager entstehen und die Verpuffungsspannung kleiner wird, schließlich auch während des Saughubes Verbrennungsprodukte zurückgesaugt werden, die die neue Ladung verdünnen.

Das „Knallen“, schußartige Verpuffungen im Zylinder, den Auspuff- und Luftleitungen, entsteht bei zu armer Ladung oder undichten Ventilen bzw. Schiebern, Knallen im Zylinder ist ungefährlich, dagegen können Versager und Undichtheiten bzw. fehlerhafte Steuerung der Auslaßventile gefährliche Explosionen in der Auspuffleitung hervorrufen, weshalb diese auch nie in Kamine von Wohnhäusern geleitet werden darf.

Undichtigkeiten der Maschine kann man feststellen, wenn man die Maschine von Hand über den Kompressionspunkt dreht und auf den Widerstand wie auf etwaiges Zischen achtet, sowie durch Ableuchten der in Frage kommenden Stellen während der Kompression.

Beim Kolben setzen sich leicht die Federn fest, man nimmt den Kolben deshalb öfter heraus, reinigt ihn mit Petroleum und ölt ihn gut.

Bei erheblicher Minderbelastung steigt der Brennstoffverbrauch bei Verbrennungsmotoren, namentlich bei Ölmotoren recht beträchtlich, man soll die Motoren deshalb möglichst voll belasten, jedoch nicht überlasten, da dadurch der Brennstoffverbrauch gleichfalls steigt, auch die Motoren leicht stehen bleiben.

Bei Leistungsregelung kann mit sinkender Umlaufzahl zu viel Gas einströmen, da der Regulator nur auf den Querschnitt, nicht auf die vom Druck abhängige Durchflußgeschwindigkeit einwirkt. Da dieses Gas nicht die zur Verbrennung erforderliche Luft vorfindet, sinkt die Leistung weiter, was zur Folge hat, daß der Regulator die Drosselung des Gasstromes noch weiter vermindert, man sagt dann, daß die Maschine „in Gas ersäuft“. Man verhütet dies, indem man von Hand drosselt.

Gaskraftmaschinen.

Gaskraftmaschinen werden mit Leuchtgas, Kraftgas (Sauggas, Generatorgas), Wassergas oder Hochofengas betrieben. Leuchtgas hat einen Heizwert von 4500—5500 WE./cbm, es wird mit Luft im Verhältnis 1 : 10 bis 1 : 6 (Raumteile) gemischt. Kraftgas hat einen Heizwert von 1200—1450 WE./cbm, Mischungsverhältnis 1 : 2 bis 1 : 3, es wird erzeugt, indem man mit Wasserdampf gesättigte Luft durch glühenden Brennstoff (Anthrazit, Koks, Holzkohle, Braunkohle, Torf, Holz, Rauchkammerlöse usw., also auch minderwertige Brennstoffe, leitet. Wassergas mit einem Heizwert von 2300 bis 2600 WE./cbm erzeugt man, indem man Wasserdampf durch glühenden Koks bläst (die Anlagen sind konzessionspflichtig), Mischungsverhältnis 1 : 4 bis 1 : 5, 1 kg Brennstoff gibt bis 1,4 cbm Gas. Hochofengas hat 900 bis 1100 WE./cbm Heizwert, Mischungsverhältnis 1 : 1 bis 1 : 1,5. Koksofengas entspricht etwa geringwertigem Leuchtgas.

Nach dem Wärmewert des Gasluftgemisches richtet sich zunächst die Kompressionsspannung, reiche Gemische können, um Fehlzündungen und zu heftige Verpuffungsstöße zu vermeiden, nur mäßig hoch verdichtet werden auf etwa 5—8 at, schwache Gemische müssen, um sich noch sicher entzünden zu können, auf 8—15 at verdichtet werden. Das Indikatorgramm ist deshalb nicht so genau umgrenzt, wie das der Dampfmaschine. Abb. 98 zeigt ein normales Diagramm bei Vollbelastung, das desselben Motors bei halber Belastung und ein Leerlaufdiagramm.

Als Kleinkraftmaschine hat der Gasmotor sehr an Bedeutung verloren, wo elektrische Energie zu annehmbarem Preise zur Verfügung steht, wird man dem Elektromotor immer den Vorzug geben. Die Deutzer Motorenfabrik liefert einen sowohl für Sauggas und Leuchtgas als auch für flüssige Brennstoffe: Benzin, Benzol, Rohbenzol, Citin, Autin, Petrol, Spiritus geeigneten Kleinmotor, dessen konstruktive Durchbildung einen hohen Grad der Vollkommenheit erreicht hat.

Bei der Kleingasmaschine von Körting-Hannover werden Gas und Luft in einem zweisitzigen Mischventil, das sich während des Saughubes selbsttätig hebt, gemischt. Die Regelung erfolgt auf Quantität durch eine Drosselklappe.

Im allgemeinen wird die liegende Bauart bevorzugt. Als Beispiel eines stehenden Motors zeigt die Abbildung 105 eine Gaskraftmaschine der Güldner-Motoren-Ges. in Aschaffenburg. Die Firma nennt als Vorzüge der stehenden Bauart folgende: Vollständig zentrale Aufnahme des größten Kolbendruckes in der Maschine selbst (nicht durch das Fundament); infolgedessen höchste Standfestigkeit, kein Durchbiegen (Vibriieren) des Zylinders oder Gestelles, sowie gesicherte Wellenlagerung und einfache Aufstellungsart. Kein Unrundlaufen der Zylinderbohrung durch Kolbengewicht und Staubnieder schläge; dauerndes Dichthalten und gleichmäßige, sparsame Schmierung des Kolbens und Zylinders. Freie Lage und allseitige Zugänglichkeit der arbeitenden Teile, besonders der Ventile, Zünder und Getriebe. Einfachste und für die Instandhaltung beste Anordnung der Gas-, Luft- und Wasserleitungen. Ungezwungene Verbindung der tiefgelagerten Kurbelwelle mit Arbeitsmaschinen (Dynamos, Pumpen). Weniger störende Massenwirkungen, daher für schlechten Baugrund vorzugsweise geeignet. Kleinster Raumbedarf (um etwa $\frac{1}{3}$ weniger als bei gleichstarken liegenden Motoren); außerdem einfachstes Fundament (fast um die Hälfte billiger als bei gleichstarken liegenden Motoren).

Die Großgasmaschinen werden meist doppeltwirkend ausgeführt, für größere Leistungen als Tandemmaschine (hintereinander geschaltete Zylinder), wobei man die Zündungen um einen Hub gegeneinander versetzen kann, so daß bei jedem Hub in einem der beiden Zylinder vor oder hinter dem Kolben eine Zündung erfolgt, die Maschine also im Eintakt arbeitet. Bei Zwillingstandemmaschinen erzielt man eine weitere Erhöhung der Gleichförmigkeit des Ganges durch Versetzung der Kurbeln unter 90°. Auch bei den Großgasmaschinen wird neuerdings meist Quantitätsregelung angewandt.

Als Beispiel einer Großgasmaschine zeigt Abb. 101 a und b die Bauart von Ehrhardt & Sehmer in Saarbrücken. Die Abb. 101 a zeigt einen Längsschnitt einer 2600 PS.-Hochofengasmaschine von 1300 mm Hub und 90 Umdr./Min., 101 b den Querschnitt durch einen Zylinder mit Steuerung.

Die Maschine ist eine doppelwirkende Viertaktmaschine mit zwei Kraftzylindern in Reihenordnung, für sehr große Leistungen wird auch die Zwillings-Reihenbauart gewählt, bei der das zur Erzielung eines bestimmten Ungleichförmigkeitsgrades erforderliche Schwungmoment sehr gering wird.

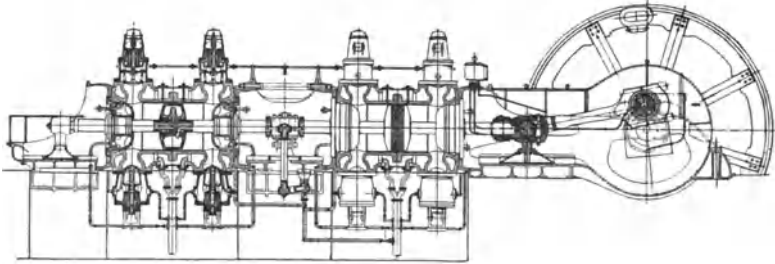


Abb. 101 a. Hochofengasmaschine von Ehrhardt & Seher (Längsschnitt).

Bemerkenswert ist die von Guß- und Wärmespannungen freie Bauart des Zylinders, der sich aus den beiden Zylinderköpfen, einer eingeschrumpften Laufbüchse aus Hartguß und dem zweiteiligen Kühlmantel aus Schmiedeeisen zusammensetzt. Beim Kolben ist die Länge der äußeren Lauffläche im

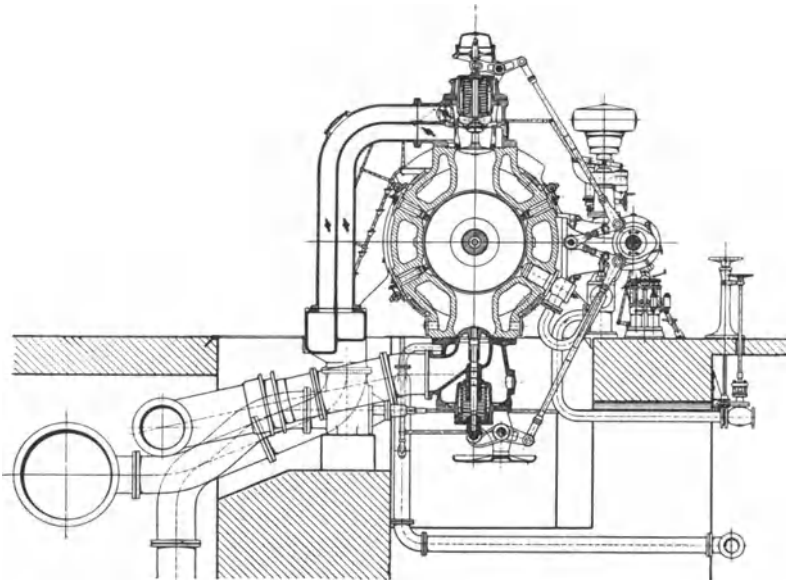


Abb. 101 b. Hochofengasmaschine von Ehrhardt & Seher (Querschnitt).

Verhältnis zur Nabenlänge gering, so daß Wärme- und Gußspannungen herabgemindert werden. Der Durchbiegung der Kolbenstangen wird durch entsprechende Bemessung der Kreuzkopfhöhen Rechnung getragen. Bei der Durchbildung der ganzen Maschine ist sorgfältig beachtet, daß das Gas möglichst zwischen glatten, geraden Wandungen ohne tote Ecken und scharfe Richtungswechsel geführt wird, damit den festen Bestandteilen des Gases

keine Gelegenheit zur Ausscheidung geboten und die bei der Gasmaschine zeitweise notwendige Reinigung erleichtert wird. Bei der Steuerung werden Regelung der Gemischmengen und Absperren der Leitungen voneinander durch getrennte Organe ausgeführt. Die Gemischzusammensetzung wird durch Drosseln geregelt, bei größeren Belastungen der Maschine wirkt der Regler fast ausschließlich auf die Gasdrosselklappen, bei kleinerer Belastung auch stärker auf die Luftdrosselklappen. Gas und Luft werden der Maschine gleichmäßig während des ganzen Ansaughubes zugeführt. Das Absperren der Gasleitung während der Hubpausen geschieht durch ein auf der Spindel des Einlaßventils (Abb. 101 b) sitzendes, durch eine Feder auf seinen Sitz gedrücktes Tellerventil, das mit einer Überdeckung versehen ist, damit die Ventilöffnung den jeweilig vorliegenden Gasverhältnissen angepaßt werden kann. Beim Öffnen des Einlaßventils wird das Tellerventil durch einen Anschlag auf der Spindel mitgenommen. Je nach der Einstellung dieses Anschlages und der Größe der Überdeckung öffnet das Einlaßventil etwas früher und schließt etwas später als das Gasventil. Der Mischraum vor dem

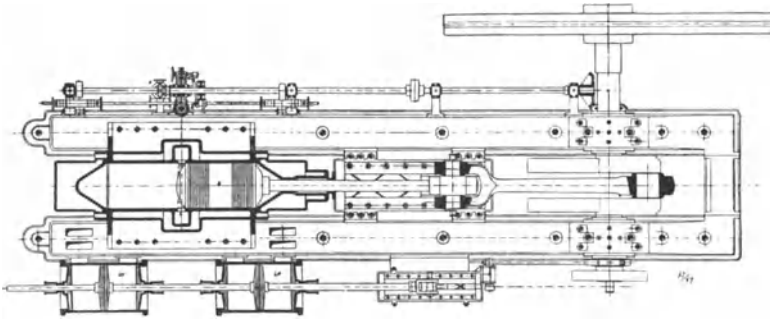


Abb. 102. Grundriß der doppelwirkenden Zweitaktmaschine von Gebr. Körting. *K* Kolben im Arbeitszylinder, *S* Auslaßschlitze. *GP* Gaspumpe. *LP* Luftpumpe. *E* Einstellvorrichtung für den Zünder, *B* Steuerung für das Anlassen mit Preßluft.

Einlaßventil wird also vor Schluß jedes Ansaughubes von brennbarem Gemisch rein gespült und Rückzündungen mit Sicherheit vermieden. Die Auslaßventile werden ungekühlt ausgeführt, eine Schutzkappe schützt die Spindel-führung vor den heißen Gasen. Ein- und Auslaßventile werden durch einen gemeinsamen Nocken auf der Steuerwelle bewegt. Die parallel zur Zylinderachse liegende Steuerwelle wird von der Hauptwelle aus durch Zahnrad und Schnecke und zwei weitere Zahnräder angetrieben. Die Zündung ist Schlagapparatzündung, geschieht also durch einen Öffnungsfunken. Gekühlt werden Kolben mit Stange, Zylinder, Zylinderdeckel, Auslaßgehäuse und deren Einsätze.

Thyssen & Co. laden dem angesaugten Gemisch Druckluft nach. Nach dem Hellmannschen Verfahren wird der Zylinder mit Druckluft von $\frac{1}{4}$ at Überdruck ausgespült, dann reines Gas zugeführt, das sich mit der Spülluft mischt, schließlich ein Gemisch von Gas und Luft.

Als Beispiel einer Zweitaktmaschine zeigt Abb. 102, 103 u. 104 eine Gasmaschine von Gebr. Körting, Körtingsdorf bei Hannover. Die Arbeitsweise ist folgende:

Die Maschine ist doppelwirkend wie eine Dampfmaschine, daher ist der Arbeitszylinder nach der Vorder- und Hinterseite symmetrisch angeordnet, die Einlaßorgane befinden sich in den vorgeschraubten Ventilköpfen. Besondere Auslaßorgane sind nicht vorhanden, sondern das verbrannte Gemisch

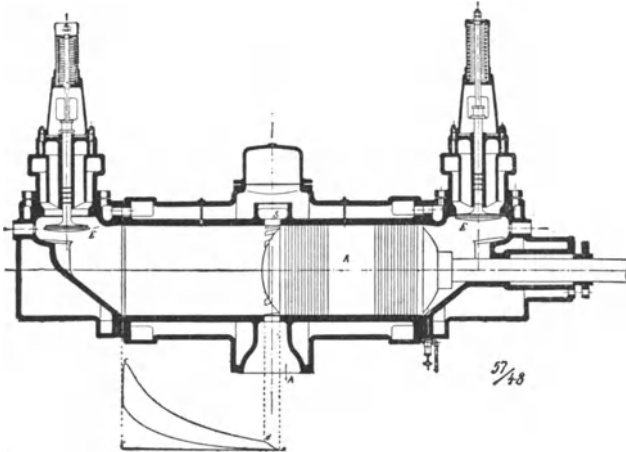


Abb. 103. Längsschnitt durch den Zylinder der doppelwirkenden Zweitaktmaschine von Gebr. Körting.

tritt durch in der Mitte der Zylinder befindliche Schlitze ins Freie. Den Abschluß dieser Schlitze bewirkt der Kolben der Maschine selbst. Dieser ist lang gestaltet und besitzt nach beiden Seiten die bekannten selbstspannenden Dichtungsringe.

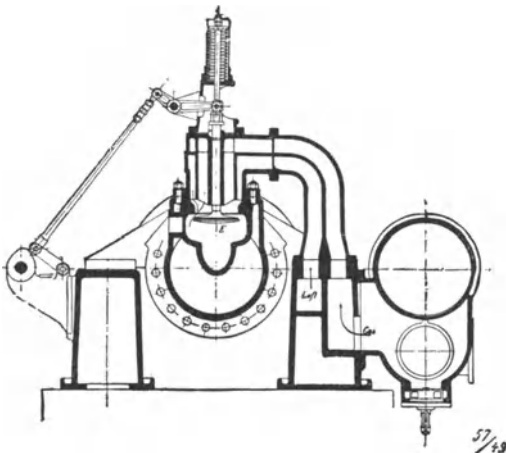


Abb. 104. Querschnitt durch das Einlaßventil der doppelwirkenden Zweitaktmaschine v. Gebr. Körting.

gewährt, in den Arbeitszylinder eingeführt wird. Die Druckräume der Pumpen sind getrennt, und zwar derart, daß je die vordere Seite der Luftpumpe und Gaspumpe in den vorderen Teil des Arbeitszylinders schafft, die hintere Seite in den hinteren Teil des Arbeitszylinders. Der Druck, auf welchen die beiden Pumpen das Gas und die Luft verdichten, ist nur ca. 0,6 Atmosphären.

Betrachtet man den Kolben in der Totpunktlage, wie die obenstehende Zeichnung darstellt, so sieht man, daß die Auslaßschlitze nach der linksseitigen Zylinderseite hin freigelegt sind. Schon bei Beginn des Freilegens der Schlitze S (Stelle d des Diagrammes) sinkt die Spannung der im Zylinder befindlichen Verbrennungsrückstände schnell bis auf den Atmosphärendruck; sobald dieses stattfindet, öffnet sich das Einlaßventil E, und die neue Ladung wird durch die Pumpen in den Arbeitszylinder gefördert, und zwar zufolge der Anordnung der Gaspumpensteuerung zunächst Luft allein, um die Verbrennungsgase von dem nachfolgenden Gemisch zu trennen, und dann Gas und Luft im richtigen Verhältnis gemischt. Kurz nachdem die Ausströmungsschlitze durch den zurückgehenden Kolben wieder geschlossen sind, haben auch die Pumpen ihre Totpunktstellung erreicht, die Förderung des Gemischs hört auf, das Einlaßventil schließt und es folgt nun Verdichtung der Ladung, Zündung, Expansion und Ausblasen. Die Regelung erfolgt derart, daß die Gaspumpe bei abnehmender Leistung entsprechend später anfängt, Gas zu fördern, also weniger Gas in den Arbeitszylinder einschiebt und daß durch eine vom Regulator betätigte Drosselvorrichtung ein Rücklauf aus dem Druckraum in den zugehörigen Zylinderraum der Pumpe beeinflußt wird. Die Maschine arbeitet also mit veränderlicher Menge der Gemischladung, die Zündung erfolgt durch Magnetinduktor, der Antrieb der Zünderwelle ist verstellbar, so daß sich der Zündzeitpunkt der Gasart anpassen läßt.

Das Anlassen der Großgasmaschinen geschieht meist durch Druckluft von 10—20 at und einer Luftfüllung von 20—30 %, bei Mehrzylindermaschinen wird meist nur die Hälfte aller Kolbenseiten mit Druckluftsteuerung ausgeführt. Um ein Beschlagen der Zündvorrichtungen zu verhüten, muß die Luft an der höchsten Stelle der mit Entwässerung auszuführenden Druckluftsammlgefäße entnommen werden. Gasdynamos für Gleichstrom können durch eine Akkumulatorenbatterie oder durch eine zweite Gleichstrommaschine angelassen werden. Gasgebläse laufen leer an.

Bei der konstruktiven Durchbildung des Zylinders ist, wie zum Teil schon an obigen Beispielen erläutert wurde, besonders auf die Wärmespannungen Rücksicht zu nehmen, die leicht Risse hervorrufen können. Die Ventile sind meist einsitzige Tellerventile, häufig aus Stahl in einem Stück mit der Ventilspindel geschmiedet. Das Kolbengewicht wird durch gebogene oder geknickt hergestellte Kolbenstangen ausgeglichen. Bei der konstruktiven Durchbildung von Kolben, Stopfbüchsen usw. ist, wie bei der des Zylinders den auftretenden hohen Temperaturen und den dadurch hervorgerufenen Wärmespannungen Rücksicht zu tragen.

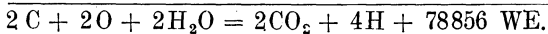
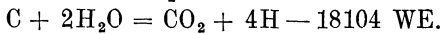
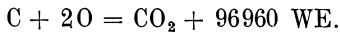
Kraftgaserzeugung.

Man unterscheidet Druckgasanlagen und Sauggasanlagen. Bei den Druckgasanlagen, die konzessionspflichtig sind, saugt der in einem besonderen Dampfkessel erzeugte Dampf, bevor er in den Rost des Generators eintritt, mittels Dampfstrahlgebläse die Verbrennungsluft an. Der vorhandene Druck ermöglicht die Anwendung ausgedehnter Reinigungsanlagen, die das Gas durchströmen muß, das Verfahren eignet sich also für bituminöse und minderwertige Brennstoffe.

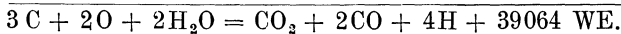
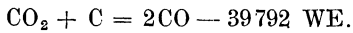
Bei den Sauggasanlagen saugt der Motor selbst die mit Wasserdampf gesättigte Luft an, wobei ausgedehnte Reinigungsanlagen natürlich den Widerstand sehr vergrößern. Dagegen hört beim Stillsetzen des Motors auch die Gasentwicklung auf, in den Apparaten herrscht ein Unterdruck, so daß Gefahren ausgeschlossen sind und deshalb kann die ganze Anlage überall unbedenklich aufgestellt werden.

Die chemischen Vorgänge bei der Erzeugung solchen Kraftgases verlaufen nach folgenden Gleichungen:

Verbrennungszone:



Vergasungszone



Aus der Vergasung von 3 · 12 kg Kohlenstoff würden also 39064 WE. freie und

$$2CO = 2 \cdot 28 \cdot 2442 = 136752$$

$$4H = 4 \cdot 28766 = 115064$$

$$\text{Summe: } 251816 \text{ WE.}$$

gebundene Wärme entstehen, d. h. 13% der Wärme des Kohlenstoffs wird frei und 87% sind im Kraftgas gebunden. Dieses würde, wenn der Prozeß

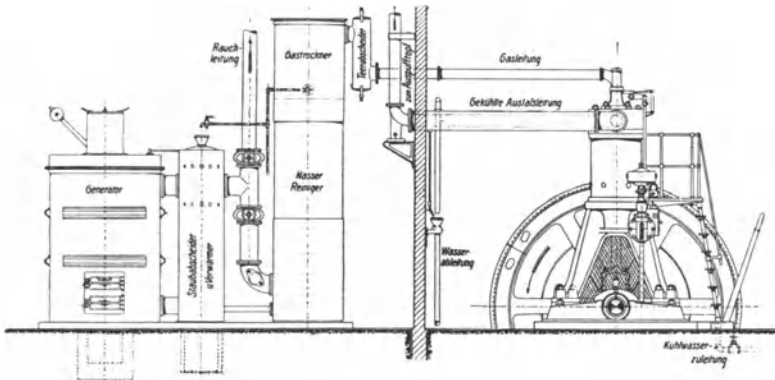


Abb. 105. Aufstellungsskizze einer 100 PS.-Sauggasmotorenanlage mit Anthrazit- oder Koksgenerator (Güldner Motoren G. m. b. H.).

ideal verlaufen würde, was natürlich nicht der Fall ist, 23% H, 23% CO, 11% CO₂ und 43% N enthalten. In Wirklichkeit erzielt man bei Anthrazit- und Koksgeneratoren 80–85%, für geringerwertige Brennstoffe weniger.

Als Beispiel einer Sauggasanlage zeigt Abb. 105 und 106 eine Anlage der Güldner Motoren-Ges. in Aschaffenburg, die auch den im Gegensatz zu den meisten liegend gebauten Gasmaschinen stehend ausgeführten schon erwähnten Güldner Motor erkennen läßt. Abb. 106 zeigt die Anlage in der Ansicht, Abb. 106 die einzelnen Teile im Schnitt.

Die Gasgeneratoren sind Schachtfüllöfen.

Die Anthrazitgaserzeuger haben sämtlich solide schmiedeeiserne (nicht gegossene) Schachtmäntel und Böden, die Mantelform ist nur bei den kleinen Modellen zylindrisch, im übrigen aber prismatisch und mit Belageisen sehr kräftig verstärkt. Zum schnellen, bequemen Schüren und Abschlacken des Rostes sind nicht nur vorn, sondern auch auf der Rückseite weite Feuertüren mit Stoßlöchern vorgesehen, die den ganzen unteren Schachtraum leicht

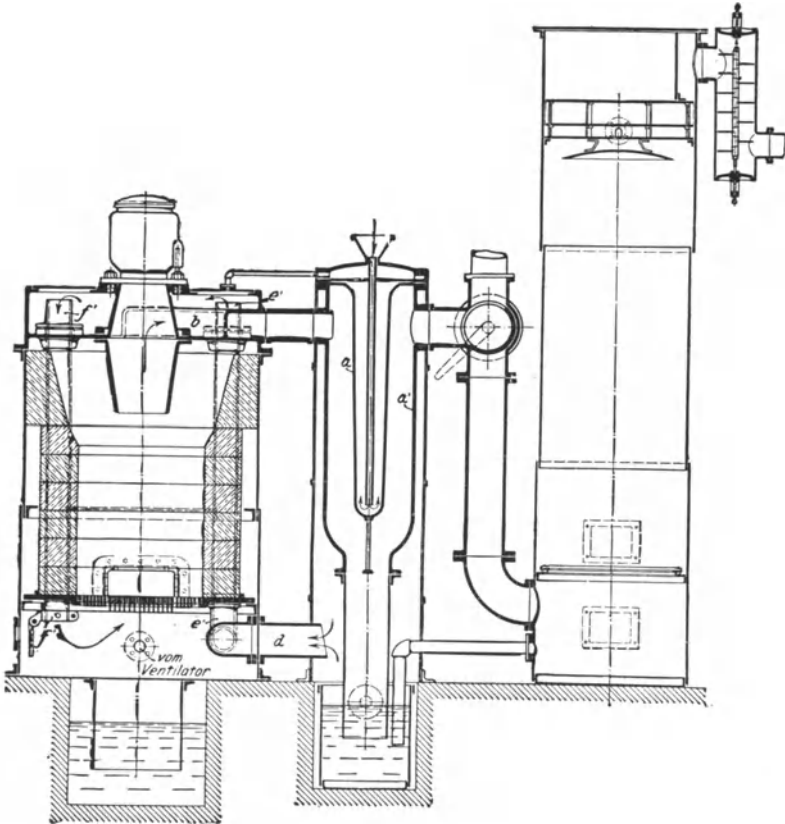


Abb. 106 Schnitt durch Generator und Reinigungsanlage
(Güldner Motoren G. m. b. H.).

bedienen lassen. In den prismatischen Schachtmänteln sitzt ein außen zylindrisches Schamottesteinfutter, welches die vier Manteldecken für die Luftleitungen zum Hauptverdampfer und für die Dampfgemischleitungen von diesen zum Aschenraum freiläßt. Diese Steigrohre sind, ebenso wie das Schachtmauerwerk, durch dicke Kieselgurlagen sehr wirksam isoliert. Der Aschenraum der größeren Generatoren entleert sich in eine im Fundament ausgesparte Wassergrube, aus der die Asche und Schlacke jederzeit ohne Betriebsunterbrechung herausgezogen werden können.

Den oberen Abschlußdeckel des Schachtes bildet der Hauptverdampfer, der heißes Wasser aus dem Vorverdampfer empfängt, und in dem sich folglich

nur wenig Kesselstein niederschlagen kann. Er ist je nach Größe in Gußeisen oder Schmiedeeisen ausgeführt. Der Fülltrichter auf dem Generatordeckel hat innen und außen einen sicheren Doppelschluß.

In dem Vorverdampfer mit Staubabscheider (rechts am Generator) wird zunächst die vom Gase mitgerissene grobe Flugasche zurückgehalten und gleichzeitig der größte Teil der Gaswärme an das Speisewasser und die Generatorluft abgegeben. Dieser Vorwärmer ist mit einem Blechmantel umkleidet, der mit seinem unteren Ende auch die Teervorlage des nassen Reinigers dicht umhüllt. Aus dem so gebildeten Ringraume saugt der Generator die vorgewärmte Luft und zusammen damit den Teerwasserdunst der Vorlagen ab. Dieses Verfahren vermindert sowohl die Wärmestrahlung als die Abwassergerüche im Maschinenraum sehr fühlbar, sie ist also in wirtschaftlicher und betriebstechnischer Hinsicht vorteilhaft.

Der schmiedeeiserne Naßreiniger von sehr reichlicher Höhe ist für Holzhorden- oder Stückkoksfüllung eingerichtet. Der Wasserzerstäuber hat nur eine einzige große Öffnung, die weder durch Teer, noch durch Unreinheiten des Wassers verstopft werden kann. Für die weitere Reinigung des gewaschenen Gases sorgen der oberhalb des Skrubbers eingebaute Trockenreiniger mit Holzspanfüllung, ein Teerabscheider und bei größeren Maschinen auch noch ein gleichzeitig als Druckregler dienender Gastrockner (Gassammler), in dem sich der im Gase mitgeführte Wasserdampf niederschlagen kann.

Am unteren Schlammraum des nassen Reinigers und an allen Rohrknieen sind leicht zu öffnende Putzluken vorgesehen, auch die Deckel der Trockenreiniger und der Teerabscheider sind mit wenigen Griffen bei den Instandhaltungsarbeiten zu lösen. Zum Anfachen des Generators beim Inangsetzen dient ein Ventilator, der entweder von Hand oder motorisch angetrieben werden kann.

Die Generatoren für Braunkohlenbriketts werden in allen Größen mit prismatischem Blechmantel ausgeführt, im äußeren Aufbau stimmen sie wesentlich mit den Anthrazitgeneratoren nach den beigegeführten Schaubildern überein, haben jedoch eine größere Bauhöhe und einen anderen Staubabscheider. Das Gas wird den Braunkohlengeneratoren nicht am oberen Ende, sondern ungefähr auf halber Höhe des Schachtes, unterhalb der oberen Glühzone, entnommen, wobei das der ersten Hitze ausgesetzte Anschlußstück für den Absperrschieber mit Wasser gekühlt ist. Die obere Füllöffnung bleibt im Betriebe stets ganz geöffnet; das Auffüllen des frischen Brennstoffes ist also ganz so ungezwungen wie bei jeder offenen Feuerung. Besondere Verdampfer sind bei den Braunkohlengasanlagen unnötig, weil die Briketts an sich eine große Eigenfeuchtigkeit haben; die etwa erforderlich werdende geringe Menge Zusatzdampf entwickelt sich aus dem Kühlwasser des oben erwähnten Anschlußstutzens in dem Aschenraume, der hierfür einen eigenen regelbaren Wassereinlauf hat.

Jeder Braunkohlengenerator ist mit einem sog. Rauchgasverbrenner ausgerüstet, in dem die während der Betriebspausen, besonders auch beim Anheizen entstehenden Rauchgase verbrannt und so gut wie geruchfrei gemacht werden. Auch für große Anthrazit- und Koksgaserzeuger kann dieser Gasverbrenner gute Dienste leisten.

Die marktgängigen Sauggeneratoren sind auf einen der folgenden Brennstoffe hingewiesen:

Nußanthrazit Körnung III (15/40 mm, sog. Motorenanthrazit), zuweilen vermischt mit Nuß IV oder noch kleinerem Korn;

Gas- oder Zechenkoks von etwa 30/50 mm Stückgröße und nicht zu großem Schlacken- oder Wassergehalt;

Braunkohlenbriketts möglichst in Würfelform (sog. Industriebriketts), mit nicht zu großem Teergehalt.

Die Sauggasanlagen für verschiedene Brennstoffe weichen natürlich in Einzelheiten voneinander ab, ebenso die Ausführungen verschiedener Firmen. Die Sättigung der Luft mit Wasserdampf ist in doppelter Hinsicht von Vorteil, einerseits reichert der bei der Zersetzung des Wasserdampfes sich bildende Wasserstoff das Gas an, andererseits wird infolge des freiwerdenden Sauerstoffs nur eine geringere Luftmenge erforderlich und damit der Gehalt an unwirksamem Stickstoff geringer. Nach Versuchen von K. Neumann ist 0,4 kg Wasser auf 1 kg Kohle die günstigste Zusatzmenge, in der Praxis nimmt man aber mehr, nach Körting ist die Höchstgrenze 1 kg auf 1 kg Kohlenstoff. Der durchschnittliche Rost- und Schachtquerschnitt kann bei Anlagen bis 25 PS. 45—55 qcm pro Pferdestärke, bei größeren Anlagen 35—45 qcm genommen werden, bei kleinstückigen und Brennstoffen von geringem Heizwert 25—30 qcm. Der Generatorraum soll bei Anthrazit mindestens 3 l, bei Koks und Braunkohle mindestens 5 l pro effektive Pferdestärke sein, die zur vollkommenen Reduktion der CO_2 zu CO erforderliche Schütthöhe für Koks von 3×2 cm 750 mm, von 3×5 cm 1150 mm, von 5×7 cm 1800 mm, für Steinkohle von 1×2 cm genügen 550 mm, während bei größerem Brennstoff Schütthöhen bis 1,5 und 2 m erforderlich sind. Bei bituminösen Brennstoffen führt zu hohe Schichthöhe zur verstärkten Ausscheidung von Teer und Ruß. Zu grobe Stücke einerseits und Staub andererseits erleichtern Kanalbildungen, durch welche große Mengen von Verbrennungsluft, ohne auf den Kohlenstoff einzuwirken, durch den Generator gehen und das Gas verschlechtern.

Für bituminöse Brennstoffe verwendet man, wie schon bei Besprechung der Güldnerschen Anlage gesagt wurde, den Doppelgenerator, dem oben und unten Luft zugeführt wird, so daß sich zwei Brennzonen bilden. Der oben aufgegebenen Brennstoff wird in der oberen Zone verkocht, in der unteren vollständig entgast, die Teerdämpfe werden bei diesem System in für den Maschinenbetrieb unschädliche Gase zerlegt. Wenn der Widerstand der Reinigungsanlagen für die Saugwirkung zu groß ist, kann man Anlagen mit vereinigter Saug- und Druckwirkung anwenden. Ein zwischen Reinigungsanlage und Motor befindliches Gebläse saugt das Gas an und drückt es weiter durch einen Regler und einen das Rückschlagen der Flamme verhindernden Kiestopf zum Motor. Steigt der Druck zu hoch an, läßt der Regler das überschüssige Gas in die Saugleitung zurückfließen oder wenn das nicht genügt, in den Schornstein entweichen.

Die nassen Reiner brauchen pro PS. etwa 15—20 l Wasser.

Bei Entlastung des Motors nimmt der Heizwert des Gases und damit auch der Wirkungsgrad des Generators schnell ab.

Explosionsmotoren für flüssige Brennstoffe.

Die Explosionsmotoren für flüssige Brennstoffe gleichen in der Arbeitsweise und Bauart den Gasmotoren, nur daß sie mit Vorrichtungen zur Vergasung bzw. Zerstäubung des Brennstoffs ausgerüstet sind. Diese Vorrichtungen können in folgender Weise wirken:

1. In sogenannten Karburatoren fein verteilte Luft durch den Brennstoff saugen. Dieses Verfahren ist nur für leichtflüchtige Brennstoffe, z. B. Benzin, anwendbar, auch besteht die Gefahr, daß sich zuerst die leichtflüchtigen Anteile verflüchtigen, die schwerflüchtigen zurückbleiben und das Gemisch dadurch ungleichmäßig wird.

2. Der Brennstoff wird außerhalb des Zylinders in einem besonders geheizten Verdampfer unter Zumischung von Luft verdampft. Hierzu ist eine besondere Heizflamme notwendig, die Maschine kann aber mit dem für Dauerbetrieb bestimmten Brennstoff angelassen werden.

3. Der Brennstoff wird in einer mit dem Zylinder ständig verbundenen Kammer verdampft. Diese Kammer wird vor dem Anlassen des Motors durch eine Gebläselampe auf Rotglut erhitzt und später durch die im Zylinder entwickelte Wärme auf der erforderlichen Temperatur erhalten. Das Verfahren ist auch für schwerflüchtige Brennstoffe wie Rohnaphta geeignet, der Brennstoff wird durch eine Pumpe in den Vergaser gedrückt und mischt sich dort mit der während des Saughubes angesaugten, während des Kompressionshubes in den Verdampfer gedrückten Luft. Kurz vor dem Totpunkt wird das Gemisch zündfähig und entzündet sich an den Vergaserwänden.

4. Der Brennstoff wird durch den mit großer Geschwindigkeit strömenden Luftstrahl durch Zerstäubungsdüsen angesaugt und zerstäubt. Diese Methode wird für Benzin, Spiritus und Petroleum angewandt.

Der Brennstoffverbrauch beträgt nach Körting beim Betrieb mit Benzol, Ergin und Autin bei einer Dauerleistung von 5—6,5 PS. bei Vollast 330 g, bei halber Last 460 g, bei 10—12 PS. 280 g und 400 g, bei 25—40 PS. 250 g und 360 g, von 40 PS. aufwärts etwa 360 g, bei Verwendung von Benzin etwa 5% mehr, der Schmierölverbrauch je nach Größe der Maschine 5—2 g pro Pferdekraftstunde.

Die Deutzer Gasmotorenfabrik baut auch Motoren für Naphtalin, das durch das heiße Kühlwasser des Zylindermantels verflüssigt wird, ein 10 PS.-Motor braucht 0,3 kg pro Pferdekraftstunde.

Gleichdruckmotoren.

Die Explosionsmotoren eignen sich wenig für schwerflüchtige Brennstoffe, da diese in denselben nur unvollkommen verbrennen und die Verbrennungsrückstände den Motor verschmutzen, weshalb auch bei Motoren für flüssige Brennstoffe eine häufigere Reinigung des Zylinders nötig ist, als bei Gasmotoren.

Ein Motor, zu dessen Betrieb auch die billigen schwerflüchtigen Öle (Rohpetroleum, Brennkohlenteeröle) verwendet werden können, ist der Dieselmotor, der kein Explosionsmotor, wie die vorherbeschriebenen, sondern ein Gleichdruckmotor ist. Auch er arbeitet bei den älteren Ausführungen im Viertakt. Beim ersten Hub wird Luft angesaugt, diese wird beim zweiten

Hub auf 30—32 at komprimiert, wobei sie sich auf etwa 600° erhitzt. Im Anfang des 3. Hubes (während etwa 10% des Hubes), des Arbeitshubes, wird durch Preßluft von etwa 40 at ein Strahl des flüssigen Brennstoffes in diese hoch erhitzte Luft eingeblasen. Dieser entzündet sich und verbrennt, worauf die bei der Verbrennung gebildeten Gase bis auf 2—3 at Enddruck expandieren. Beim 4. Hube werden die Abgase ins Freie ausgestoßen. Die Regulierung erfolgt durch Veränderung der Dauer der Brennstoffeinführung.

Das Diagramm zeigt Abb. 107, a—b Ansaugen, b—c Verdichten der Luft, c—d Verbrennung des eingeblasenen Brennstoffes, d—e Expansion der Verbrennungsgase, e—a Auspuff.

Das Diagramm gleicht mehr dem der Dampfmaschine, an Stelle der plötzlichen stoßartig wirkenden erheblichen Drucksteigerung beim Explosionsmotor haben wir hier eine unter nahezu gleichem Druck vor sich gehende ruhige Verbrennung und es verbrennen dabei auch die genannten Rohöle vollständig ohne Hinterlassung



Abb. 107. Diagramm des Dieselmotors.

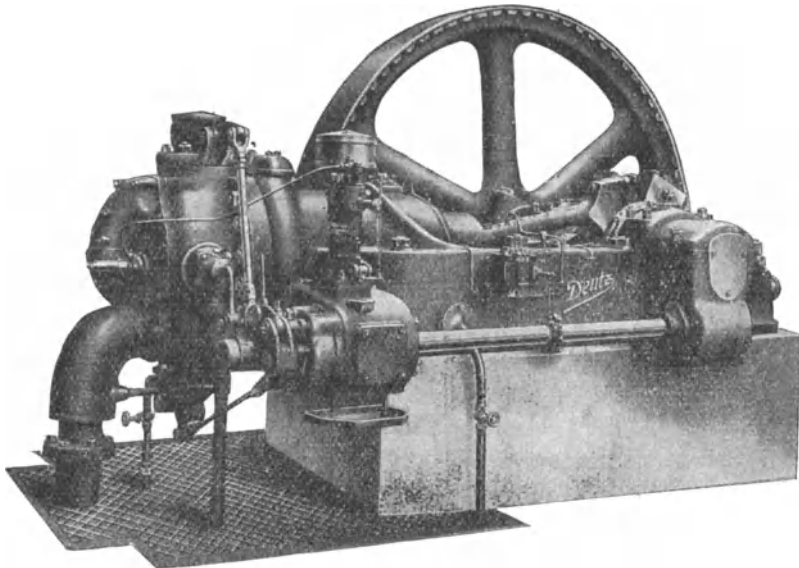


Abb. 108. Kompressorloser Deutzer Dieselmotor.

von Verbrennungsrückständen. Der Verbrauch an Treiböl ist bei den kleinsten Modellen (5—10 PS.) 500—550 g bei Vollast, 800—850 g bei halber Last, bei den größeren Ausführungen 100 PS. und mehr, 200 bzw. 230 g pro Pferdekraftstunde. Dieselmotoren werden heute bis zu den höchsten Leistungen ausgeführt, höhere Leistungen mit mehreren Zylindern. Die Bauart war anfangs die stehende, doch wird auch die liegende Bauart ausgeführt, außer der Viertaktmaschine auch die Zweitaktmaschine mit Spülluft und besonderer Ladepumpe.

Neuerdings baut man Dieselmotoren ohne Kompressor, bei denen der Brennstoff ohne Benutzung von Einblaseluft in die Verbrennungsluft, die

(wie oben) so stark zusammengepreßt wird, daß ihre Temperatur die Entzündungstemperatur des Brennstoffs übersteigt, eingespritzt wird, wobei er sich sofort entzündet und verbrennt. Der Brennstoffverbrauch beträgt dabei nach Angabe der Motorenfabrik Deutz-AG. 195—220 g pro effektive Pferdekraftstunde bei Verwendung eines Brennstoffs von 10000 WE./kg. Bei der Deutzer Maschine, die im Gegensatz zu den früheren Bauarten der Dieselmotoren eine liegende ist, wird die Verbrennungskammer durch Aushöhlung des Kolbens gebildet, der Brennstoff wird durch eine achsiale selbsttätig gesteuerte Düse eingespritzt (bei anderen Konstruktionen nach Vickers gegen einen flachen Kolben, nach Price zwei gegeneinander gerichtete Ölstrahlen). Abb. 108 zeigt einen kompressorlosen Deutz-Dieselmotor MG.V. von 100 PS. Diese Motoren sind nach Auswechslung weniger Teile auch für den Betrieb mit gasförmigen Brennstoffen zu gebrauchen. Der Motor ist jederzeit betriebsbereit, er wird mit Druckluft angelassen, die bei kleineren Bauarten vom Motor selbst, bei größeren durch einen kleinen Kompressor für niedrig gespannte Luft erzeugt wird. Der kräftig ausgebildete Lagerbock, der auch die Lager für Kurbelwelle und Steuerwelle trägt, ist mit dem Kühlwassermantel aus einem Stück gegossen. Das aus Spezialgußeisen hergestellte Zylinderrohr ist auswechselbar in den Kühlwassermantel eingesetzt, wodurch auch die Möglichkeit freier Ausdehnung bei Erwärmung gegeben ist. Die Kühlräume besitzen große Reinigungsöffnungen. Der mit selbstspannenden Ringen (siehe Abschn. VIII Maschinenteile) ausgerüstete Kolben ist besonders lang gehalten, wodurch die Abnutzung des Zylinders auf ein Mindestmaß beschränkt ist. Die Kurbelwelle ruht in Ringschmierlagern. Die im Maschinenrahmen, also unabhängig vom Zylinderkopf parallel der Zylinderachse gelagerte Steuerwelle wird durch Schraubenräder in der halben Umlaufzahl der Kurbelwelle angetrieben. Die Brennstoffpumpe wird mittels Nocke von der Steuerwelle aus angetrieben. Die Regelung erfolgt mittels Fliehkraftregler durch früheres oder späteres Öffnen eines Überströmventils. Die Bewegung der Ein- und Ausströmventile erfolgt zwangsläufig, bei den kleineren Maschinen mittels Nocken und Rolle, bei den größeren mittels Exzenter und Wälzhebel von der Steuerwelle aus.

Vorteile des Motors sind noch vollkommene Verbrennung, geruchloser Auspuff, Wegfall der Verluste, die beim Anheizen anderer Motore für flüssige Brennstoffe entstehen, Wegfall jeder Feuergefahr, der Gefahr durch Frühzündungen und die Möglichkeit, den Motor sofort nach dem Anlassen zu belasten. Der Kühlwasserverbrauch beträgt bei 12—15° Eintrittstemperatur nur 10—12 l/PS_e st.

Stehende Dieselmotoren gleichen äußerlich in der Bauart dem Güldnermotor (Abb. 105).

C. Die Wasserkraftmaschinen.

Allgemeines über Wasserkraftmaschinen.

Bei den Wasserkraftmaschinen wirkt entweder das Gewicht des aus einer gewissen Höhe herabfallenden Wassers, oder die lebendige Kraft des Wassers, die von der Geschwindigkeit abhängig ist.

Die Arbeitsleistung des aus der Höhe h in der Sekunde herabfallenden Wassergewichts G ist

$$G \cdot h \text{ mkg,}$$

das Arbeitsvermögen des mit der Geschwindigkeit v fließenden Wassergewichts G

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2}$$

da die Geschwindigkeit v als Endgeschwindigkeit einer Fallbewegung

$$v = \sqrt{2gh}$$

aufzufassen ist, ist dies

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{2gh}{2}$$

also auch $G \cdot h$. In jedem Falle ist also, wenn η der Wirkungsgrad der Wasserkraftanlage ist, die Nutzleistung in Pferdestärke

$$N = \frac{G \cdot h}{75} \cdot \eta$$

bzw. in Kilowatt

$$N = \frac{G \cdot h}{102} \cdot \eta$$

Die Wasserkraftanlagen erfordern in der Regel kostspielige Bauten, arbeiten aber dann mit einem kostenlosen Betriebsstoff und stellen so die billigste Betriebskraft dar. Nachteile sind die ungleichen Wassermengen, u. U. das zeitweise völlige Versiegen in Zeiten der Trockenheit, andererseits die Gefährdung der Anlagen durch Hochwasser. Beide Nachteile werden durch Anlage großer Staubecken, der Talsperren, ausgeglichen. Dieselben machen auch die Stelle des Energieverbrauchs unabhängig von der Stelle der Energiegewinnung, denn die Ausbeutung vieler Wasserkräfte scheitert an der Unmöglichkeit, an Ort und Stelle Fabrikanlagen zu bauen. Man hat in letzter Zeit durch den Bau von Talsperren mit Wasserkraft betriebener Überlandzentralen usw. sich bemüht, die vorhandenen Wasserkräfte mehr als bisher nutzbar zu machen, meist wird jedoch die gesamte uns in dieser Form zur Verfügung stehende Energie bedeutend überschätzt, sie kann unseren Kohlenverbrauch nur unbedeutend entlasten.

Wassersäulenmotor.

Im Wassersäulenmotor arbeitet das Wasser wie der Dampf in einer Volldruckmaschine, ungünstig ist aber hierbei die geringe Elastizität des Wassers, man kann deshalb, um starke Stöße zu vermeiden, nur mit geringen Geschwindigkeiten arbeiten, wenn sich auch die Stöße durch Luftpuffer abschwächen lassen. Auch ergeben sich leicht Betriebsstörungen durch Verschmutzen und Rosten der beweglichen Organe des Motors.

Die Wassersäulenmotoren erreichen zwar Wirkungsgrade bis 90 %, finden aber doch nur selten Anwendung, am meisten noch als Kleinmotor für kleinste Leistungen, für größere Leistungen nur bei hohem Gefälle 50—60 m, z. B.

bei Gesteinsbohrmaschinen. Der Betrieb ist bei Verwendung von Wasserleitungswasser teuer, er wird wirtschaftlicher, wenn das Abwasser noch anderweite Verwendung findet.

Wasserräder.

Die Grenze zwischen Wasserrädern und Turbinen ist nicht ganz scharf, bei den eigentlichen Wasserrädern wird die Gewichtswirkung, bei den Turbinen die lebendige Kraft, also die Geschwindigkeitswirkung, ausgenutzt. Deshalb gehört das äußerlich einem Wasserrad gleichende Peltonrad zu den Turbinen, während das zu den Wasserrädern gerechnete Ponceletrad einen Übergang bildet.

Vorteile der Wasserräder sind billige Anlage, geringere Empfindlichkeit gegen erhebliche Schwankungen im Wasserstande und Verunreinigungen des Wassers durch Laub, Schlingpflanzen usw. Im übrigen finden sie nur Verwendung für kleinere Wassermengen und geringe Gefälle, also kleinere Leistungen. Die Umdrehungszahl ist gering, was vereinzelt von Vorteil ist (direkter Antrieb von Hammer- und Pochwerken), gewöhnlich aber eine starke Übersetzung notwendig macht.

Je nach der Stelle, an der das Rad vom Wasser beaufschlagt wird, unterscheidet man oberflächliche, rückschlächtige, mittelschlächtige und unterschlächtige Räder.

Art des Wasserrades	Gefälle- grenze	Wasser- menge in cbm pro sek.	Wirkungs- grad η
Unterschlächtige Wasserräder:			
a) im Gerinne	0,2 — 0,9	bis 5,0	0,3 — 0,35
b) im freien Strom	0,2 — 0,9	„ 5,0	0,25
Kropfräder	0,7 — 2,0	0,7 — 4,0	0,4 — 0,5
Schaufelräder:			
a) mit Überfalleinlauf	0,5 — 2,5	0,7 — 2,4	0,55 — 0,65
b) mit Kulisseneinlauf	2,5 — 4,0	0,5 — 2,5	0,6 — 0,65
Rückschlächtige Räder	3 — 7	0,4 — 1,3	0,6 — 0,7
Oberschlächtige Räder:			
a) kleines Gefälle	3 — 5	0,7	0,6 — 0,7
b) großes Gefälle	5 — 12	0,7	0,7 — 0,8
Poncelet-Räder	0,7 — 1,5	1 — 5	0,6 — 0,65
Sagebien-Räder (mit Kropfrinne)	0,7 — 2,5	0,5 — 4,0	0,6 — 0,7
Zuppinger-Räder	0,7 — 2,5	0,8 — 5	0,65 — 0,75

Vorstehende Tabelle von Steinmetz gibt die Wassermengen und Gefälle, für die die einzelnen Wasserradarten anwendbar sind, und die erzielten Wirkungsgrade. Die günstigste Umfangsgeschwindigkeit der Wasserräder ist gleich der halben Wassergeschwindigkeit, meist etwa 1,5—2 m/sek. Die Anzahl der Schaufeln 36—54.

Die im unteren Viertel des halben Radumfangs beaufschlagten unterschlächtigen Wasserräder (Abb. 109), die frei in den Wasserstrom eintauchen oder besser in einem die Schaufeln eng umschließenden Gerinne laufen können, haben in ihrer einfachsten Ausführung gerade Schaufeln, der Durchmesser des Rades schwankt zwischen 4 und 8 m. Die Breite der

Schützenöffnung soll 50—75 mm kleiner als die Radbreite sein, die die Dicke des Wasserstrahles ergebende Höhe der freien Schützenöffnung $\frac{1}{3}$ der Schaufeltiefe.

Das Gerinne kann gerade mit einer geringen Steigung, etwa 1 : 20 angelegt sein, oder in einem „Kropf“ sich dem Radumfang anschließen.

Die unterschlächtigen Räder mit geraden, radialen, aber wenig geneigten Schaufeln werden hauptsächlich durch die mit großen Verlusten verknüpfte Stoßwirkung des Wassers getrieben, ihr Wirkungsgrad ist deshalb kleiner als 0,35. Bei dem Ponceletrad (Abb. 110) wird das Wasser durch gekrümmte Schaufeln aus seiner Bewegungsrichtung abgelenkt, wobei es auf die Schaufeln drückt, seine Wirkung entspricht der des Wassers in den später zu besprechenden Aktionsturbinen. Die Dicke des Wasserstrahls beträgt den fünften bis sechsten Teil des Gefälles.

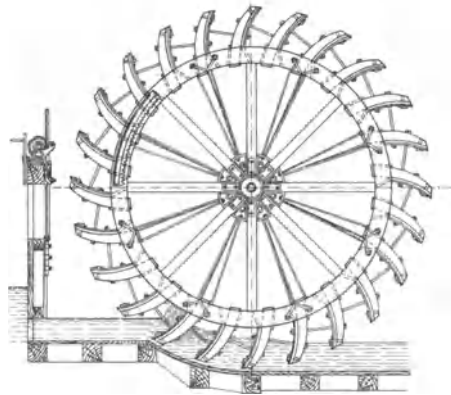


Abb. 109. Unterschlächtiges Wasserrad.

Zu den mittelschlächtigen Wasserrädern, die in der Mitte der Höhe des Radumfangs, also in der Höhe der Welle beaufschlagt werden, gehören die Kropfräder mit Schaufeln, die von einem die Schaufel eng umschließenden Gerinne eingeschlossen werden und deren Schaufeln das Wasser möglichst senkrecht zur Wasser- richtung verlassen sollen und das freihängende mittelschlächtige Wasser- rad, das dem ober- schlächtigen Rad ent- spricht. Die Räder haben meist Kulissen- einlauf, das ist Zulei- tung des Wassers durch besondere Leitkanäle.

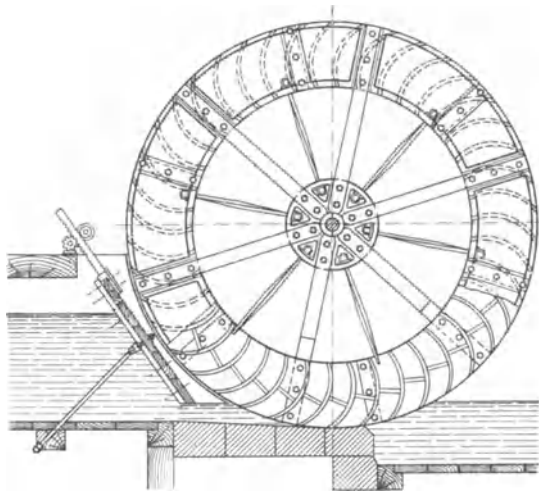


Abb. 110. Ponceletrad.

Eine besondere Form der mittelschlächtigen Räder mit Überfalleinlauf ist das Zuppigerrad (Abb. 111), das sich durch besonders tiefe Schaufeln ($\frac{1}{3}$ R bis $\frac{2}{3}$ R) auszeichnet. Ihre Tiefe muß so groß sein, daß das Wasser

nicht in das Radinnere übertreten kann. Auf senkrechtcs Austreten der Schaufeln aus dem Wasser wird verzichtet, der betr. Neigungswinkel beträgt bei einer Eintauchtiefe von 0,3 m $70-75^\circ$ und soll bei dem höchsten vorkommenden Wasserstande noch $45-55^\circ$ betragen. Dieses Rad ist besonders geeignet, bei stark wechselndem Unterwasserstand, kleinem Gefälle und großer

Wassermenge, es ist wenig empfindlich gegen unreines Wasser, Eis usw. und Rückstau des Wassers.

Das Sagebienrad hat eine Breite von $\frac{1}{3}-\frac{2}{3}$ des Radius und eine große Zahl (60—150) schiefstehender, ebener, vorn etwas geknickter oder wenig gekrümmter Schaufeln, es wird ohne oder mit geschlossenem Radkranz gebaut.

Den Übergang zu den ober-schlächtigen Rädern bilden die rückschlächtigen (Abb. 112), die Abb. zeigt zwei verschiedene Ausführungen, die im oberen Viertelskreis, also

zwischen Mitte des Umfangs und Scheitel beaufschlagt werden. Sie sollen den Unterwasserspiegel möglichst wenig berühren, die innere Höhe der Eintrittskulissen soll etwa 0,4 der Schaufeltiefen betragen und der Austritt der oberen Kulisse etwa 0,3 m unter dem Oberwasserspiegel liegen.

Das im Scheitel beaufschlagte ober-schläch-tige Rad (Abb. 113) soll vom Unterwasser in dessen höchster Stellung nur wenig berührt werden, also bei normalem Wasserstand frei über dem Unterwasser hängen. Der Wasserstrahl, der in das Rad eintritt, hat die Form einer Parabel, dementsprechend sind die ersten Elemente der Schaufeln zu gestalten.

Bei den Wasserrädern findet

man neben dem Eisen noch das Holz in größerem Umfange als Baumaterial verwendet. Holz-schau-feln aus Tanne, Kiefer oder Eiche werden je nach Breite 25—40 mm stark ausgeführt, sie werden mit 15—20 mm tiefen Nuten in die Kränze eingesetzt und die Kränze selbst durch 15—20 mm starke eiserne Anker verschraubt. Schaufeln aus Schmiede-

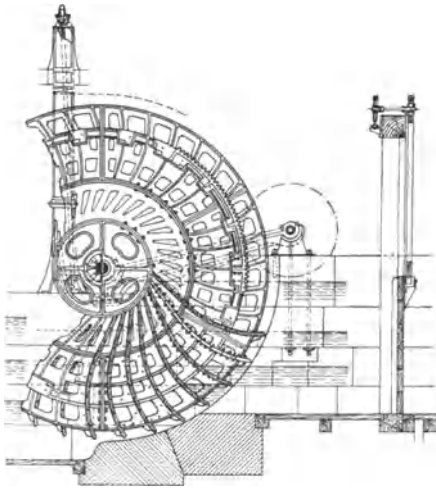


Abb. 111. Zuppingerad.

und Scheitel beaufschlagt werden. Sie sollen den Unterwasserspiegel möglichst wenig berühren, die innere Höhe der Eintrittskulissen soll etwa

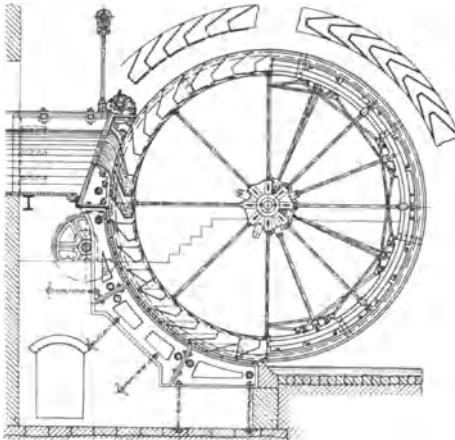


Abb. 112. Rückschlächtiges Wasserrad.

eisenblech werden 3—7 mm stark gemacht, mit eisernen Kränzen durch Vernietung, mit hölzernen durch Winkeleisen verbunden, eiserne Radkränze werden aus Schmiedeeisenblech von 4—7 mm Stärke ausgeführt, die Arme eiserner Räder meist aus Fassoneisen, Naben aus Gußeisen. Hölzerne Wellen mit eisernen Zapfen und Versteifungsringen werden immer seltener, dagegen wird der Schaufelboden auch bei eisernen Rädern zweckmäßig aus Holz hergestellt, bei Eichenholz 25—30 mm, bei Kiefernholz 30—35 mm stark.

Turbinen.

Wo größere Wassermengen und ein größeres Gefälle zur Verfügung stehen, auch bei veränderlichem Unterwasser, werden die Wasserräder fast überall durch die Turbinen verdrängt, die eine größere Umfangsgeschwindigkeit und in der Regel einen höheren Wirkungsgrad haben, der allerdings bei stark veränderlichem Wasserstand vermindert wird.

Bei den Turbinen wirkt das Wasser durch seine lebendige Kraft. Hierbei sind noch zwei Arten zu unterscheiden. Bei

den Aktions- oder Druckturbinen ist das ganze vorhandene Gefälle in Geschwindigkeit umgesetzt, das Wasser tritt ohne Pressung in das Turbinenrad ein, durch die Schaufelform wird es gezwungen, die Richtung seiner relativen Geschwindigkeit zu ändern und dadurch übt es einen Druck auf die Schaufelfläche, an der es entlang fließt, aus. Der Wasserstrahl füllt dabei den Raum zwischen zwei Schaufeln nicht aus, er bewegt sich in einem freien Strahl an der Schaufelfläche entlang, weshalb man diese Turbinen auch Freistrahlturbinen nennt. Es gibt aber auch Druckturbinen, bei denen der Wasserstrahl die durch die Schaufeln gebildeten Zellen, wie bei den nachfolgend genannten Reaktionsturbinen ausfüllt, jedoch noch ohne einer Pressung dadurch ausgesetzt zu sein, diese Turbinen heißen Grenzturbinen.

Bei den Reaktions- oder Überdruckturbinen ist die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Turbinenrad kleiner, als der Gefällehöhe entspricht, es ist ein Überdruck, eine Pressung vorhanden (Preßstrahl-turbinen), die auf eine Vermehrung der relativen Geschwindigkeit des Wassers hinwirkt. Das Wasser füllt hier die durch die Schaufeln des Rades gebildeten Zellen aus, es wirkt zum Teil, wie bei den Druckturbinen durch Änderung der Richtung, zum Teil aber durch Änderung der Größe seiner Geschwindigkeit, die eine Rückwirkung, Reaktion auf die Schaufel ausübt. Die einfachste Reaktionsturbine ist das bekannte Segnersche Wasserrad.

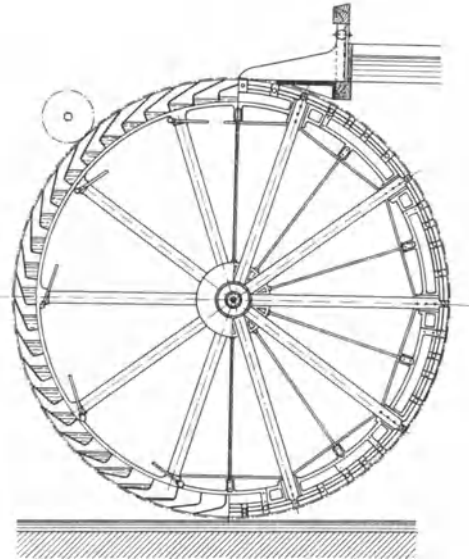


Abb. 113. Oberschlächtiges Wasserrad.

Um das Wasser dem eigentlichen Turbinenrade, dem „Laufrad“ in der erforderlichen Richtung zuzuführen, hat die Turbine einen gleichfalls mit gekrümmten Schaufeln ausgerüsteten Leitapparat oder ein Leitrad. Zwischen Leit- und Laufrad verbleibt auch bei genauer Ausführung ein Spalt von 3—4, meist 5—8 mm, bei Aktionsturbinen oft noch mehr. Der Druck im Spalt von Reaktionsturbinen soll gleich oder größer als der außen herrschende Druck sein, die dabei entstehenden Wasserverluste sind kleiner, als die im anderen Falle durch Wirbelbildung entstehenden.

Je nach der Richtung, in der das Wasser dem Laufrade zugeführt wird, unterscheidet man Achsialturbinen, bei denen das Wasser in Richtung der Achse des Rades, Radialturbinen, bei denen es in Richtung des Radius, also senkrecht zur Achse und Diagonalturbinen, bei denen es schräg zur Achse zugeführt wird. Radialturbinen können innen oder außen beaufschlagt sein, das heißt, das Wasser kann radial von innen nach außen oder von außen nach innen durch das Rad fließen, wobei das Wasser von oben oder von unten zugeführt werden kann.

Wenn das Wasser dem Laufrad auf dessen ganzem Umfang zugeführt wird, nennt man die Turbine Vollturbine, ist das Rad nur an einzelnen Punkten beaufschlagt, Partialturbine.

Bei großen Turbinen wird zwecks gesicherter Wasserführung die Eintrittsbreite geteilt, man erhält dann mehrkränzige Achsialturbinen oder mehrtägige Radialturbinen.

Nach den Konstrukteuren bezeichnet man die Überdruckachsialturbine als Jonvalturbine, die Druckachsialturbine als Girardturbine, die außenbeaufschlagte Überdruckradialturbine als Francisturbine (Abb. 115) und die innen beaufschlagte Radialturbine mit stehender Welle als Fourneyronturbine. Die Girardradialturbine mit innerer teilweiser Beaufschlagung als Schwamkrugturbine.

Die allen Turbinen gemeinsamen Teile sind ein aus feststehenden oder auch aus drehbaren Leitschaufeln aus Gußeisen, Schmiedeeisen, Stahlblech oder Bronze bestehendes Leitrad oder ein aus einem bzw. mehreren Leitkanälen, die mittels Stempels oder Zungenschiebers geschlossen werden, bestehender Leitapparat, ein Laufrad aus Gußeisen oder Bronze mit ebensolchen Schaufeln oder eingegossenen Stahlblechschaufeln, eine volle oder hohle Welle, im ersten Fall aus Flußstahl, im zweiten aus Stahlguß oder auch aus Gußeisen, hierzugehörig Standsäule oder Tragstange, Spur- und Führungslager der Welle und Vorrichtungen, durch die das Wasser abgesperrt bzw. der Wasserzufluß reguliert werden kann.

Die Zuführung des Wassers zu den Turbinen kann bei geringem Gefälle in einem offenen Kanal geschehen (Oberwasser), bei höherem Gefälle durch eine eiserne Rohrleitung (Druckwasser).

Die Turbinen müssen wie die Dampfmaschinen mit einer Reguliervorrichtung ausgerüstet werden, die auch hier meist durch ein Fliehkraftpendel betätigt wird, doch ist bei den Turbinen die Regulierung indirekt, das Pendel wirkt auf eine Hilfsmaschine (Servomotor), die die Wasserzuführung verstellt. Meist werden Öldruckregler verwendet, bei welchen Öl, das durch eine Druckpumpe gefördert wird, als Steuerflüssigkeit dient. Das Fliehkraftpendel wirkt auf ein Steuerventil, welches dem Drucköl den Weg vor

oder hinter den Arbeitskolben des Regulierapparates öffnet und durch diesen den Wasserzufluß vergrößert oder verringert. Diese Regelung des Wasserzuflusses geschieht bei den mehrkränzigen bzw. mehretagigen Turbinen durch Verschuß einer oder zweier dieser Abteilungen mittels Ringschützens, bei den Radialvollturbinen durch teilweise gleichzeitige Verminderung von Rad- und Leitapparathöhe, bei Achsialvollturbinen und Partialturbinen durch Deckel oder Klappen, welche eine entsprechende Anzahl Leitkanäle verschließen, schließlich auch durch drehbare Leitschaufeln und einschiebbare Balken.

Die Wahl des Systems ist von den örtlichen Verhältnissen, die nur ein erfahrener Fachmann richtig beurteilen kann, abhängig, insbesondere auch

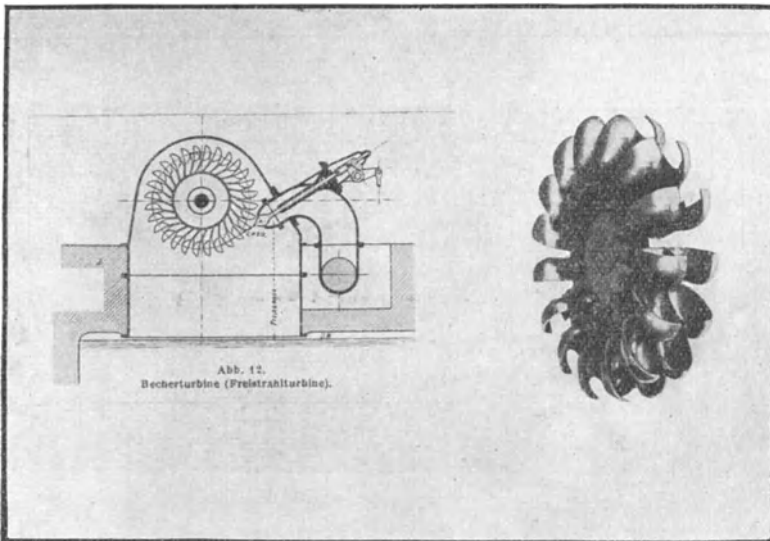


Abb. 114. Freistrahlturbine der Neumeyer A.-G. München (Peltonrad).

von den Anlagekosten, bei denen die erforderlichen Wasserbauten eine große Rolle spielen. Im allgemeinen ist zu sagen, daß sich Reaktionsturbinen besonders für kleinere und mittlere Gefälle von 1—6 m und sekundliche Wassermengen von entsprechend 6—0,5 cbm, Aktionsturbinen dagegen für höhere Gefälle und wechselnde Wassermengen eignen, Grenzturbinen für Wasserkräfte, bei denen sowohl die Wassermenge wie auch das Gefälle sich ändern.

Als Beispiel einer Aktionsturbine sei das auch als Kleinmotor geeignete Peltonrad (Abb. 114) genannt. Es ist eine Hochdruckfreistrahlturbine, die für kleine Wassermengen mit hohen Gefällen Anwendung findet und sich durch Einfachheit, Betriebssicherheit und sehr hohen Wirkungsgrad (80% und mehr) auszeichnet. Die Gefällshöhen und Rohrleitungslängen sind nahezu unbegrenzt, z. B. ist für Nordhausen eine Peltonsturbine mit 11 km Rohrleitungslänge und fast 200 m Gefälle aufgestellt worden. Die Wirkungsweise ist aus Abb. 114 ohne weiteres verständlich. Das Druckwasser tritt

durch 1—3 Strahldüsen, deren Öffnung durch Nadeln verändert werden kann, in das Gehäuse ein und trifft die löffelartigen Schaufeln, die den Wasserstrahl teilen und nach beiden Seiten um nahezu 180° aus seiner Richtung ablenken. Der Wasseraustritt erfolgt im offenen Schacht oder Kanal. Die Strahldüsen können von Hand oder durch einen selbsttätigen Regler verstellt werden, in welchem Falle häufig besondere Einrichtungen getroffen werden müssen, um schädliche Beanspruchungen der Rohrleitung durch starke Druckanschwellungen zu verhüten. Die Gefällshöhe zwischen Turbine und Unterwasserspiegel wird beim Peltonrad nicht ausgenützt.

Andere Druckturbinen (Girardturbinen) kommen auch nur bei ganz hohen Gefällen in Anwendung, und zwar fast nur als Radialturbinen mit horizontaler Achse mit innerer Beaufschlagung. Die Laufräder dieser Girard-

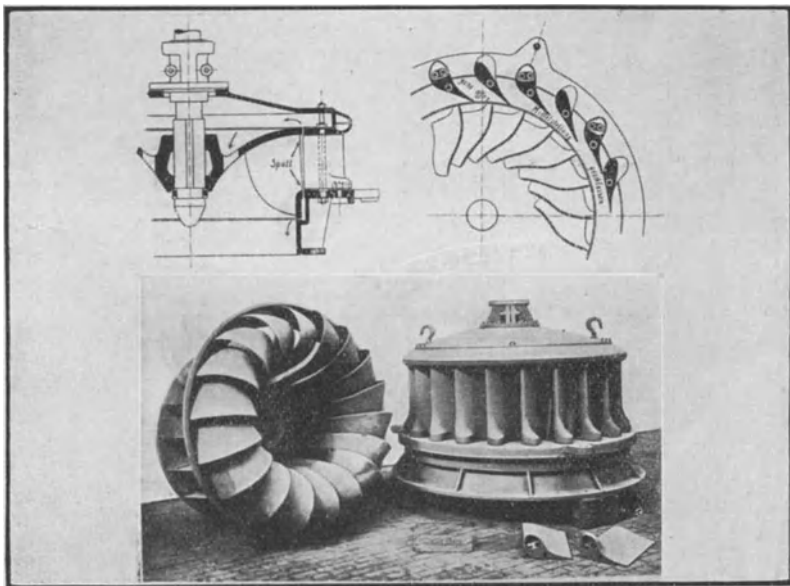


Abb. 115. Francisturbine der Neumeyer A.-G. München.

turbinen erhalten auf der Einflußseite eine Kranzbreite, welche stets größer als die Breite des Leitradkranzes ist. Die Kranzbreite an der Ausflußseite des Laufrades wird 2—3mal so groß als die an der Eintrittsseite gemacht, um die absolute Ausflußgeschwindigkeit niedrig zu halten. Die Laufradzellen werden durch Öffnungen in den Seitenkränzen oder indem man die radiale Breite der Laufradkanäle beim Eintritt 1,3—1,5mal derjenigen der Leitradkanäle am Austritt macht, so daß Luft in das Rad eintreten kann, ventiliert.

Die Henschel-Jonval-Turbine, die erste von Henschel & Sohn in Cassel gebaute und kurz darauf Jonval durch französisches Patent geschützte Reaktionsturbine, hat fast ausschließlich Laufradkanäle von gleichbleibender lichter Breite, die 6—10 mm größer ist, als die der Einlaufkanäle. Der größte

Raddurchmesser ist etwa 3,3 m, was einer Wassermenge von 10 cbm in der Sekunde entspricht. Der Wirkungsgrad ist bei voller Beaufschlagung 70%, sinkt aber bei nur teilweiser Beaufschlagung mit dem Quadrate der Wassermenge. Sie wird verwendet, wenn das Turbinenrad nicht unmittelbar über dem Unterwasserspiegel angebracht werden kann, sondern (bis zu 8 m) über demselben angelegt werden muß, und wenn nicht die ganze vorhandene Wassermenge verbraucht wird, so daß auch bei Niederwasser die nötige Menge für volle Beaufschlagung vorhanden ist.

Am häufigsten findet man gegenwärtig die Francisturbine (Abb. 115), eine vollbeaufschlagte Reaktionsturbine in stehender oder liegender Anordnung. Sie ist eine außen beaufschlagte Radialturbine, bei der das Wasser senkrecht zur Achse zufließt und parallel zur Achse die Turbine verläßt (siehe die Bilder von Leit- und Laufrad in Abb. 115). Abgesehen von den Richtungsänderungen in den Leitschaufeln ändert also der Wasserstrom seine Richtung um 90°. Das Laufrad wird von einer feststehenden Leit-

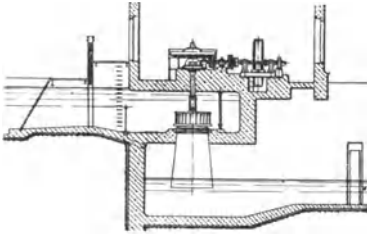


Abb. 116. Einbau der Francisturbine mit vertikaler Achse.

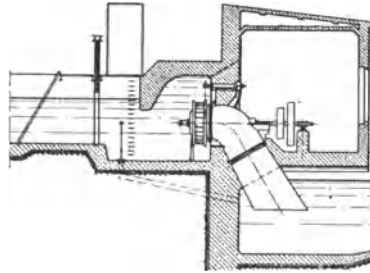


Abb. 117. Einbau der Francisturbine mit horizontaler Achse.

vorrichtung mit drehbaren Leitschaufeln, die den Wasserzufluß verengen und erweitern (Abb. 115, rechts oben), umschlossen. Die Francisturbine wird als Langsam-, Normal- und Schnellläufer ausgeführt. Der Wirkungsgrad wird durch Anbringung eines ins Unterwasser tauchenden Saugrohres (Abb. 116, 117) hinter der Turbine, das das Gefälle vollständig auszunutzen gestattet, erhöht. Abb. 115 läßt die Konstruktion erkennen. Abb. 116 zeigt den Einbau mit vertikaler, Abb. 117 mit horizontaler Achse. Die Abb. 114 bis 117 zeigen Bauarten der Fritz Neumeyer-AG. in München. Der Wirkungsgrad schwankt je nach dem Wasserstand zwischen 66 und 86%.

Die Möglichkeit, die Turbine in horizontaler oder vertikaler Lage bequem unter Umständen bis 8 m über dem Unterwasserspiegel aufzustellen, wobei das Gefälle durch das in das Unterwasser eintauchende Saugrohr vollständig ausgenutzt wird und durch den hierdurch gegebenen Wasserabschluß auch Vereisen verhütet wird, die leichte Regulierbarkeit und Anpassungsmöglichkeit an gewünschte Umdrehungszahlen, die Verstopfungen ausschließenden großen Kanalquerschnitte von Leit- und Laufrad und der hohe Wirkungsgrad bei gleichbleibender Umdrehungszahl auch bei wechselndem Gefälle und wechselnder Wassermenge haben dazu geführt, daß die Francisturbine heute die am meisten angewandte Wasserkraftmaschine ist.

Zur Charakteristik der einzelnen Typen gibt man die sogenannte spezifische Umlaufzahl n_s an, bei der die Turbine bei 1 m Gefälle 1 PS. leistet. Sie ist z. B. bei Ausführungen von Fritz Neumeyer-AG., Werk, Briegleb, Hansen & Co. in Gotha folgende:

		n_s	Wirkungsgrad, wenn Beaufschlagung		
			voll	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
Langsamläufer	Serie J	115—176	84 %	85 %	80 %
Normalläufer	„ C	173—239	80 „	84 „	80 „
Schnellläufer	„ Q	207—301	80 „	81 „	74 „
Schnellläufer	„ T	231—324	80 „	81 „	72 „

Die Tabelle zeigt, daß langsamlaufende Turbinen besonders bei geringeren Beaufschlagungen etwas höhere Wirkungsgrade als Schnellläufer haben, man verwendet sie bei knappem Wasser, Schnellläufer für unmittelbaren Antrieb von Transmissionen oder elektrischen Maschinen ohne Anwendung von Zahnrädern oder dgl.

Auf die weniger häufig in Anwendung befindlichen Turbinenarten näher einzugehen, fehlt hier der Platz, einen besonderen Hinweis verdienen aber noch die schnelllaufenden Turbinen, von denen die Kaplanturbine am bekanntesten ist, sie ermöglicht besonders die wirtschaftliche Ausnutzung niedriger Gefälle. Die nach Prof. Kaplan-Brünn benannte Turbine ist eine vollbeaufschlagte Turbine, bei der die Eintrittskante am Laufradeintritt sehr weit nach innen nach der Achse zu verlegt ist, wodurch man Laufradschnitte erzielt, die trotz hoher Umlaufzahl den Vorteil einer kleinen mittleren Umfangsgeschwindigkeit bieten. In weiterer Verfolgung dieses Gedankens ergab sich ein Laufrad mit rein achsialem Durchfluß. Die Leitschaufeln sind drehbar, sie schlagen weit über den Laufradaußenkranz nach innen. — Umlaufzahl und Umfangsgeschwindigkeit sind sehr hoch, um die Reibungsverluste zu verringern ist die Schaufelzahl sehr klein gehalten (bis herunter auf 2), die Laufradschaufeln sind gleichfalls drehbar und bilden bei ihrer geringen achsialen Abmessung keine Kanäle oder Zellen, wie bei älteren Turbinen, sondern nehmen propellerartige Formen an. Durch die Drehbarkeit der Laufradschaufeln wird erreicht, daß ihre Eintritts- und Austrittswinkel bei wechselnder Beaufschlagung jeweils diejenigen Größen haben, die einen verlustlosen Eintritt ins Laufrad und eine möglichst kleine absolute Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrad gewährleisten. Von Bedeutung ist auch die nach unten sich erweiternde Saugrohrform, durch die am Austritt eine Ablenkung der Strömung erzielt wird, wodurch eine Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck auch bei schraubenförmigen Stromlinien im Saugrohr dadurch gesichert wird, daß sich infolge der unteren radial nach außen verlaufenden Strömung die Wassergeschwindigkeit stark verkleinern muß. Mit Umdrehungszahlen von 575, 685 und 800 in der Minute bei voller Wassergeschwindigkeit wurden Wirkungsgrade von 81—82 % erzielt, nach neueren Angaben sollen sogar Wirkungsgrade von 90 % und mehr erreicht worden sein.

Anlage und Betrieb der Wasserkraftmaschinen.

Soll eine Wasserkraft durch eine Wasserkraftmaschine ausgenutzt werden, so muß das zwischen zwei Punkten des Wasserlaufs liegende Gefälle an einem

bestimmten zwischenliegenden Punkt konzentriert werden, indem man das Wasser anstaut und auf einem möglichst wenig Widerstand bietenden Weg nach der Verbrauchsstelle führt.

Zum Anstauen dienen Wehre, die entweder die ganze Flußbreite dauernd absperren (feste, dichte Wehre) oder eine veränderliche Durchflußöffnung haben (bewegliche, lichte Wehre). Je nachdem die Wehrkrone (Wehrsattel, Fachbaum), d. i. die Oberkante des Wehres über oder unter dem Unterwasserspiegel liegt, unterscheidet man Überfall- oder Grundwehre. Am besten wird das Wehr senkrecht zur Richtung des Flußlaufs, manchmal auch schräg oder in gebrochener Linie angeordnet. Die festen Wehre werden durch einen Damm gebildet, die beweglichen Wehre sind entweder Schützenwehre, Nadelwehre oder Klappenwehre. Die Schützenwehre, Aufzieh- oder Schleusenwehre setzen sich gewöhnlich aus mehreren Schleusen, Schützen, deren Tafeln durch Aufzugsvorrichtungen in die Höhe gezogen werden können, zusammen. Beim Rollschützenwehr sind die Schützentafeln mit Rollen in den „Grießsäulen“ geführt, so daß das Aufziehen leichter ist. Nadel- und Klappenwehre wendet man für große Flüsse mit Schiffsverkehr an, häufig in Verbindung miteinander, Nadelwehre werden aus einzelnen aufrechtstehenden Balken gebildet, die wie die Klappen von Klappenwehren schnell niedergelegt werden können. Überfallschleusenwehre bestehen teils aus einem Überfall, teils aus Schleusen. In manchen Fällen wendet man, um die Wasserkräfte möglichst vollständig auszunutzen, Wehre mit Aufsätzen an, die sich bei Hochwasser selbsttätig umlegen und den Wasserlauf freigeben. Das Grundwehr findet Anwendung, wenn die Wassermenge des Flusses nicht sehr veränderlich und die hervorzubringende Stauung nicht zu groß ist, ein Überfallwehr, wenn eine große Stauung bezweckt wird und die Wassermenge veränderlich ist, ein Schleusenwehr, wenn bei höchstem Wasserstande die örtlichen Verhältnisse gar keine Stauung gestatten, ein Überfall-Schleusenwehr, wenn bei veränderlicher Wassermenge der Wasserstand oberhalb des Wehres immer auf gleicher Höhe gehalten werden soll.

Die Dichtung der Schleusen an den Pfosten geschieht durch Abkratzen der Anschlußstellen mit Drahtbürsten und Anstampfen von fettem Beton oder Einfassen der Anschlußstellen mit angeschraubtem Winkeleisen.

Oberhalb des Wehres wird der Obergraben angeschnitten, der durch Ablenkung des Wassers aus seiner Richtung entstehende Eintrittswiderstand wird durch große Eintrittsflächen, also geringe Geschwindigkeit, klein gehalten. Die Anlegung des Obergrabens an einer Biegung des Flußlaufes so, daß er in der Richtung des Flußbettes weiter geführt wird, ist trotz der Nutzbarmachung der Geschwindigkeit des Wassers für den Einlauf unzumutbar, da durch das Wasser das Geschiebe in den Obergraben geworfen wird. Am Einlauf ist ein Rechen, der Schlingpflanzen, Laub, Grundeis u. dgl. zurückhält und eine über Hochwasser abschließende Absperrschütze anzubringen.

Zur Wasserführung dient entweder ein offener Graben, auch Werkkanal oder Gerinne genannt, oder eine geschlossene Rohrleitung oder je nach den Geländeverhältnissen beides.

Bei der Anlegung der Grabensohle bedingt Geringhaltung des Wasserspiegelgefälles (Widerstands- oder Transportgefälles) geringe Geschwindigkeit, bei offenem Gerinne 0,25—1,25 m, bei Rohrleitungen bis zu 3 m/sek.

Außerdem wird der Widerstand um so geringer, je kleiner das Verhältnis benetzter Umfang Wasserquerschnitt ist. Am besten ist Rechtecksquerschnitt (senkrecht gemauerte oder hölzerne Kanalwände) mit einer Wassertiefe gleich der halben Breite. Will man solche Kanalwände nicht anwenden, so ergibt sich der Trapezquerschnitt, bei dem die Wände unter dem Böschungswinkel des betreffenden Materials geneigt sind; die Wassertiefe soll dann etwa gleich der halben mittleren Breite sein. Der Eisbildung, die den Querschnitt vermindert, wegen, legt man möglichst die Grabensohle etwas tiefer als der Rechnung entspricht. Führt das Wasser viel Geschiebe (mitgerissenes Geröll), so ist hinter dem Einlauf eine nach dem Wildbett führende Kieschütze anzuordnen.

Vor der Maschinenanlage ist wieder eine Rechen- und Schützenanlage anzuordnen, ebenso eine Leerschütze (Freiarche, Grundablaß), um das Wasser bei stehender Maschine abzuleiten. Sie ist evtl. mit einer Eisablaßvorrichtung zu verbinden, dadurch, daß die Schützentafel zweiteilig und zum Kuppeln beider Teile eingerichtet ist. Liegt am gleichen Werkkanal noch ein weiterer Wasserberechtigter (Unterlieger), so ist ein reichlicher, möglichst breiter Überfall erforderlich, namentlich bei langem Obergraben und stark schwankendem Kraftbedarf der Anlage, um diesem gleichmäßigen Wasserzufluß zu sichern.

Die Kraftanlage ist möglichst nahe am Ende der Wasserführung anzuordnen, damit der kostspieligere Untergraben kurz ausfällt. Der Untergraben erhält eine horizontale oder nach dem Wildbett ansteigende Sohle, letzteres besonders bei Turbinen mit Sauggefälle.

Die Durchflußgeschwindigkeit im Rechen ist, des Rechenverlustes wegen, klein zu halten, für die Lichtweite des Rechens ist, um Verstopfungen zu vermeiden, die kleinste Schaufelweite bestimmend, bei sehr kleinen Turbinenrädern muß aber häufig eine größere Rechenweite angewandt werden. Auch die Fischzucht betreffende Bestimmungen sind zu beachten. Die Stablänge des Rechens richtet sich nach der Möglichkeit der Reinigung, die Stäbe reichen bis über den höchsten Wasserstand, oft wird auch das Hochwasser, wenn die Stablänge zu groß wird, durch eine besondere Hochwasserschutzwand abgehalten.

Bei Rohrleitungen ist der größeren Geschwindigkeit wegen der Eintrittswiderstand durch Abrundung der Kanten am Einlauf gering zu halten und der Scheitel des Einlaufquerschnitts genügend tief unter den Oberwasserspiegel zu legen, um zu verhüten, daß Luft eingesogen wird. Querschnitts- und Richtungsänderungen sind möglichst zu vermeiden, wenn letztere notwendig sind, Krümmungen mit großem Halbmesser anzulegen.

Hölzerne Gerinne, welche Wasser durchlassen, werden entweder ausgespundet oder mit Werg oder Teer gedichtet, zweckmäßiger, als die manchmal vielleicht billigere Verwendung von Holz ist die Verwendung von Beton.

Viel Störungen im Betriebe der Wasserkraftmaschinen werden durch Eis hervorgerufen. Grundeis, das meist in der vierten Frostdnacht sich einstellt, kann 3—4mal am Tage die Turbinen zum Stillstand bringen. Man stellt deshalb neben den Turbinen einen Wasserkessel auf und brüht den Turbinenkessel nach Erfordernis ein- oder mehrmals am Tage mit kochendem

Wasser aus. Ist die Wasserfläche vor der Turbinenanlage mit Eis bedeckt, so hört die Grundeisbildung auf und die Turbine arbeitet auch bei starkem Frost ohne Störung, während bei Wasserrädern nunmehr die Störungen gerade beginnen. Um die Bildung einer Eisdecke zu begünstigen, deckt man den Kanal mit auf dem Wasser schwimmenden Brettern, die etwa 2,5 cm kürzer sind als der Kanal breit, mit geringen Zwischenräumen ab, sie bringen die oberste Wasserschicht zur Ruhe, so daß sie leichter gefriert und sorgen dafür, daß bei Senkung des Wasserstandes die Decke nicht einbricht.

Um das Anfrieren der Schützen zu verhüten, gibt man ihnen keine zu breite Auflagefläche, sondern macht sie unten keilförmig. Zwischen Schütze und Maschine bringt man eine Klappe an, um das durchsickernde Wasser, welches zum Einfrieren der Maschine führen könnte, ablassen zu können. Um das Einfrieren im Wasser stehender Wellen zu verhüten, umgibt man sie mit einem mit Filz gedichteten Kasten, in den man Öl füllt. Wasserradstuben und Turbinenkammern sind vor Windzug zu schützen und über den Gefrierpunkt zu erwärmen. Rohrleitungen werden mit Strohseilen umwunden, Wasserein- und -austrittsöffnungen mit mehrfacher Lage von Sackleinen geschützt, die bis zum unteren Wasserstand herabhängen. Bei in der Nacht ruhenden Betrieben darf bei Frost das Wasser, auch die Turbine nie ganz abgestellt werden. Zur Ablenkung von Treibeis wird ein Holzstamm quer vor die Einmündung des Obergrabens gelegt, der das Eis nach der Wehrkrone ablenkt.

Zur Beurteilung der Gefälleschwankungen bringt man nach Metermaß geteilte Wasserstandszeiger an, einen an der Einmündungsstelle in den Maschinenraum, den Nullpunkt in der Höhe der Kante des Überfallwehres, die anderen an einer ruhigen Stelle des Abflußkanals unmittelbar hinter dem Motor, den Nullpunkt in Höhe des tiefsten Punktes des Motors, der Abstand der beiden Nullpunkte wird durch Nivellieren ein für allemal bestimmt. Die Wassermenge wird, da die Querschnitte bekannt sind, durch Geschwindigkeitsmessung am besten mit dem Woltmannschen Flügel bestimmt.

Zu beachten ist übrigens, daß das Gefälle mit der Wassermenge derart veränderlich ist, daß es bei Zunahme derselben abnimmt und bei Abnahme zunimmt, da der Unterwasserspiegel schneller steigt bzw. sinkt wie der Oberwasserspiegel.

Die Gräben müssen öfters von Sand, Schlamm und Wasserpflanzen gereinigt werden. Wenn ein gemeinsames Interesse vorliegt, bestehen dafür polizeiliche Bestimmungen.

D. Die Windkraftmaschinen.

Im Anschluß an die Wasserkraftmaschinen sind auch die Windkraftmaschinen zu erwähnen. Wie bei den Wasserkraftmaschinen steht das Betriebsmittel kostenlos zur Verfügung, während aber die Wasserkraftanlage meist recht kostspielige Bauten notwendig macht, sind diese Kosten bei der Windkraftmaschine unerheblich, es ist nur ein Gerüst notwendig, welches das Flügelrad trägt. Man hat deshalb Windkraftmaschinen schon seit Jahr-

hundertern, in Deutschland etwa seit 1400 angewandt und verwendet sie auch gegenwärtig noch. Aber wenn schon die Wasserkräfte vielfach nicht während die ganzen Jahres in der erforderlichen Stärke zur Verfügung stehen, so ist diese Unregelmäßigkeit bei der Windkraft noch weit fühlbarer, so daß die Windkraftmaschine nur dort anwendbar ist, wo eine regelmäßige Leistung von bestimmter Größe nicht erforderlich ist. In der Hauptsache findet sie Anwendung in der bekannten Windmühle, sonst nur noch für Arbeitsleistungen, bei denen man nicht an die Zeit gebunden ist, z. B. zum Heben von Wasser, wo man sich durch Anlegung eines größeren Behälters von der Unregelmäßigkeit der Windstärke und der zeitweisen Windstille unabhängig machen kann. Die Flügel der Windmühlen drehen sich um wagerechte oder der besseren Lagerung wegen etwas nach hinten geneigte Wellen. Die Achse der Flügel muß nach der Windrichtung gedreht werden, was bei der alten deutschen Bockwindmühle durch Drehen des ganzen Gebäudes, bei der holländischen Windmühle durch Drehen des oberen Teils, der Haube, geschieht.

Der Normalstoß des Windes gegen eine ebene Fläche beträgt pro qm

$$P = 0,123 v^2,$$

setzt man die Geschwindigkeit v im Mittel 6,28 m/sek., so erhält man 4,9 kg/qm, damit ergibt sich die nötige Flügelfläche bei 1 PS., bei gewöhnlichen Windmühlen zu 14,8 qm, bei Mühlen mit eisernen Wellen und Metallagern 11,8 qm. Die Leistung ist

$$L = \frac{k \cdot F \cdot v^3}{75},$$

wobei k im ersten Fall 0,0205, im zweiten Fall 0,0257 ist, die Anzahl der Umdrehungen in der Minute, wenn R der äußere Halbmesser ist

$$n = \frac{150}{R}.$$

Bei neueren Windmotoren hat man nicht die vierflügeligen Räder der gewöhnlichen Windmühle, sondern ein großes Rad mit vielen (50—100) kleinen Flügeln. Bei dem Kegelwindmotor von Sörensen liegen die Flügel nicht in einer Ebene rechtwinklig zur Achse, sondern in einer Kegelfläche mit stumpfer Spitze, der äußerste Rand ist wieder etwas nach vorn gebogen, die Neigung der Flügelspitze 13—16°. Nach der Welle zu läuft die Neigung der bis zur Welle reichenden Flügel gegen 45° zusammen.

Für gewerbliche Betriebe ist der Windmotor aus dem oben genannten Grunde nicht anwendbar, wohl aber in Einzelfällen der gleichfalls oben gekennzeichneten Art, z. B. zur Förderung von Wasser.

Eine neuartige Nutzbarmachung der Windkraft ist mit Erfolg in dem Flettnerschen Rotorschiff angewandt worden. Zwei 18 m hohe Zylinder von 3 m Durchmesser werden durch einen Hilfsmotor so gedreht, daß ihre Umfangsgeschwindigkeit etwa der Windgeschwindigkeit entspricht. Dadurch wird die Reibung der einen Zylinderhälfte, die sich in der Windrichtung bewegt, vernichtet, die der anderen verdoppelt, wobei eine typische Veränderung der Form der Stromlinien und rechtwinklig zur Strömungsrichtung ein Auftrieb entsteht.

V. Die elektrischen Maschinen und Anlagen.

Die Grundgesetze der Elektrizitätslehre und die allgemeine Wirkungsweise elektrischer Generatoren und Apparate können aus den Vorlesungen über Physik als bekannt vorausgesetzt werden, so daß wir uns an dieser Stelle mehr auf den Betrieb beschränken können.

A. Die Stromerzeuger.

Gleichstromerzeuger (Dynamomaschine).

Die Gleichstromdynamomaschine besteht bekanntlich aus dem Magnetgestell und dem zwischen den Polen sich drehenden Anker, in dessen Drahtwindungen eine elektromotorische Kraft erzeugt wird, die um so größer ist, je größer die in der Zeiteinheit von den Drahtwindungen des Ankers geschnittene Zahl der Kraftlinien des Magneten ist. Eine solche elektromotorische Kraft wird in jeder Ankerwindung erzeugt, die hintereinander geschalteten Windungen verhalten sich dabei wie hintereinandergeschaltete galvanische Elemente, ihre elektromotorischen Kräfte summieren sich also. Somit wird die elektromotorische Kraft oder Spannung (gemessen in Volt) einer Dynamomaschine von dreierlei abhängig sein: 1. von der Zahl der Kraftlinien, die der Magnet aussendet, 2. von der Anzahl der Umdrehungen des Ankers, denn bei jeder Umdrehung (einer zweipoligen Maschine) werden die gesamten durch den Anker gehenden Kraftlinien zweimal geschnitten, und schließlich 3. von der Zahl der hintereinandergeschalteten Ankerwindungen. Die von dem Magneten ausgesandte Kraftlinienzahl ist aber wieder abhängig von der Amperewindungszahl und da die Zahl der Magnetwindungen unveränderlich ist, von der durch die Magnetwindungen fließenden Stromstärke. Die Zahl der Ankerwindungen ist nun bei einer vorliegenden Maschine auch eine der normalen Spannung entsprechende unveränderliche Zahl, somit wird im Betriebe die von der Maschine erzeugte Spannung von der Umdrehungszahl und von der den Magneten erregenden Stromstärke abhängig sein. Zur Regulierung der Spannung eignet sich die erste der beiden Größen nur bei größeren unmittelbar von der Kraftmaschine angetriebenen Maschinen, man reguliert dann die Umdrehungszahl der Kraftmaschine; in allen anderen Fällen verändert man die Spannung durch einen in den Magnetstromkreis geschalteten Regulierwiderstand, durch dessen Verstellen man die Magnet-

stromstärke verändern kann. Starke Schwankungen der Umdrehungszahl, z. B. beim Ein- und Ausschalten schwerer Arbeitsmaschinen, die mit der Dynamo von derselben Kraftmaschine angetrieben werden, machen sich aber durch Veränderung der Spannung sofort bemerkbar und sind deshalb bei Lichtmaschinen unzulässig.

Zu unterscheiden sind noch die im Anker erzeugte elektromotorische Kraft der Maschine und die nach außen abgegebene „Klemmenspannung“, letztere ist, wenn w der Widerstand der Ankerwicklung ist und i die Stromstärke im Anker, um den Spannungsverlust $i \cdot w$, der nach dem Ohmschen Gesetz in den Ankerwindungen entsteht, kleiner als erstere.

Im übrigen ist die Stärke des Magneten bei gleicher Amperewindungszahl noch abhängig von dem magnetischen Widerstand, der um so geringer ist,

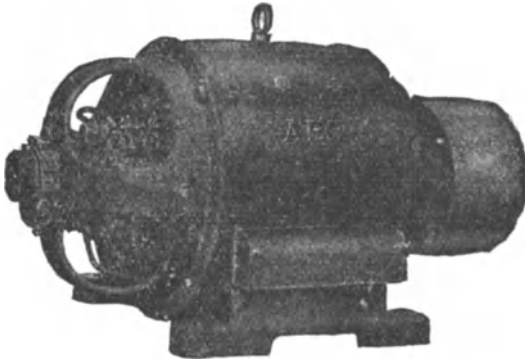


Abb. 118. Gleichstrommaschine.

je größer der Querschnitt und je kürzer die Kraftlinienweg innerhalb und außerhalb des Magnets ist, auch soll man dem Magnetgestell eine Gestalt geben, bei welcher möglichst alle Kraftlinien durch den Anker gehen, die sogenannte Kraftlinienstreuung also gering ist; dieser Anforderung genügen am besten die ringförmig geschlossenen

Magnetgestelle (Abb. 118) mit nach innen vorragenden Polen.

Wie in den Ankerwindungen würden auch im Ankereisen selbst Ströme induziert werden, sogenannte Wirbelströme, welche den Anker erhitzen und das Drehmoment des Ankers nutzlos vergrößern würden; man vermeidet sie durch Zerlegung des Ankers senkrecht zur Achse in voneinander durch Papier- oder dgl. Zwischenlagen bzw. Lackierung isolierte Blechscheiben.

Man unterscheidet nun bekanntlich Hauptstrom- oder Serienmaschinen, Nebenschlußmaschinen und gemischt gewickelte Compoundmaschinen. Bei der Hauptstrommaschine (Abb. 119) fließt der ganze aus dem Anker kommende Strom durch die Magnetwindungen, jede Veränderung im äußeren Stromkreis wird also auch sofort eine Veränderung der Maschinenspannung hervorrufen, der Regulierwiderstand muß für die Gesamtstromstärke eingerichtet sein und wird deshalb teuer, auch wird durch die Regulierung viel Energie vernichtet. Als Generator hat die Hauptstrommaschine heute keine Bedeutung mehr.

Bei der Nebenschlußmaschine (Abb. 120) zweigt man von dem aus dem Anker kommenden Strom einen Teil zur Erregung des Magnets ab, der aus den Magnetwindungen unmittelbar wieder zum Anker zurückkehrt. Da dieser abgezweigte Strom, den man natürlich in entsprechend mehr Windungen um die Magnetschenkel führen muß, nur schwach ist, so wird der Regulierwiderstand billig und der Energieverlust durch diesen Nebenschluß

ist nur gering. Diese Maschine wird als Gleichstromgenerator fast ausschließlich verwendet.

Bei der Compoundmaschine (Verbundmaschine) (Abb. 121) führt man außer der Nebenschlußwicklung auch den Hauptstrom in einigen Windungen um die Magnetschenkel. Man wollte dabei eine noch gleichmäßigere Spannung erzielen, doch ist dies nur möglich, wenn die beiden Windungszahlen den

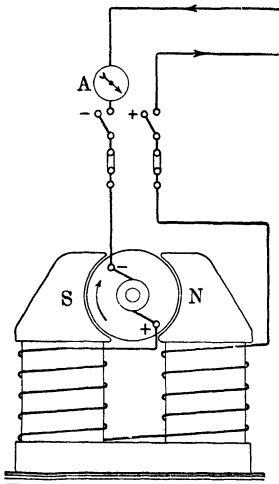


Abb. 119. Schaltungschema der Hauptstrommaschine.

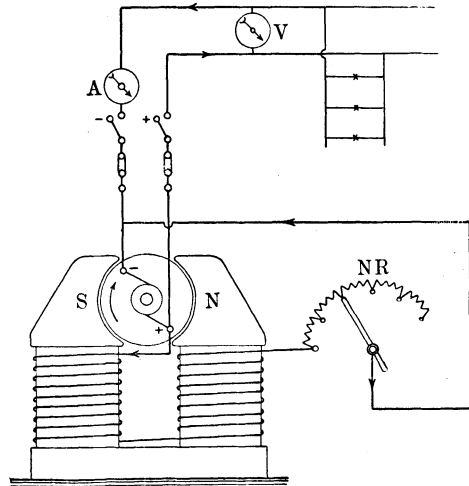


Abb. 120. Schaltungschema der Nebenschlußmaschine.

beiden Stromstärken immer entsprechen, was bei starker Schwankung des Hauptstromes natürlich nicht der Fall sein kann, auch genügt die Nebenschlußmaschine den Anforderungen der Praxis vollständig, so daß auch diese Maschine als Generator ohne Bedeutung ist.

Das Material des Magnetgestells ist Gußeisen oder besser Stahlguß, die den Anker möglichst eng umschließenden Polschuhe (oft auch die Pole) sind aus Stahlguß oder aus Eisenblechen zusammengesetzt. Das Material der Wicklungen ist Kupferdraht, neuerdings auch Aluminiumdraht.

Bekanntlich werden nun in der Hälfte der Ankerwicklungen Ströme der einen, in der anderen Hälfte Ströme der entgegengesetzten Richtung erzeugt. Diese Ströme werden gesammelt und gleichgerichtet durch den Kollektor. Man verbindet nach einem bestimmten Schema jedes Wicklungselement mit einer Kollektorlamelle. Die Kollektorlamellen sind voneinander und von dem auf der Welle sitzenden Kollektorkörper durch Glimmer vollständig isoliert. Man erreicht hierdurch, daß die gleichgerichteten Ströme von einer Windung

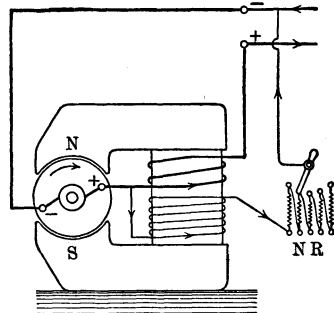


Abb. 121. Schaltungschema der Verbundmaschine.

zur anderen fließen können. An den beiden einander gegenüberliegenden Stellen, an denen die Stromrichtung wechselt, legt man Stromabnehmer auf, die früher aus Drahtbündeln, zusammengefaltetem dünnen Blech- oder Drahtnetz bestanden und deshalb Bürsten heißen, heute sind es federnd angedrückte Klötze aus einer Mischung von Kohle und Graphit. Die Bürsten sind in einem Bürstenhalter befestigt, die Bürstenhalter sind auf Bürstenbolzen geklemmt, die isoliert in der Bürstenbrücke (Bürstenstern) stecken und an die die Stromableitungen angeschlossen sind. Die Bürsten müssen gut anliegen (neue Bürsten müssen eingeschliffen werden), der Druck der Spannfedern soll aber nicht zu groß sein, weil sonst die Reibung am Kollektor unnötig groß wird. Die Stelle, an der die Bürsten aufliegen müssen, änderte sich früher mit der den Anker durchfließenden Stromstärke, die das Ankereisen magnetisierte, so daß die Ankerpole quer zu den Magnetpolen lagen. Durch diese Quermagnetisierung des Ankers wurde die Richtung der magnetischen Kraftlinien je nach der Stromstärke mehr oder weniger verschoben und mußte man mit der Bürstenstellung dieser Verschiebung folgen, wenn der Kollektor nicht funken sollte. Neuere Maschinen werden mit schmalen zwischen den Hauptpolen befindlichen Hilfspolen, die vom Ankerstrom umflossen werden und die Quermagnetisierung des Ankers aufheben, sogenannten Wendepolen versehen, so daß eine Bürstenverstellung nicht nötig ist. Die richtige Bürstenstellung wird durch eine Marke angegeben, die Klemmen sind mit Buchstaben bezeichnet und dürfen nur nach dem der Maschine beigegebenem Schaltungsschema verbunden werden. Die Bürsten sind seitlich verstellbar, damit sich nicht Rillen in den Kollektor einschleifen.

Der Kollektor ist von Zeit zu Zeit von dem durch das Schleifen der Bürsten gebildeten Kupferstaub durch Abblasen oder Ablaufenlassen mit einem Leder zu befreien und metallisch rein und gut rund zu halten. Man läßt ihn von Zeit zu Zeit mit Schmirgelleinwand ablaufen, wenn er unrund wird mit der Schlichtfeile, und dreht ihn ab, wenn er stärker unrund wird. Der Kollektor darf nicht etwa wie andere sich reibende Teile geölt werden, höchstens darf man ihn leicht mit Paraffin oder Kollektorbalsam ablaufen lassen. Eine gut arbeitende Maschine darf keine merkbare Funkenbildung zeigen, der Kollektor soll dunkelbraun bis violettbraun poliert aussehen. Funken des Kollektors kann außer durch unrichtige Bürstenstellung, Unrundwerden oder Ansammlung von Kupferstaub auch durch Fehler in der Ankerwicklung hervorgerufen werden, dann muß der Anker zur Fabrik geschickt und neu gewickelt werden. Sollen Dynamomaschinen parallel geschaltet werden, so sind sie erst auf genau gleiche Spannung zu bringen. Das ist besonders auch beim Parallelschalten mit einer Akkumulatorenbatterie zu beachten, da sonst die Maschine leicht umpolarisiert werden kann.

Der Wirkungsgrad der Gleichstrommaschinen ist bei Vollast bei 5 kW etwa 80 %, bei 10 kW 86 % und steigt bis 92 % bei 250 kW, bei Dreiviertellast ist der Wirkungsgrad kaum von diesen Werten verschieden, während er bei Halblast 2—3 % und bei Viertellast 6—10 % niedriger gesetzt werden kann.

Gleichstrommaschinen mit mehr als zwei Polen bieten in der Hauptsache den Vorteil einer geringeren Umdrehungszahl.

Wechselstrom- (und Drehstrom-) Erzeuger.

Sie werden auch häufig Wechselstrom- bzw. Drehstromdynamo genannt, doch ist das nicht richtig, da sie sich nicht nach dem dynamoelektrischen Prinzip von Siemens selbst erregen können, man nennt sie also besser Wechselstrom- bzw. Drehstromgenerator.

Man verwendet Einphasenwechselstrom, der zwei Leitungen und Dreiphasenwechselstrom oder Drehstrom, der drei oder vier Leitungen erfordert.

Die Generatoren für Einphasen- und Mehrphasenwechselstrom unterscheiden sich nur durch die Zahl der Wicklungssysteme auf dem Anker. Bekanntlich kann jeder Gleichstromgenerator Wechselstrom liefern, wenn man den Kollektor durch zwei Schleifringe ersetzt. Da für diese Schleifringe viel Platz vorhanden ist, lassen sie sich auch in einer Weise isolieren, die hohen Spannungen genügt und in der Verwendung hoher Spannungen liegt ja ein Hauptvorteil des Wechselstroms. Ein solcher Anker dreht sich dann zwischen einem Kranz feststehender um ihn herum angeordneter Pole. Kleinere Wechselstrommaschinen werden als solche Außenpolmaschinen gebaut.

Gibt man dem Anker Ringform und läßt ihn feststehen (Stator) und läßt ein die Magnetpole tragendes Rad (Rotor) innerhalb oder außerhalb dieses Ringes rotieren, so kann man den Strom aus den Ankerwicklungen ohne bewegte Teile ableiten, was bei hohen Spannungen natürlich am vorteilhaftesten ist. Deshalb ist man bei großen Maschinen zu dieser Bauart übergegangen. Die Ankerdrähte legt man in Löcher oder Nuten des ringförmigen Ankers und kann sie dabei nach Bedarf parallel oder hintereinander schalten, der Strom wird an den Wicklungsenden durch feste Anschlüsse entnommen. Zur Erregung der Pole ist natürlich Gleichstrom erforderlich, den man einem Gleichstromnetz, einer Akkumulatorenbatterie oder einer kleinen Gleichstromdynamo entnehmen kann, letztere, die Erregermaschine, wird häufig unmittelbar auf die Achse des Wechselstromgenerators gesetzt. Die Pole des Polrades können hintereinander geschaltet und der Gleichstrom kann dann einfach durch Schleifringe zugeführt werden.

Der Stator besteht, wie der Anker der Gleichstrommaschine, der Wirbelströme wegen, aus Blechen, die von einem durch Tragkränze oder Verspannungen versteiften Gehäuse getragen werden. Das Blechpaket wird in einzelne Teile zerlegt, zwischen denen Luftkanäle freibleiben. Die Wicklung wird in offenen, geschlossenen oder halbgeschlossenen Nuten untergebracht. Die Spulen einer Phase können beliebig hintereinander zur Erzielung hoher Spannung oder parallel zur Erzielung hoher Stromstärke geschaltet werden.

Die Zahl der Pole des Polrades ergibt sich aus der Umdrehungszahl und der gewünschten Periodenzahl. Beim Vorübergang eines Polpaares vor dem Ankerdraht verläuft in diesem eine Periode. Die Periodenzahl ist also gleich dem Produkt aus der Zahl der Polpaare und der sekundlichen Umdrehungszahl, je weniger Polpaare die Maschine hat, um so größer muß also die Umdrehungszahl sein, wenn Wechselstrom einer bestimmten Periodenzahl erzielt werden soll.

Nach der Bauart des Polrades unterscheidet man Einzelpolmaschinen, bei denen die entweder massiven oder aus Blechen zusammengesetzten Pole auf die Nabe des Rades sternförmig aufgesetzt sind, und Volltrommelmaschinen, deren Polrad ähnlich wie der Anker einer Gleichstrommaschine

aus einer aus Blechen zusammengesetzten, am Mantel mit Nuten versehenen Trommel besteht.

Der Antrieb größerer Wechselstrommaschinen geschieht unmittelbar durch Dampf- oder Wasserturbinen.

Die Spannung wird durch Veränderung der Stärke des Erregerstroms geregelt, meist durch einen automatischen Schnellregler, der durch ein von der Wechselspannung beeinflusstes Relais gesteuert wird und unmittelbar auf den Erregerkreis der Erregermaschine wirkt. Bei älteren Maschinen erfolgte die Regelung von Hand. Abb. 122 u. 123 zeigen einen Drehstromschwungradgenerator der AEG. mit außen rotierendem Läufer, und zwar

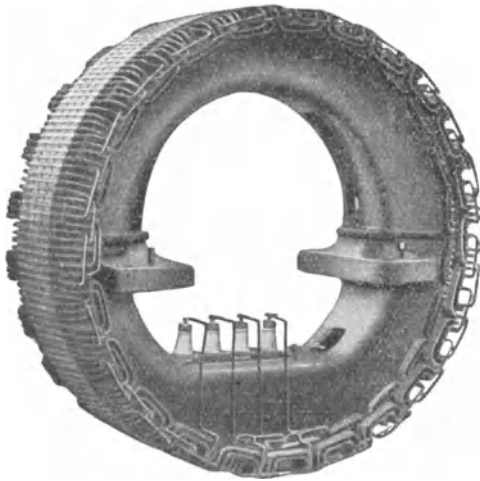


Abb. 122. Stator eines Drehstromgenerators der AEG.

Abb. 122 den Ständer, Abb. 123 den zweiteiligen Läufer.

Auf die Theorie der Wechselstrommaschine näher einzugehen, würde hier zu weit führen, die Grundlagen sind aus der Physik bekannt, es sei nur daran erinnert, daß infolge der Selbstinduktion und ähnlicher Einflüsse eine Phasenverschiebung φ zwischen Stromstärke und elektromotorischer Kraft stattfindet, so daß Klemmenspannung und Stromstärke ihre Höchstwerte immer erst später erreichen als die elektro-

motorische Kraft. Man erhält deshalb die Leistung eines Wechselstromes, wenn man nicht wie bei Gleichstrom Spannung und Stromstärke einfach multipliziert, sondern man darf die Stromstärke nur mit der in ihre Richtung fallenden Komponente der Spannung $E \cdot \cos \varphi$ multiplizieren, so daß die Leistung

$$N = E \cdot J \cdot \cos \varphi$$

ist. $\cos \varphi$ nennt man den Leistungsfaktor, er schwankt zwischen 0 und + 1 oder - 1. Ist die Phasenverschiebung $\varphi = 0$, so ist der Leistungsfaktor = 1 (reiner Wirkstrom), ist $\varphi = 90^\circ$ gleich 0, wir haben dann Blindstrom. Unter Annahme eines Leistungsfaktors von 0,8 kann der Wirkungsgrad einer Wechselstrommaschine von 25 kW Wirkleistung 86%, einer von 1000 kW 96% betragen, ist der Leistungsfaktor niedriger (Werte von 0,5 sind gar nicht selten), so verschlechtert sich natürlich auch der Wirkungsgrad, denn die Maschine gibt dann bei den Verlusten der voll belasteten Maschine nur die halbe Leistung ab.

Der wirklich Arbeit leistende Teil der Spannung eines Wechselstromes wird effektive Spannung, die entsprechende Stromstärke effektive Stromstärke genannt.

Da der empfindlichste Teil der Gleichstrommaschine, der Kollektor, fortfällt, kann man mit der Wechselstrommaschine leicht Spannungen von 10—20000 Volt und mehr erreichen. Die Wechselströme lassen sich in Transformatoren leicht in Ströme beliebiger anderer Spannungen umformen, auch in Gleichrichtern in Gleichstrom verwandeln. Da Strom von hoher Spannung zur Fortleitung einer gewissen Energie nur eine geringe Stromstärke, also auch nur eine dünne Leitung erfordert, eignet sich Wechselstrom besonders zur Kraftübertragung auf große Entfernungen.

Besondere Aufmerksamkeit erfordert das Parallelschalten von Wechselstrommaschinen, es darf nur bei gleicher Spannung und gleichem Takt beider

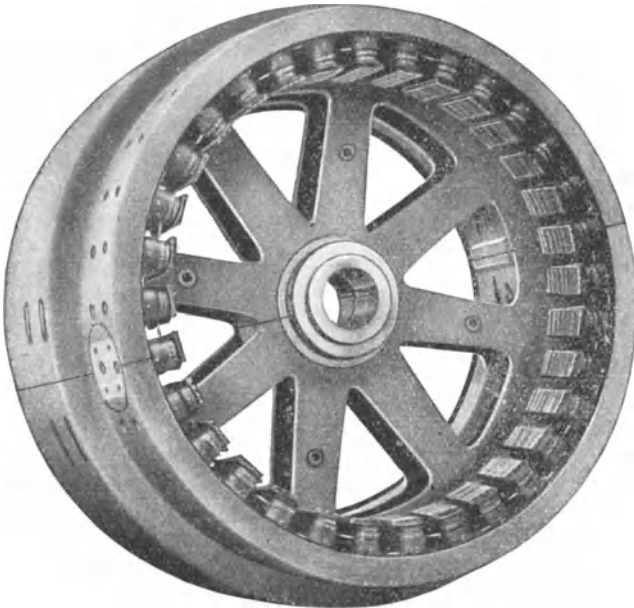


Abb. 123. Rotor eines Drehstromgenerators der AEG.

Maschinen (Gleichlauf, Synchronismus) geschehen, da sich sonst die beiden Maschinen gegenseitig behindern. Deshalb wird von der Antriebsmaschine auch ein besonders gleichförmiger Gang verlangt, da davon Spannung und Periodenzahl abhängen.

Bei der Verteilung der Belastung auf die einzelnen Maschinen muß die Dampf- oder Wasserturbine beeinflußt werden.

Eine besondere Bedienung der Wechselstrommaschine ist, von der Schmierung der Lager abgesehen, nicht erforderlich.

Von den mehrphasigen Wechselströmen bietet der Zweiphasenstrom keine besonderen Vorteile, wohl aber der verkettete Dreiphasenstrom, den man Drehstrom nennt. Man erhält bei einer zweipoligen Maschine Drei-

phasenstrom, wenn man auf den Stator drei um 120° gegeneinander verschobene Wicklungen anbringt. Zeichnet man sich die drei den Spannungsverlauf darstellenden Sinuslinien auf, so findet man, daß die drei Momentanwerte in jedem Augenblick zusammen Null ergeben. Daraus ergibt sich die

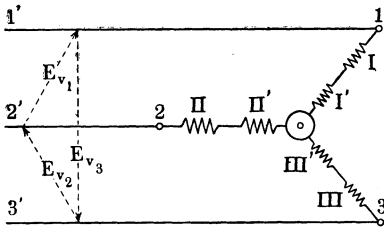
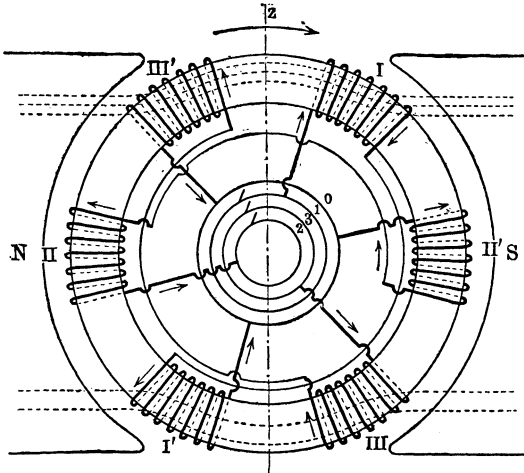


Abb. 124 a und b. Sternschaltung.

Möglichkeit der Verkettung der drei Ströme derart, daß man statt 6 Leitungen nur 3 braucht, denn in zwei Leitungen fließt in jedem Augenblick soviel Strom aus der Maschine heraus, wie in der dritten zurückfließt. Die Verkettung geschieht nach der Sternschaltung oder der Dreiecksschaltung. Bei der Sternschaltung (Abb. 124) verbindet man die Anfänge der drei Phasen miteinander und schließt an die Enden die Strom-

leitungen an, bei der Dreiecksschaltung (Abb. 125) werden die drei Spulen hintereinander fortlaufend verbunden und an den Verbindungspunkten die Stromleitungen angeschlossen. Leitet man diesen Dreiphasenstrom in den gleichgewickelten Stator eines Motors, so entstehen in diesem Magnetpole, die

gleichförmig umlaufen und den Rotor mitnehmen (siehe Asynchronmotoren), daher die Bezeichnung Drehstrom.

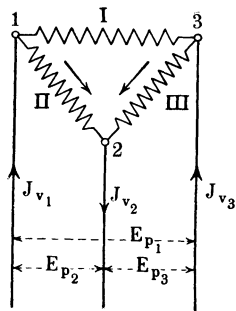
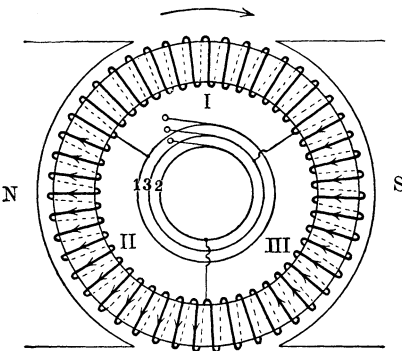


Abb. 125 a und b. Dreieckschaltung.

B. Die Motoren.

Gleichstrommotoren.

Der Gleichstrommotor ist genau wie der Gleichstromgenerator gebaut. Läßt man in einen solchen von außen Strom fließen, so magnetisiert dieser den Magneten wie den Anker, da die Ankerpole aber quer zu den Magnetpolen liegen, entsteht durch die Anziehung zwischen den entgegengesetzten und die Abstoßung zwischen den gleichen Polen ein Drehmoment. Sobald sich die Magnetpole vorwärts drehen, werden sie aber durch Umschalten von Ankerwindungen mittels des Kollektors aus dem Bereich der einen Stromrichtung in den der entgegengesetzten, wieder um gleichviel zurückverlegt und dadurch wird das Drehmoment dauernd erhalten.

Wie bei der Gleichstrommaschine die Spannung von der Umdrehungszahl abhängig war, so ist beim Motor die Umdrehungszahl von der Spannung abhängig. Da der Motor wie eine Dynamomaschine gebaut ist und sein Anker sich genau wie der Anker einer Dynamomaschine dreht, so muß auch eine mit der Umdrehungszahl wechselnde elektromotorische Kraft im Anker induziert werden, welche dem in den Anker fließenden Strom entgegenwirkt. Die Spannung des Leitungsnetzes, an welches der Motor angeschlossen ist, muß also neben dem Ohmschen Widerstand der Ankerwicklung diese elektromotorische Gegenkraft überwinden. Da sie beim ruhenden Motor gleich Null ist und erst bei Erreichung der normalen Umdrehungszahl ihren normalen Wert annimmt, so würde beim Einschalten ein zu starker Strom in den Anker fließen und diesen zu stark erhitzen. Man muß deshalb beim Einschalten durch einen Vorschaltwiderstand (Anlasser) einen der noch nicht vorhandenen elektromotorischen Gegenkraft entsprechenden Teil der Spannung vernichten.

Wie die Nebenschlußmaschine bei gleichbleibender Umdrehungszahl gleichbleibende Spannung liefert, so liefert der Nebenschlußmotor bei konstanter Spannung eine gleichbleibende Umdrehungszahl auch bei wechselnder Belastung, er eignet sich deshalb als Werkstattmotor zum Antrieb von Werkzeugmaschinen u. dgl. Während der Hauptstromgenerator heute keine Anwendung mehr findet, besitzt aber der Hauptstrommotor (und neben ihm der gemischtgewickelte Motor) in manchen Fällen große Vorzüge. Aus der obigen Erörterung ergibt sich, daß solange der Motor ruht oder nur sehr langsam läuft, ein besonders starker Strom in den Anker fließen wird. Da dieser nun bei der Serienschaltung auch durch die Magnetwindungen fließt, so wird sich beim Anlassen ein besonders großes Drehmoment oder Anzugsmoment ergeben, wie es zur Überwindung der Trägheit der Masse beim Anheben schwerer Lasten oder beim Anfahren von Fahrzeugen notwendig ist. Deshalb ist der Hauptstrommotor besonders geeignet für Hebezeuge, Straßenbahnen usw.

Die gewünschte Drehrichtung ist bei der Bestellung eines Motors anzugeben, die Schaltung und der Anschluß der Hilfsapparate ist genau nach dem mitgelieferten Schaltschema auszuführen. Nachträgliche Änderung der Drehrichtung führt besonders bei Wendepolmotoren leicht zu falschen Schaltungen. Der Anlasser wird so in die Leitung eingebaut, daß man den Motor nur unter anfänglicher Vorschaltung von Widerstand einschalten kann. Da

man den vorgeschalteten Widerstand nur langsam in dem Maße, als mit der Umdrehungszahl die gegenelektromotorische Kraft wächst, ausschalten soll, so muß man gewöhnlich beim Drehen des Hebels eine Feder spannen, wodurch ein zu schnelles Drehen vermieden wird. Diese Feder reißt dann beim Ausschalten den Hebel schnell zurück und das ist wieder notwendig, wenn sich durch die Selbstinduktionsströme beim Ausschalten nicht Lichtbogen zwischen den Kontakten bilden sollen. Also: langsam einschalten, schnell ausschalten. Wenn der Anlasser durch ein Minimalrelais bei Nullstrom selbsttätig abschaltet, so daß er wieder in Anlaßstellung kommt, schaltet man deshalb am besten am Hebelschalter aus.

Für Abschaltung großer Stromstärken bei Hauptstrommotoren und häufiger Schaltung auf die umgekehrte Drehrichtung sind Controller, vollständig gekapselte Schalteinrichtungen mit kräftigen, leicht auswechselbaren Kontakten, die durch eine magnetische Funkenlöschvorrichtung besonders für die Abschaltung starker Ströme geeignet sind, am besten geeignet. Das Öffnen des Controllers unter Strom muß durch eine Verriegelung unmöglich gemacht werden. Ersatzkontaktstücke müssen immer vorhanden sein.

Man unterscheidet Vollastanlasser und Halblastanlasser, letztere sind nur für Leeranlauf zu verwenden, bei stärkerer Benutzung führt ihre Verwendung leicht zu Betriebsstörungen. Nach der Art, wie die durch den Anlaßstrom in den Widerständen entwickelte Wärme abgeführt wird, unterscheidet man Luftanlasser, Ölanlasser und Sandanlasser. Die beiden letzten kühlen die Widerstandsspiralen wirkungsvoller als Luft, doch bedarf das Öl und noch mehr der nicht zirkulierende Sand selbst wieder längere Zeit zur Abkühlung. Öl- und Sandanlasser sind deshalb nur geeignet, wenn die Motoren nicht zu oft hintereinander angelassen werden. Die Luftanlasser müssen größere Abmessungen haben, vertragen aber wiederholtes Anlassen in kurzen Zwischenpausen. Dauernd eingeschaltet dürfen Anlasser nicht bleiben.

Flüssigkeitsanlasser, die aus zwei oder drei eisernen in eine Sodaauslösung getauchten Elektrodenblechen bestehen, die schließlich auf dem Boden des Gefäßes in Kurzschlußkontakte geklemmt werden, eignen sich nicht für den Betrieb, höchstens als zeitweiser Ersatz.

Beim Nebenschlußmotor ist eine Regelung auf geringere Umdrehungszahlen durch Vorschalten von Widerstand möglich. Man verwendet dazu den entsprechend kräftig gebauten Anlasser, durch einen Regulierwiderstand im Erregerstromkreis läßt sich auch die Umdrehungszahl um etwa 20% der normalen erhöhen, bei Sonderausführungen kann die Umdrehungszahl auf das Doppelte der normalen gesteigert werden. Anlasser, Regulator und Erregerregulator können in einen Apparat zusammen gebaut werden.

Der Elektromotor bedarf außer der gelegentlichen Reinigung und Neufüllung der Ringschmierlager und des Ablaufenlassens des Kollektors keinerlei Wartung und ist stets betriebsbereit, auch paßt er sich verschiedenen Belastungen leicht an, ohne daß sich der Wirkungsgrad erheblich verschlechtert. Beispielsweise ergab sich bei einem 8 kW-Motor ein Wirkungsgrad

bei $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{4}{4}$	$\frac{5}{4}$	Last
in % 75	82	83	83	82	

Wechselstrom- (und Drehstrom-) motoren.

Bei den Wechselstrommotoren wirkt wie bei den Gleichstrommotoren die Kraft, die jeden stromführenden Leiter im Magnetfeld bewegt. Beim Wechselstrom sind aber mehrere Arten der Umkehrung des Generators in den Motor möglich, weil man dem Rotor den Strom nicht unmittelbar zuzuführen braucht, ihn vielmehr durch Induktion vom Stator aus hervorrufen kann. Danach unterscheidet man drei Hauptarten von Wechselstrommotoren:

1. Die Synchronmotoren, bei denen der Stator mit Wechselstrom, der Rotor mit Gleichstrom gespeist wird. Sie sind also die direkte Umkehrung des Generators. Synchronmotor werden sie genannt, weil ihre Umdrehungszahl streng an die Periodenzahl des Wechselstroms gebunden ist.

2. Bei den Asynchronmotoren entsteht der Rotorstrom durch Induktion. Hierbei bleibt, was der Name andeutet, die Umdrehungszahl hinter der der Periodenzahl entsprechenden, die nur beim Leerlauf erreicht wird, zurück.

Beim Synchronmotor muß, wenn im Stator der Wechselstrom seine Richtung wechselt, da der Rotorstrom seine Richtung ja beibehält, der Rotor sich soviel weiter gedreht haben, daß der nachfolgende entgegengesetzte Pol an die Stelle des vorhergehenden gekommen ist. Dann bleibt die Richtung des Drehmoments dieselbe. Daraus geht hervor, daß der Synchronmotor nicht von selbst anlaufen kann und daß er stehen bleibt, wenn er „aus dem Tritt“ gebracht wird, z. B. durch Schwankungen in der Umdrehungsgeschwindigkeit der den Generator antreibenden Kraftmaschine. Das Produkt aus der sekundlichen Umdrehungszahl und der Polpaarzahl des Rotors muß also gleich der Periodenzahl des Wechselstroms sein. Auf diese Umdrehungszahl muß der Motor mit Hilfe eines Gleichstrommotors beim Anlaufen gebracht werden, er muß „angeworfen“ werden. Man kann hierzu eine Wechselstrommaschine und eine Gleichstrommaschine kuppeln (Wechselstrom-Gleichstrom-Umformer) und den Gleichstrom während des Betriebes auf eine Akkumulatorenbatterie laden. Beim Anlassen läuft die Gleichstrommaschine mit dem Akkumulatorenstrom als Motor, nach erreichtem Synchronismus wird sie wieder als Generator zum Laden der Akkumulatoren verwendet und liefert gleichzeitig den Strom zur Erregung der Rotorpole. Neuere Synchronmotoren können durch eine besondere Schaltung während des Anlaufs zu asynchronen gemacht werden und als solche anlaufen.

Der Vorteil des Synchronmotors ist ein hoher Wirkungsgrad, denn man kann durch passende Regulierung des Erregerstromes den Leistungsfaktor $\cos \varphi = 1$ einstellen, eine unnötige Belastung der Maschine durch Blindstrom also vermeiden, außerdem ist der Synchronmotor stark überlastungsfähig und läuft bei allen Belastungen mit genau gleichbleibender Umdrehungszahl, da bei einer Störung des Synchronismus ein starkes synchronisierendes Moment auftritt, welches den Motor unter Schwingungen auf die synchrone Drehzahl zurückbringt. Bei Übererregung der Rotorpole vermögen Synchronmotoren sogar den schlechteren Leistungsfaktor benachbarter Asynchronmotoren auszugleichen.

Die Bauart der Synchronmotoren gleicht derjenigen der Generatoren. Betrieben werden die Synchronmotoren meist mit Drehstrom, seltener mit Wechselstrom.

Bei den Asynchronmotoren (Drehstrommotoren) entspricht die Ausführung des Stators vollständig der der Generatoren, der Rotor hat jedoch nicht Pole mit Gleichstromerregung, er ist vielmehr ähnlich wie der Stator gebaut und wird durch die in der Wicklung induzierten Ströme magnetisiert. Für kleinere Leistungen, früher meist bis 2 kW, jetzt bei Verwendung von Stern-Dreiecksschaltern meist höher bis etwa 10 kW kann die Rotorwicklung kurz geschlossen werden. Dies verbilligt die Ausführung und Betriebssicherheit und erhöht den Wirkungsgrad, auch haben diese Motoren ein besonders hohes Anzugsmoment, bis zum 2,5fachen des normalen Drehmoments. Derartige Kurzschlußläufer bestehen einfach in einer Eisentrommel, in deren Mantel parallel zur Achse blanke Kupferstäbe ohne Isolation eingelegt sind, an den Stirnseiten sind sie durch je einen Ring verbunden.

Es wurde schon beim Generator gesagt und kann auch aus der Physik als bekannt vorausgesetzt werden, daß der Drehstrom im Stator des Motors umlaufende Magnetpole erregt. Daraus ergibt sich zunächst, daß in den Rotorwindungen Induktionsströme entstehen, die den Rotor selbst magnetisieren. Solange der Rotor nicht die Umdrehungszahl des Drehfeldes erreicht hat, werden von den Rotorwindungen noch immer Kraftlinien geschnitten und somit eine beschleunigende Induktion bewirkt, erst wenn der Rotor ebenso schnell umläuft, wie das Drehfeld, tritt der Beharrungszustand ein; es kommt dann kein Induktionsstrom mehr zustande. Dieser Fall kann praktisch nicht, nur beim Leerlauf annähernd eintreten, denn infolge der Arbeit, die der Rotor zu leisten hat, bleibt er hinter dem Drehfeld zurück und hierdurch entsteht eben das arbeitleistende Drehmoment. Dieses Zurückbleiben der Winkelgeschwindigkeit des Rotors hinter der des Drehfeldes heißt Schlüpfung. Es ergibt sich daraus, daß der Motor niemals synchron mit dem Drehfeld rotieren kann.

Die Kurzschlußläufer nehmen beim Anlauf das 3—4fache der normalen Stromstärke auf, deshalb verwendet man bei größeren Leistungen Phasenläufer mit in Nuten eingebetteten Wicklungen, die dem Stator entsprechend meist dreiphasig angeordnet sind und deren Enden in Stern- oder Dreieckschaltung zu drei Schleifringen geführt werden. Hierdurch kann man beim Anlassen einen dreifachen Anlaßwiderstand in den Stromkreis des Rotors einschalten. Nach Erreichen der normalen Umdrehungszahl wird durch einen Hebel unmittelbar an den Schleifringen Kurzschluß hergestellt, so daß auch der Phasenläufer im Betriebe kurzgeschlossen ist. Beim Kurzschließen werden die Bürsten von den Schleifringen abgehoben. Um Fehler bei der Bedienung zu vermeiden, soll der Anlasser zwangsweise die richtige Schaltung verbürgen.

Der Drehstrommotor ändert bei wechselnder Belastung seine Umdrehungszahl nur wenig. Bei den Schleifringmotoren kann die Umdrehungszahl durch Einschalten von Widerstand vermindert werden, dagegen ist eine Erhöhung über die synchrone Drehzahl hinaus nicht möglich.

Der Leistungsfaktor $\cos \varphi$ wird um so geringer, je weniger der Motor belastet ist, man darf also solche Motoren nicht zu groß nehmen. Die stromliefernden Werke decken sich gegen dadurch hervorgerufene Verluste häufig durch besondere Tarife. Nachstehende Tabellen geben den Leistungsfaktor $\cos \varphi$ verschiedener Motorengrößen bei Voll- und Teilbelastung.

Leistung in kW		5	20	80	250	
Umdrehungszahl	1500	0,82	0,90	0,90	0,91	
„	750	0,81	0,84	0,87	0,89	
Teillast		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{4}{4}$	$\frac{5}{4}$
Umdrehungszahl	1500	0,72	0,85	0,89	0,90	0,90
„	750	0,47	0,67	0,76	0,80	0,81

Daraus ergibt sich also, daß namentlich langsamlaufende Drehstrommotoren möglichst nicht mit weniger als $\frac{3}{4}$ der Normalleistung laufen sollen.

Bei größeren Motoren kann man durch eine kleine Hilfsmaschine, den „Phasenschieber“ auch bei den Asynchronmotoren annähernd den Leistungsfaktor 1 erreichen. Allerdings werden dadurch die Anlagekosten erhöht und der Betrieb komplizierter. Neuerdings verwendet man zum gleichen Zwecke sogenannte kompensierte Drehstrommotoren, welche auf dem Läufer außer der normalen Wicklung noch eine Hilfswicklung besitzen, durch die die durch den Magnetisierungsstrom hervorgerufene Phasenverschiebung aufgehoben und der Leistungsfaktor bei allen Belastungen gleich 1 wird. Im Gegensatz zu den normalen Motoren wird das Netz über die Schleifringe an den Läufer angeschlossen, während der Anlasser in dem Ständerstromkreis liegt. Den gleichen Zweck erreicht man in letzter Zeit auch durch Parallelschalten eines Kondensators.

Der Betrieb der Asynchronmotoren mit einphasigem Wechselstrom ist möglich, aber unvorteilhafter, da Leistungsfaktor und Wirkungsgrad weit schlechter sind, als bei Drehstrom, auch ist der Anlauf nur in besonderer Schaltung und mit geringer Zugkraft möglich.

Für das Anlassen von Motoren mit Kurzschlußläufern ist kein Anlaßwiderstand erforderlich, wird der Strom beim Einschalten zu groß, so verwendet man den schon genannten Stern-Dreiecksschalter, mit dem die Primärwicklung beim Anlaufen im Stern und beim Betrieb im Dreieck geschaltet wird. Das gleichfalls schon erwähnte Kurzschließen und Abheben der Bürsten beim Phasenläufer geschieht durch Verschieben einer auf der Motorwelle sitzenden Hülse mit Hilfe eines Hebels.

Eine andere Art des Anlassens ist die mit Gegenschaltung. Der Rotor besitzt zwei Wicklungen, die beim Anlauf gegeneinander geschaltet sind und durch einen selbsttätigen durch Zentrifugalkraft betätigten Kurzschließer nach Erreichen einer gewissen Umdrehungszahl untereinander geschlossen werden.

Die Umkehrung der Drehrichtung ist einfach, man braucht nur zwei beliebige Statoranschlüsse zu vertauschen. Die Regelung kann durch Widerstände im Sekundärkreis, allerdings unter bedeutender Herabsetzung des Wirkungsgrades oder dadurch, daß man durch Umschaltung der Statorwicklung die Polzahl verändert (halbe Polzahl würde die doppelte Umdrehungszahl haben), was eine verwickelte Schaltung gibt oder durch die sogenannte Kaskadenschaltung erfolgen, bei der man statt sie in Widerständen zu vernichten, die dem Rotor des ersten (Vorder-) Motors entnommene elektrische Energie dem Stator eines zweiten (Hinter-) Motors zuführt. Die beiden Motoren sitzen am besten auf derselben Drehachse, so daß sich die Drehmomente ohne weiteres summieren. Der Wirkungsgrad dieser Schaltung ist zwar gut, der Leistungsfaktor der Motoren wird aber dabei niedrig.

Eine dritte Gruppe von Wechselstrommotoren sind die Kollektormotoren (Abb. 126), die, wie die Gleichstrommotoren, einen Kollektor besitzen und auch zum Teil mit Gleichstrom laufen können. Der Strom im Rotor entsteht also wie beim Gleichstrommotor durch Zuleitung von außen, bei anderen Typen aber auch durch Induktion. Vom Gleichstrommotor unterscheiden sie sich dadurch, daß nicht nur der Anker, sondern auch der übrige Eisenkörper aus dünnen, durch Zwischenlagen voneinander isolierte Blechen bestehen muß, der Anker ist ein Gleichstromanker, die Schaltung Reihenschaltung, das Magnetfeld liegt außen und wird mit Wechselstrom gespeist. Die Motoren dieser Art können für Einphasenwechselstrom wie für Drehstrom gebaut werden. Die Kollektormotoren sind zwar wesentlich teurer

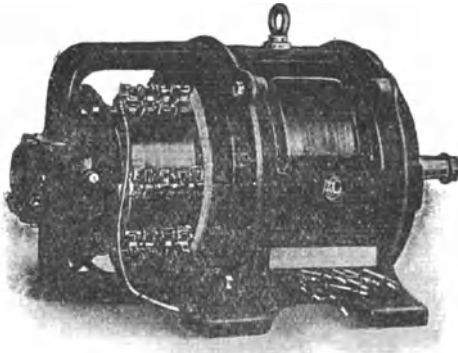


Abb. 126. Kollektormotor.

und der Kollektor verursacht bei Wechselstrom Isolationsschwierigkeiten, früher war auch der Leistungsfaktor klein, was bei neueren Motoren beseitigt ist, den Nachteilen steht aber der Vorteil der weitgehenden Regelung der Umdrehungszahl, die bei den kollektorlosen Motoren unmittelbar von der Periodenzahl abhängig ist, gegenüber. Außerdem sind sie für einphasigen Wechselstrom für manche Zwecke, z. B. den Bahnbetrieb, die einzig vorhandenen Motoren.

Wenn in einem Betrieb eine größere Zahl dieser teuren Motoren für Einzelantrieb benötigt werden, ist zu erwägen, ob nicht Umformung des Wechselstroms in Gleichstrom und Betrieb des betr. Teils der Anlage mit solchem vorzuziehen ist.

C. Umformer (Transformator) und Gleichrichter.

Häufig ist die zur Verfügung stehende elektrische Energie zur direkten Verwendung ungeeignet, man kann z. B. elektrolytische Anlagen weder mit Wechselstrom noch mit dem höher gespannten Gleichstrom, der für Beleuchtung bestimmt ist, betreiben und man darf so hohe Spannungen, wie man sie zur Fortleitung der elektrischen Energie auf große Entfernungen verwendet, nicht in Wohnräumen und Fabriksälen verwenden, wegen der damit verbundenen Lebensgefahr, auch sind sehr hohe Spannungen zum Maschinenbetrieb ungeeignet, der Schwierigkeit der Isolation wegen.

Man muß deshalb häufig die eine Form der elektrischen Energie in die andere umformen, also hochgespannten Gleich- oder Wechselstrom in niedrig gespannten, bei Wechselstrom auch umgekehrt, oder auch Wechselstrom in Gleichstrom. Die Umformung von Gleichstrom in Wechselstrom ist natürlich

ebensogut möglich, kommt aber selten vor und hat den Nachteil, daß der Rückwirkung der von der Belastung abhängigen Phasenverschiebung auf die Umdrehungszahl des Motors wegen die Frequenz des Wechselstroms schwankt.

Für die Umformung von Gleichstrom hoher Spannung in niedriggespannten kann man einen Motor für hohe Spannung mit einem Generator

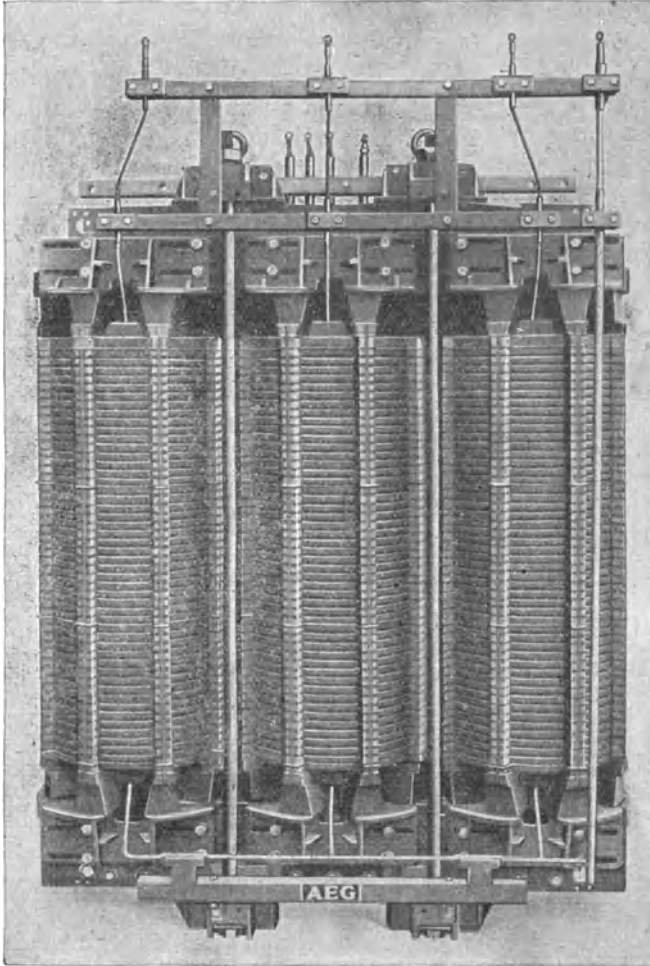


Abb. 127. Drehstromöltransformator der AEG.

für niedrige direkt kuppeln: Motorgenerator oder Aggregat. Man kann einen solchen rotierenden Umformer aber auch bauen, indem man Motorenwicklung und Generatorwicklung auf denselben Anker legt: Einankerumformer für Gleichstrom. Derselbe muß natürlich für jede Wicklung einen besonderen Kollektor mit Bürsten haben.

Ebenso kann man, um Wechselstrom bzw. Drehstrom in Gleichstrom umzuformen, den Wechselstrommotor mit dem Gleichstromgenerator kuppeln.

Wie man aber mit jeder Gleichstrommaschine, wenn man sie statt mit einem Kollektor mit Schleifringen versieht, Wechselstrom erzeugen kann, so kann man sie auch als Wechselstrommotor laufen lassen. Man kann dabei zwei Schleifringe mit entgegengesetzten Punkten verbinden für Einphasenwechselstrom oder drei Schleifringe mit um 120° versetzten Punkten für Drehstrom.

Man kann nun sogar dieselbe Wicklung, wenn man sie auf der einen Seite des Ankers mit Schleifringen, auf der anderen Seite mit einem Kollektor verbindet, benutzen, um die Maschine mit Wechsel- (bzw. Dreh-)strom als Motor laufen zu lassen und ihr am Kollektor Gleichstrom zu entnehmen oder auch umgekehrt (letzteres kommt, wie schon oben gesagt, seltener vor). Im ersten Fall läuft der Motor als Synchronmotor mit gleichbleibender Umdrehungszahl, er muß von der Gleichstromseite aus angeworfen werden, bei asynchronem Anlauf von der Drehstromseite aus ist er sofort betriebsbereit. Die Spannungen stehen in einem festen Verhältnis zueinander. Durch passende Erregung läßt sich auf der Wechselstromseite der Leistungsfaktor 1 erreichen. Der Einankerumformer, bis zu mehreren Tausend kW gebaut, läßt sich stark überlasten und hat einen guten Wirkungsgrad.

Der Umformung von Wechselstrom in Gleichstrom dienen auch die auf der Ventilwirkung eines Quecksilberlichtbogens beruhenden Gleichrichter. Der Stromdurchgang erfordert als einzigen Verlust einen bestimmten Spannungsbetrag, deshalb ist der Wirkungsgrad um so besser, je höher die Gesamtspannung ist, auch bei kleinen Leistungen. Man baut sie bis zu 200 Amp. mit Glaskolben, bis 500 mit eisernen Kolben bei Spannungen bis 1200 Volt. Für größere Stromstärken werden mehrere parallelgeschaltet. Sie haben neben einem guten Wirkungsgrad (90% und höher) die Vorteile, daß sie keine Bedienung erfordern, da keine bewegten Teile vorhanden sind und daß sie hohe Überlastung vertragen.

Für die Umformung von Wechsel-(oder Dreh-)strom einer Spannung in eine andere dienen die eigentlichen Transformatoren aus zwei Spulen verschiedener Windungszahl bestehend, die auf einem aus etwa 0,3 mm dicken Eisenblechen aufgebauten gemeinsamen Eisenkern gewickelt sind. Abb. 127 zeigt einen Drehstromöltransformator mit Wellblechkasten 30 KVA. — 15200/410 Volt der AEG. Berlin. Die die Energie aufnehmende Wicklung nennt man primäre, die Wicklung, in der die andere Spannung induziert wird, sekundäre Wicklung, die für die höhere Spannung Oberspannungswicklung, die für die niedere Unterspannungswicklung. Das Prinzip kann als bekannt vorausgesetzt werden. Solche Transformatoren werden für Spannungen bis 200000 Volt und Stromstärken von Zehntausenden Ampere ausgeführt und haben von allen Umformern den höchsten und auch bei Teilbelastung nur wenig veränderlichen Wirkungsgrad, da bewegte Teile nicht vorhanden sind. Der Wirkungsgrad beträgt bei kleinen Transformatoren 90% und steigt bei den größten bis 99%. Das Verhältnis der Spannungen wird durch das Verhältnis der Windungszahlen bestimmt, von den Verlusten abgesehen, ist es gleich diesem Verhältnis. Die Verluste zerfallen in die Kupferverluste (durch den Strom entwickelte Joulesche Wärme) und die Eisenverluste (Hysteresis und Wirbelströme), letztere sind auch bei Leerlaufen vorhanden. Am günstigsten arbeitet der Transformator, wenn die Eisenverluste ungefähr

gleich den Kupferverlusten sind, nur wenn die primäre Spule dauernd unter Strom ist, sekundärer Strom aber nur zeitweise entnommen wird, macht man die Eisenverluste möglichst klein. Man muß solche Transformatoren nach dem Jahreswirkungsgrad beurteilen.

Wenn Ober- und Unterspannung nicht sehr voneinander verschieden sind, kann man den Primärkreis zugleich als Sekundärkreis verwenden. Man zweigt dann den Sekundärstrom einfach von einem entsprechenden Teil der Windungen ab. Solche Transformatoren nennt man Spartransformatoren oder Autotransformatoren. Ebenso kann man von der Sekundärwicklung Teilspannungen abzweigen, indem man sie mit einem Schalter an verschiedenen Stellen anzapft, auch einen Teil der primären Windungen kann man abschaltbar machen. Man erhält so regelbare Transformatoren.

Nach der Bauart unterscheidet man den Kerntransformator (Abb. 128), bei dem das Eisen in der Hauptsache innen liegt und den Manteltransformator (Abb. 129), bei dem sich das Eisen außen um die Spulen herum mantel-

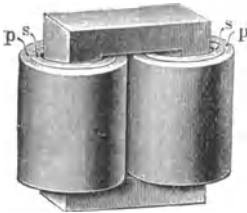


Abb. 128.
Kerntransformator.



Abb. 129.
Manteltransformator.

artig schließt. Die Wicklung ist entweder Zylinderwicklung (innen Primär-, darüber Sekundärwicklung) oder Scheibenwicklung (abwechselnd Hochspannungs- und Niederspannungsspulen aufeinander geschichtet). Die Wicklung soll so eingerichtet sein, daß möglichst alle Kraftlinien gezwungen sind, durch beide Spulen hindurchzugehen, die Streuung also gering ist.

Der ganze Transformator steht in einem Kasten, in dem sich ein kühlender Luftstrom einstellt, evtl. durch Wellblechummantelung oder Kehlrippen begünstigt. Bei den Öltransformatoren ist der Kasten mit Öl gefüllt, das kühlt und auch isoliert. Wenn nötig kühlt man mit Gebläseluft oder von Wasser durchflossenen Kühlschlangen.

D. Leitungssysteme und Nebenapparate.

Um einen Strom i durch eine Leitung vom Widerstand w zu treiben, ist nach dem Ohmschen Gesetz eine Spannung $e = i \cdot w$ erforderlich, um deren Betrag die Spannung am Ende der Leitung kleiner ist, als die Klemmenspannung der Maschine. Meist wird der Berechnung der Leitungen ein Spannungsverlust von 10% zugrunde gelegt. Der absolute Betrag dieses Spannungsverlustes ist dann um so größer, je höher die Gesamtspannung ist, um so größer darf also auch der Widerstand der Leitung sein, die eine gewisse Stromstärke fortleiten soll und da dieser

$$w = \frac{c \cdot l}{q}$$

ist (c = spez. Widerstand, d. i. Widerstand eines Drahtes von 1 m Länge und 1 qmm Querschnitt, l = Länge in m, q = Querschnitt in qmm), um so kleiner der Querschnitt bei einer gewissen Länge. Weiter ist aber auch die elektrische Leistung das Produkt $e \cdot i$ aus Spannung und Stromstärke, je höher also die Spannung ist, um so geringer wird bei gleicher Leistung die Stromstärke und damit wieder der Leitungsquerschnitt. Man wird also aus wirtschaftlichen Gründen die Spannung so hoch wählen, als es die Rücksicht auf Lebensgefahr, Isolationsschwierigkeiten und Möglichkeit der Anpassung der Lampen, Motoren usw. zuläßt.

Die zuerst angewandte Netzspannung von 65 Volt, die Spannung von 45 Volt des Lichtbogens plus 20 Volt für den zum ruhigen Brennen erforderlichen, durch Selbstinduktion größere Stromschwankungen verhindernden Beruhigungswiderstand, wurde bald durch die höhere Spannung von 110 Volt ersetzt, bei welcher immer zwei Bogenlampen hintereinandergeschaltet gleichzeitig brennen mußten (sie brauchen in diesem Falle zusammen nur einen Beruhigungswiderstand). Höher mit der Spannung zu gehen, war der Glühlampen wegen, die man für höhere Spannungen nicht herstellen konnte und die einzeln ein- und ausschaltbar sein müssen, nicht möglich. Bogenlampen, die ja nur zur Beleuchtung von Straßen und Plätzen, großen Sälen usw. dienen, kann man auch zu je vier hintereinanderschalten und ebenso war es leicht, die Elektromotoren für 220 Volt zu bauen. Dies führte zum Dreileitersystem. Man schaltete zwei Dynamos hintereinander, verband also die positive Bürste der einen mit der negativen der anderen und zweigte sowohl von diesem Punkt wie von jeder der beiden äußeren Bürsten eine Leitung ab. Der Mittelleiter wird meist geerdet, so daß seine Spannung Null ist. Bei zwei 110 Volt-Maschinen hatte dann also eine Außenleitung + 110 Volt, die andere — 110 Volt Spannung. Man konnte die Glühlampen mit 110 Volt zwischen einem Außenleiter und dem Mittelleiter einschalten. Bogenlampen (4 hintereinandergeschaltet) und Elektromotoren aber mit 220 Volt zwischen die Außenleiter. Bei geschickter Verteilung der einzelnen Anschlüsse für Glühlampen kann auch der größte Teil des zum Brennen von Glühlampen gebrauchten Stromes von einem Anschluß direkt in den anderen fließen, so daß der Mittelleiter nur die ungleiche Inanspruchnahme der Glühlampenschlüsse auszugleichen hat, man nennt ihn deshalb auch Ausgleichsleiter. Als man später lernte, auch Glühlampen für 220 Volt herzustellen, wandte man dieses Dreileitersystem für $2 \times 220 = 440$ Volt an. Diese Spannung ist heute noch gebräuchlich, wenn Lichtanlagen an Straßenbahnwerke angeschlossen sind, die meist mit 500 Volt arbeiten, 2×250 Volt. Die einpoligen Schalter der Lampenstromkreise sind dabei in die Außenleiter zu legen. Man verwendet das Dreileitersystem auch mit einem Generator, die Spannung muß dann durch eine besondere Hilfseinrichtung geteilt werden.

Gleichstromzweileitersysteme mit 220 Volt finden sich in Fabriken, solche mit höheren Spannungen bei Straßen- und Kleinbahnen.

Wechselstromzweileitersysteme sind selten, geeignet sind sie namentlich für Vollbahnen.

Für Drehstrom findet man in Fabrikanlagen für Beleuchtung und kleine Motoren Dreileitersysteme mit 3×220 Volt, größere Motoren schließt man besser an ein besonderes Netz von 3×500 Volt an. Das Drehstromdreileitersystem ist vollständig gegen Erde isoliert.

Für ausgedehntere Fabrikanlagen und größere Ortsnetze werden Drehstrom-Vierleitersysteme angewendet. Zwischen den drei Drehstromleitungen liegt eine Spannung von 380—400 Volt zum Anschluß aller Motoren. Lampen und kleinere Stromverbraucher liegen in drei Stromkreisen möglichst gleichmäßig verteilt zwischen je einer Drehstromleitung und dem vierten Mittelleiter mit einer Spannung von 220—230 Volt. Der Mittelleiter wird geerdet, auch vielfach blank verlegt, so daß die Spannung gegen Erde trotz der Übertragungsspannung von 380 Volt nur 220 Volt beträgt.

Zur Fernübertragung elektrischer Energie verwendet man erheblich höhere Spannungen, für kleinere Entfernungen 20000—30000 Volt, für Speiseleitungen der Vollbahnnetze 60000 Volt, für Speiseleitungen größerer Gebiete auf Entfernungen von 100 km und mehr 110000 Volt, in den Vereinigten Staaten bis 200000 Volt. Meist geschieht die Fernübertragung durch Drehstrom von 50 Perioden auf drei Leitungen (in den Vereinigten Staaten 60 Perioden).

Die Volt- und Amperemeter und Elektrizitätszähler (Kilowattstundenzähler) können als bekannt vorausgesetzt werden. Registrierende Leistungszähler sind namentlich bei Stromnetzen mit stark wechselnder Belastung der zeitlichen Verteilung wegen nötig, da der Strom in den Tagesstunden häufig billiger geliefert wird, als in den Dunkelstunden. Ebenso sind bei Wechselstromnetzen häufig besondere Blindstromzähler im Gebrauch. Bemerkt sei, daß es sich bei größeren Motoren empfiehlt, ein Amperemeter vorzuschalten, um die Leistung jeden Augenblick kontrollieren zu können.

Alle Leitungen sind doppelpolig, bei Drehstrom dreipolig zu sichern. Am meisten finden die Schmelzsicherungen Anwendung, da die auf elektromagnetischer Wirkung beruhenden Maximalausschalter nicht in allen Fällen zuverlässig sind. Minimalausschalter finden beim Laden von Akkumulatoren Anwendung, um beim Sinken der Maschinenspannung unter die Akkumulatorenspannung ein Umpolarisieren der Maschine zu verhüten.

Bei Hochspannungsanlagen sind Überspannungssicherungen, meist Hörnerblitzableiter (Abb. 130) nötig, bei denen zu hohe Spannungen durch einen Lichtbogen abgeleitet werden. Von sonstigen Einrichtungen zum Schutz gegen Überspannung seien die Ableitungsdrosselspulen für Drehstrom noch erwähnt. Unter dem Einfluß atmosphärischer Vorgänge kann sich ein Freileitungsnetz allmählich zu hohen Spannungen aufladen, die durch Drosselspulen dauernd abgeleitet werden können. Diese haben einen Eisenkern mit fünf Schenkeln, von denen nur drei bewickelt sind, der Nullpunkt der Wicklung wird geerdet, da es sich um langsam verlaufende Vorgänge handelt,



Abb. 130.
Hörnerblitzableiter.

kommt nur der Ohmsche Widerstand der Wicklungen für die Ableitung in Frage.

Zum Aus- und Einschalten verwendet man für kleinere Stromstärken Drehschalter, für größere ein- und zweipolige, bei Drehstrom dreipolige Hebelausschalter. Einpolige Ausschalter sind immer in die Leitung zu legen, die die höhere Spannung hat. Für Hochspannungsanlagen sind besondere Einrichtungen nötig, die hier nicht besprochen werden können.

Störungen in elektrischen Leitungsanlagen werden meist auf Kurzschluß oder Erdschluß zurückzuführen sein. Um Erdschlüsse für das Bedienungspersonal unschädlich zu machen, müssen alle metallischen Umhüllungen von Leitungen und Apparaten geerdet werden.

Im übrigen sei auf die Sicherheitsvorschriften für die Errichtung elektrischer Anlagen verwiesen, die hier wiederzugeben zu weit führen würde.

E. Elektrische Beleuchtung und Heizung.

Die Bogenlampe hat ihre Bedeutung für die elektrische Beleuchtung verloren, sie sollte nur noch für Scheinwerfer angewandt werden, sonst verwendet man auch für die Raumbeleuchtung hochkerzige Glühlampen. Für die Platzbeleuchtung werden jetzt fast ausschließlich die Metallfadlampen und Halbwattlampen (Metallfadlampen mit Gasfüllung) verwendet, für Signalzwecke und Reklamebeleuchtung auch Glimmlampen. Das Auge soll nicht geblendet werden, deshalb sind alle Lampen zu umkleiden. Zu helle Beleuchtung ist schädlicher als zu geringe.

Die elektrische Heizung ist im allgemeinen noch teuer und beschränkt sich deshalb ihre Anwendung auf die Fälle, in denen sie besondere Vorteile bietet. Diese sind Konzentrierung der Hitze auf einzelne Stellen, genaueste und leichte Regulierbarkeit und Sauberkeit. Wärmplatten und ähnliche Sonderheizvorrichtungen sind deshalb in ausgedehntem Gebrauch, Raumheizungen bürgern sich nicht ein, nur die Wärmestrahler, die in räumlich beschränkter Richtung wirken. Es sind aber auch elektrische Dampfkessel und elektrische Hochöfen konstruiert worden. Elektrische Schmelzöfen finden der obengenannten Vorzüge der elektrischen Heizung wegen mehr und mehr Eingang. Daneben sind natürlich die metallurgischen Öfen zu nennen, in denen nicht nur die thermischen, sondern zum Teil auch die elektrolytischen Wirkungen des Stromes zur Geltung kommen.

Man unterscheidet die Lichtbogenheizung und die Widerstandsheizung. Erstere kommt nur für Schmelzöfen u. dgl. in Frage, sonst ist ausschließlich die in einem Widerstand entwickelte Joulesche Wärme für Heizzwecke in Anwendung. Nach dem Jouleschen Gesetz ist die entwickelte Wärme proportional dem Quadrat der Stromstärke und dem Widerstande. Heizvorrichtungen müssen also einen möglichst großen Widerstand haben und das Material darf durch die Erhitzung nicht verbrennen. Da Drähte diesen Anforderungen wenig entsprechen, hat man mit Erfolg zu körnigen Massen gegriffen, bei denen an den zahlreichen Berührungsstellen der Körner große Übergangswiderstände vorhanden sind. Drahtheizwiderstände werden heute

in der Hauptsache aus Chromnickellegierungen, die nicht verbrennen oder zundern und die man in eine geeignete Masse einbettet, hergestellt.

Für metallurgische Zwecke kommt auch der Induktionsofen zur Anwendung, bei dem in dem ringförmigen Metallbad ein Strom von niedriger Spannung und hoher Stromstärke induziert wird, wenn durch einen gemeinsamen Eisenkern umgebende Spule von vielen Windungen ein hochgespannter Wechselstrom oder Drehstrom fließt. Die Heizung ist also Widerstandsheizung, doch fällt die Zuführung des Heizstromes zum Metallbad fort, was wegen dessen hoher Stromstärke ein großer Vorteil ist.

VI. Die allgemeinen Arbeitsmaschinen.

Unter Arbeitsmaschinen versteht man diejenigen, die die von der Kraftmaschine gelieferte Arbeitsleistung in Nutzarbeit der verschiedensten Art verwandeln, es gehören also alle anderen Maschinen mit Ausnahme der Kraftmaschinen zu den Arbeitsmaschinen, eine besondere Stellung nehmen, neben den nur zur Übertragung der Kraft dienenden Triebwerken (siehe Maschinenteile) höchstens die Materialprüfmaschinen u. dgl. Apparate zum Messen und Zählen ein, sie leisten zwar auch Arbeit, doch bei ihnen ist die eigentliche Arbeitsleistung, z. B. das Zerreißen eines Probestabes, nicht das Wesentliche, vielmehr handelt es sich hier um die Messung der dazu erforderlichen Kraft.

Man teilt die Arbeitsmaschinen gewöhnlich ein in Heb- und Transportmaschinen und Werkzeugmaschinen, das sind Maschinen zur Bearbeitung der Metalle und des Holzes, zu denen dann noch Spezialmaschinen für Bearbeitung von Steinen, Faserstoffen, plastischen Massen usw. kommen. Wir behandeln hier zunächst die allgemeinen, für jeden Fabrikbetrieb wichtigen Arbeitsmaschinen, im nächsten Abschnitt die Sondermaschinen für die chemische Industrie.

A. Heb- und Transportmaschinen.

Man kann die Heb- und Transportmaschinen einteilen in solche für feste, flüssige und gasförmige Stoffe, an die Behandlung der Kraftmaschinen schließt sich am besten die Behandlung der Hebe- und Transportmaschinen für flüssige und gasförmige Stoffe an, die eine Umkehr des Prinzips der Wasser-, Dampf-, Druckluft- usw. Kraftmaschinen insofern bilden, als sie unter Aufwand von mechanischer Arbeit einen Druck (bzw. eine Saugwirkung) auf den flüssigen oder gasförmigen Stoff ausüben und diesen dadurch heben oder fortbringen (Pumpen) oder seinen Druck selbst ändern, indem sie gasförmige Stoffe auf ein kleineres Volumen zusammendrücken (Kompressoren, Gebläse) oder ausdehnen. Bei den gasförmigen Körpern ist die erste Wirkung nicht möglich, ohne daß gleichzeitig auch die zweite eintritt, es kommt bei diesen darauf an, ob die Druckänderung und die damit verbundene Volumenänderung nur hervorgerufen wird, um den gasförmigen Stoff in Bewegung zu setzen oder ob eine stärkere Druckänderung an sich erstrebt wird, bei den flüssigen Körpern,

die ja praktisch unzusammendrückbar sind, gestalten sich die Verhältnisse einfacher, weshalb die betreffenden Maschinen für flüssige Körper zuerst behandelt werden sollen. Die meisten Ausführungen gelten aber ohne weiteres auch für gasförmige Körper. Wir beginnen mit den Pumpen mit Verdrängerwirkung.

Hebemaschinen für flüssige Körper.

Kolbenpumpen.

Die Wirkung der Kolbenpumpen mit hin- und hergehenden Kolben entspricht in der Hauptsache der Umkehrung der Wirkungsweise der betr. Motoren mit hin- und hergehendem Kolben, dort wird der Kolben durch den Druck von Druckwasser oder hochgespanntem Dampf in Bewegung gesetzt, hier wird durch seine Hin- und Herbewegung ein flüssiger oder gasförmiger

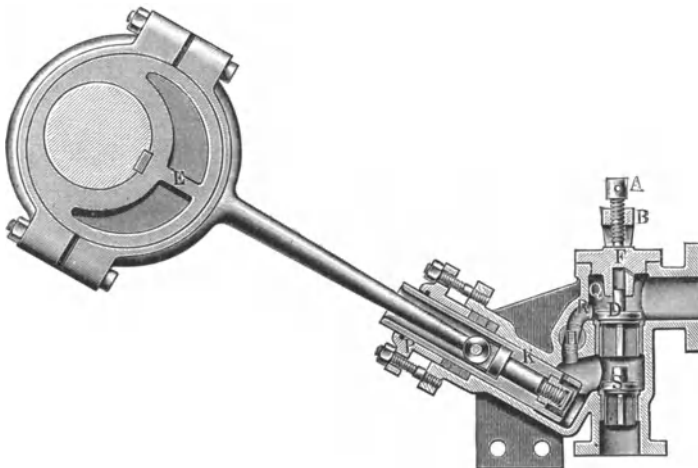


Abb. 131. Einfachwirkende Plungerpumpe.

Körper fortgedrückt oder angesaugt, was der Erzeugung eines Unterdrucks entspricht.

Man unterscheidet nach der Wirkungsweise einfachwirkende, doppeltwirkende und Differentialpumpen.

Bei allen Kolbenpumpen wird ein dicht abschließender Kolben in einem Zylinder hin- und herbewegt. Dieser Kolben kann als „Taucher-, Plunger- oder Mönchskolben“ die Form einer längeren Walze haben, die durch eine am Zylinderende sitzende Stopfbüchse abgedichtet ist und einfachwirkend ist, also nur an einer Seite saugt und drückt. Einfachwirkend ist auch der Ventilkolben, der scheibenförmig ist, die Dichtung gegen die Zylinderwand am eigenen Umfang trägt und auf der oberen Fläche ein oder mehrere Ventile hat, die sich beim Saughub schließen, beim Druckhub aber öffnen und das Wasser über den Kolben treten lassen. Der eigentliche Scheibenkolben, der dem Kolben der Dampfmaschine entspricht, ist wie dieser doppeltwirkend, saugt und drückt also abwechselnd auf beiden Kolbenseiten. Als Differential-

kolben saugt er nur auf einer Kolbenseite, drückt aber auf beiden, wie weiter unten erläutert werden soll.

Einfachwirkende (Plunger-) Pumpen (Abb. 131). Wie oben schon gesagt, ist der Zylinder an einer Seite offen, so daß der Kolben K in den Zylinder eintaucht. Die Abdichtung kann wie beim Dampf- bzw. Gasmaschinenkolben durch Kolbenringe erfolgen, meist aber durch Stopfbüchse P, vielfach mit Ledermanschette am oberen Zylinderende. Wird der Kolben aus dem Zylinder herausgezogen (Saughub), so entsteht eine Luftverdünnung, infolgedessen drückt die atmosphärische Luft das Wasser in den leeren Zylinder hinein. Hiermit ist die Saughöhe begrenzt, denn da der Luftdruck, dem Druck einer Wassersäule von 10 m Höhe entspricht, so kann die Saughöhe diesen Betrag nicht überschreiten, der unvermeidlichen Undichtigkeiten, der im Wasser enthaltenen Luft und des sich bildenden Wasserdampfes wegen, kann höchstens etwa 8,5 m Saughöhe (meist nur 6—7 m) erreicht werden. Bei warmem Wasser vermindert sich diese Saughöhe entsprechend dem Dampfdruck bei der betr. Temperatur, so daß sie bei 50° nur noch etwa die Hälfte beträgt und bei 70° gleich Null wird. Beim Rückgang des Kolbens (Druckhub) wird die vorher angesaugte Wassermenge in die Druckleitung gefördert. Die Druckhöhe ist nur durch die Kolbenkraft und den Zustand der Dichtungen beschränkt. Um ein Zurückfließen des Wassers aus dem Zylinder in die Saugleitung oder aus der Druckleitung in den Zylinder zu verhindern, muß der Zylinderraum durch geeignete Steuerorgane abwechselnd nach beiden Seiten abgeschlossen werden. Hierzu dienen meist selbsttätig wirkende Ventile (Saugventil S und Druckventil D in Abb. 131) oder Klappen, seltener die von der Dampfmaschine her bekannte Schiebersteuerung.

Ist D der Kolbendurchmesser in dm, s der Kolbenhub in dm und n die Umdrehungszahl in der Minute, so ist die in der Minute gelieferte Wassermenge in l oder kg, da der Raum $\frac{\pi D^2}{4} s$ sich bei einer Umdrehung einmal füllt und entleert

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot n \cdot \mu \cdot \text{kg}$$

(setzt man D und s in m, so erhält man Q in cbm). Der die Undichtigkeiten, verspäteten Ventilschluß usw. berücksichtigende Lieferungsgrad μ ist:

bei gut ausgeführten größeren Pumpen $\mu = 96\text{--}99\%$
 bei Pumpen mittlerer Größe $\mu = 90\text{--}95\%$

bei kleinen Pumpen oft noch niedriger.

Die zum Antrieb der Pumpe erforderlichen Pferdestärken bzw. Kilowatt findet man, wenn Q das sekundlich geförderte Wassergewicht und H die Förderhöhe (Saug- + Druckhöhe) ist, aus der Formel:

$$N = \frac{Q \cdot H}{75 \eta} \text{ PS.}$$

bzw.

$$N_1 = \frac{Q \cdot H}{102 \eta} \text{ kW,}$$

wobei der mechanische Wirkungsgrad je nach der Güte der Ausführung

$$\eta = 0,85-0,95$$

zu setzen ist.

Die beiden letzten Formeln gelten auch für alle anderen Pumpen; die in der Minute geförderte Wassermenge ist bei doppeltwirkenden Pumpen, bei denen bei jeder Umdrehung der Zylinder zweimal gefüllt und entleert wird, doppelt so groß, also

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} 2 s n \mu \text{ kg.}$$

Bei der Pumpe mit Ventilkolben (siehe Maschinenteile) wird das angesaugte Wasser beim Niedergang des Kolbens durch die in demselben sitzenden Ventile von dem Raum unter dem Kolben nach dem Raum über dem Kolben gedrückt, beim Aufgang saugt der Kolben Wasser in den unteren Zylinderraum und drückt gleichzeitig das über dem

Kolben befindliche Wasser in die sich an den oberen offenen Zylinderraum unmittelbar anschließende Steigleitung. Die gesamte Förderleistung, Saugen und Drücken, fällt also auf den Kolbenaufgang, die zum Antrieb erforderliche Arbeit unterliegt dem-

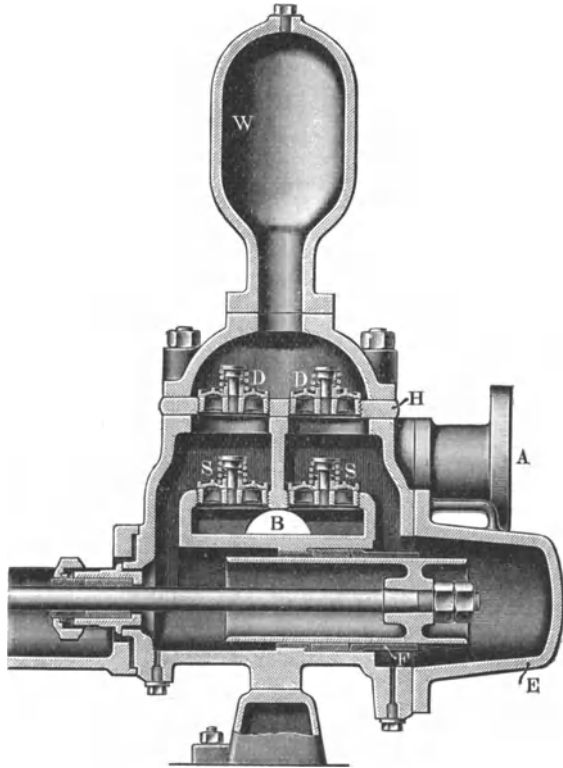


Abb. 132. Doppeltwirkende Plungerpumpe.

nach starken Schwankungen. Weitere Nachteile dieser Konstruktion sind, daß sich nur schwer ein genügend großer Ventilquerschnitt erzielen und der Kolben bei größeren Förderhöhen nur schwer zuverlässig abdichten läßt.

In bezug auf die beiden letztgenannten Punkte ist die Pumpe mit Rohrkolben zuverlässiger. Als Kolben dient ein Rohr, in welches das Druckventil eingebaut ist, er wird durch ein außenliegendes Gestänge bewegt. Abgedichtet wird der Kolben erstens gegen den Zylinder durch eine außenliegende leicht zugängliche Stopfbüchse, zweitens durch eine zweite Stopfbüchse gegen die Steigleitung, in die der oben offene Rohrkolben mündet. Dies bringt allerdings den Nachteil eines größeren Reibungswiderstandes mit sich.

Einfachwirkende Pumpen, die bis zu Leistungen von 5 cbm in der Minute ausgeführt werden (meist nur bis 500 l/Min.) haben den Vorteil geringer Anschaffungskosten und eines günstigen Lieferungsgrades, die Antriebsleistung ist aber nicht nur bei Ventil- und Rohrumpen, sondern auch bei den erstgenannten Plungerpumpen, falls Saug- und Druckhöhe sehr verschieden sind, starken Schwankungen unterworfen.

Die doppelwirkenden Pumpen werden entweder mit Scheibenkolben oder mit einem in zwei Zylinderräume tauchenden Plungerkolben ausgeführt (Abb. 132), jede Kolbenseite arbeitet wie eine einfachwirkende Pumpe, wodurch der Widerstand bei Vor- und Rückgang des Kolbens gleich, die

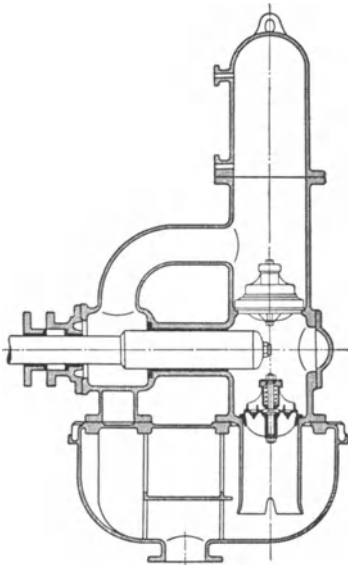


Abb. 133. Differentialpumpe.

geförderte Wassermenge die doppelte wird. Die Zahl der Ventile muß allerdings auch die doppelte sein, doch braucht ihre Größe ebenso wie das vom Kolben bestrichene Volumen bei der gleichen Fördermenge nur halb so groß zu sein. Aus alledem ergeben sich günstigere Konstruktionsverhältnisse, auch wird die geförderte Wassermenge gleichmäßiger geliefert. Diese Gleichmäßigkeit läßt sich noch erhöhen, wenn man zwei oder drei doppelwirkende Pumpen mit Kurbelversetzung um 90 bzw. 120° vereinigt.

Die Differentialpumpe (Abb. 133) vermeidet die ungleichförmige Wasserlieferung der einfachwirkenden Pumpe dadurch, daß sie bei einfacher Saugwirkung doppelte Druckwirkung hat. Das Gehäuse hat wie die doppelwirkende Pumpe auf beiden Seiten des Kolbens einen Verdrängerraum, die Kolbenstange hat einen Querschnitt gleich dem halben Kolbenquerschnitt. Der hintere Zylinder-

raum ist mit Saug- und Druckventil ausgestattet, während der vordere von der Kolbenstange durchsetzte, ohne jedes Abschlußorgan mit der Druckleitung in Verbindung steht. Die angesaugte, der vollen Kolbenfläche entsprechende Wassermenge wird beim Rückgange des Kolbens in die Druckleitung gedrückt, aber nur die Hälfte wird abgefördert, während die andere Hälfte in den vom Kolben freigegebenen Ringraum um die Kolbenstange des vorderen Verdrängerraums fließt und erst während des nun folgenden Saughubes in die Steigleitung gefördert wird. Bei einer dem Verhältnis von Saug- und Druckhöhe Rechnung tragenden Wahl des Verhältnisses von Kolbenquerschnitt und Kolbenstangenquerschnitt läßt sich auch erreichen, daß die Arbeitsverteilung auf Vor- und Rücklauf gleichmäßig wird, wobei die Wasserförderung allerdings nicht mehr gleichmäßig ist. Auch bei Pumpen mit Ventil- oder Rohrkolben kann diese Differentialwirkung durch entsprechende Ausbildung des Kolbens erzielt werden.

Gegenüber der doppeltwirkenden Pumpe hat die Differentialpumpe den Vorteil, daß sie nur zwei Ventile statt vier braucht, diese müssen aber, ebenso der Kolbenquerschnitt, doppelt so groß sein.

Der ungleiche Kraftbedarf der Pumpen wird ausgeglichen durch schwere Schwungräder, deren Wirkungsweise bei den Kraftmaschinen schon beschrieben wurde, die ungleiche Wasserförderung durch einen Windkessel, in dem das Wasser ein entsprechendes Luftvolumen zusammendrückt, durch dessen Ausdehnung es, wenn der Druck in der Rohrleitung sinkt, wieder in diese zurückgetrieben wird. Windkessel werden in die Saug- und Druckleitung eingebaut. Während des Ansaugens bekommt der Wasserstrahl in der Saugleitung eine gewisse Geschwindigkeit und lebendige Kraft, durch die er, wenn die Saugwirkung des Kolbens gegen Ende des Saughubes geringer wird und beim Rückgang ganz aufhört, die Luft im Windkessel zusammendrückend weiterfließt. Im Druckwindkessel wird die Luft während des Druckhubes bei einfachwirkenden, bzw. während der schnellsten Kolbenbewegung um die Mitte des Hubes bei doppeltwirkenden Pumpen zusammengedrückt und liefert den Überschuß durch ihre Ausdehnung zurück, während des Saughubes der einfachwirkenden Pumpe, oder bzw. gegen Ende und Anfang des Hubes bei der doppeltwirkenden Pumpe. Der Saugwindkessel soll ein Luftvolumen gleich dem 5—10fachen Hubvolumen, der Druckwindkessel gleich dem 8—10fachen Hubvolumen haben.

Beim erstmaligen Anlassen ist die Saugleitung mit Luft gefüllt, auch bei undichtigem Fußventil, das man am unteren Ende der Saugleitung anbringt, um das Zurückfließen des Wassers zu verhindern, entleert sich die Saugleitung beim Stillstand der Pumpe. Man bringt deshalb auf dem Saugwindkessel zweckmäßig einen Füllhahn an, um die Saugleitung mit Wasser füllen zu können, da sonst die Pumpe nicht ansaugt, denn ein Luftleerpumpen der Saugleitung wird schon durch geringfügige Undichtigkeiten in Verbindung mit vom Wasser abgegebener Luft und Wasserdampf verhindert.

Über die konstruktive Durchbildung von Zylinder, Kolben, Gestänge und Abschlußorganen gibt der Abschnitt „Maschinenteile“ Aufschluß. Der Kolbenhub ist meist das 1,5—3fache vom Durchmesser, bei schnelllaufenden Pumpen weniger.

Die Geschwindigkeit des Pumpenkolbens nimmt man durchschnittlich 25—30 m in der Minute, sie soll nicht unter 10—15 m und nicht über 50 bis 60 m, nur bei sehr großen Leitungs- und Ventilquerschnitten 75—100 m in der Minute betragen. Bei hoher Umlaufzahl erhalten die Pumpen statt der selbsttätigen gesteuerte Druckventile.

Der Querschnitt der Saugleitung soll etwa $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{4}$ des Kolbenquerschnitts sein, die Geschwindigkeit des Wassers in der Saugleitung soll 1—1,5 m, bei Leitungen über 50 m Länge nur 0,75—1 m/sek. sein. Der Querschnitt des Saugkorbes am unteren Ende der Saugleitung, dazu bestimmt, feste Körper zurückzuhalten, soll mindestens doppelt, der des Fußventils 1,5mal so groß sein, als der Rohrquerschnitt. Bei Verlegung der Leitung sind scharfe Krümmungen und Durchbiegungen, in welchen sich Luft ansammeln kann, zu vermeiden, die Leitung soll mit Steigung nach der Pumpe verlegt werden. Die Geschwindigkeit des Wassers in der Druckleitung soll 1,5—2 m, bei langen Leitungen höchstens 1 m/sek. betragen. Wenn die Druckleitung

nicht gleichmäßig ansteigend verlegt werden kann, so ist möglichst der wage-rechte Teil der Pumpe zunächst zu legen und die ansteigende Strecke an das Ende der Leitung zu bringen.

Der Antrieb kleinerer Kolbenpumpen kann von Hand durch Hebel (Schwengel oder Doppelhebel) oder Kurbel geschehen. Ein Arbeiter kann am Hebel beim Niederdrücken eine Kraft von 16 kg, beim Aufziehen von 5 kg

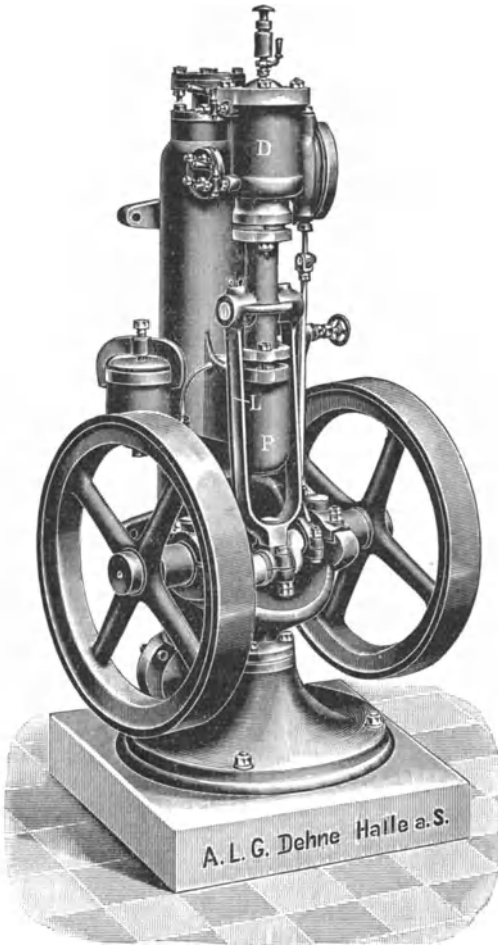


Abb. 134. Schwungradpumpe.

ausüben, der Hebelaus-schlag kann 0,8—1 m, das Verhältnis der Hebelarme 1 : 6—1 : 7,5 genommen werden, die Zahl der Doppelhübe kleiner als 60 in der Minute. An Handkurbeln, die am besten an einem genügend großen Schwungrad befestigt werden, kann ein Arbeiter bei 20—25 Umdrehungen in der Minute eine Kraft von 10 kg ausüben, der Kurbelradius kann 40—50 cm genommen werden.

Größere Pumpen werden entweder direkt oder von einem Vorgelege aus mit Riemen- oder Zahnradtrieb angetrieben oder in gleicher Weise durch einen Elektromotor oder auch Verbrennungsmotor. Besondere Vorgelege verwendet man von etwa 25 PS. aufwärts. Zahnradzwischengetriebe vermehren zwar die Reibungswiderstände, vergrößern aber die Riemen-geschwindigkeit und verkleinern damit den Riemen-zug, infolgedessen auch die Lagerreibung.

Dampfpumpen können von der Dampfmaschine mit verlängerter Kolbenstange direkt angetrieben werden, oder auch von der Kurbelwelle aus, häufig auch mit Zahnradzwischentriebe. Man unterscheidet dabei Schwungradpumpen und schwungradlose oder direkt wirkende Dampfpumpen.

Die Schwungradpumpen (Abb. 134) findet man mit ein oder mehreren Pumpen- und Dampfzylindern in sehr verschiedenen Ausführungen. Dampf- und Pumpenzylinder können an einer u. U. als Druckwindkessel ausgebauten Säule montiert sein, der Dampfzylinder D meist oben, die Kolbenstange

gewöhnlich durchgehend, der Kurbeltrieb meist zwischen den Zylindern, seltener unterhalb des Pumpenzylinders angeordnet. Im ersten Falle muß die Kolbenstange, um den Kurbeltrieb zu umgehen, gegabelt sein, im zweiten Fall die Schub-(Pleuel-)stange zur Umgehung des Pumpenzylinders. Die Schubstange fällt kurz aus, auch die Kurbelschleife (siehe Maschinenteile) findet, um die Schubstange zu vermeiden, Anwendung. Bei Zwillingsanordnung können die Dampfzylinder mit Verbundwirkung arbeiten. Die Steuerung ist Ventil- oder Klappensteuerung. Derartige Pumpen von besonders großen Abmessungen findet man als Wasserhaltungsmaschinen der Bergwerke, bei den städtischen Wasserwerken u. dgl. Leistungen von 3000 PS. sind hier nicht selten.

Bei den direkt wirkenden Dampfpumpen liegen ein doppeltwirkender Pumpenzylinder und der Dampfzylinder hintereinander, die Kolben sitzen auf einer gemeinschaftlichen Kolbenstange, aber Kurbelwelle und Schwungrad (somit auch dessen ausgleichende Wirkung) fallen fort. Häufig findet man zwei solche Dampfpumpen nebeneinander aufgestellt (Zwillinge), ist bei diesen durch die Steuerung die Bewegung der Kolben beider Maschine in gegenseitige Abhängigkeit voneinander gebracht, nennt man sie Duplexpumpen (Abb. 135). Da der Wasserdruck während des ganzen Druckhubes gleich bleibt, müssen die Dampfzylinder mit hoher Füllung arbeiten, durch schnellen Gang sucht man die Massenkräfte besser auszunutzen und mit besonderer Steuerung einfache und mehrfache Expansion des Dampfes anzuwenden. Die Expansionsgrade lassen sich noch weiter erhöhen, wenn man einen Kraftausgleicher anwendet, dessen Einrichtung darin besteht, daß während der Füllung Arbeit von einem hydraulisch oder durch Druckluft belasteten Kolben aufgenommen und während der Expansion wieder an die Kolbenstange zurückgegeben wird. Der Hauptvorteil der schwungradlosen Dampfpumpe ist ihre gedrängte Bauart. Als Beispiel zeigt unsere Abb. 135 die bekannte Worthington-Pumpe. Zwei Pumpen mit gemeinsamer Kolbenstange sind in Zwillingsanordnung verbunden, die Kolbenstange der einen Zylinderreihe steuert den Schieber des entgegengesetzten Dampfzylinders. Die Steuerung ist derart, daß infolge Kompression und Voröffnung der Dampfkolben bei jedem Hubwechsel mit verminderter Geschwindigkeit geräuschlos in die Totpunktlage geführt wird. Das untere Saugventil und das obere Druckventil liegen ganz unter Wasser.

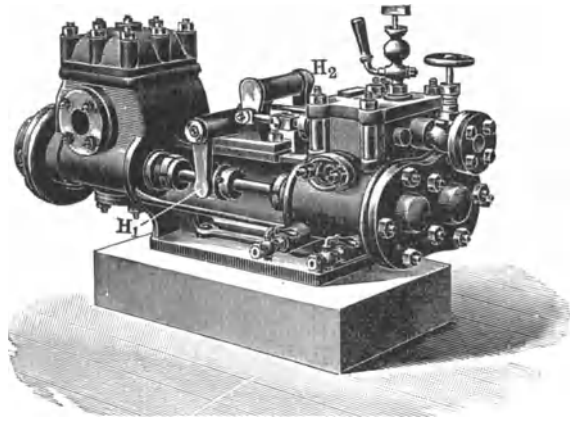


Abb. 135. Worthington-Pumpe.

Ebenso konstruiert sind die mit Druckwasser betriebenen Pumpen. Beim Betrieb der Kolbenpumpen ist besonders auf Verwendung guten Dichtungsmaterials (Leder, Kautschuk, dicht geflochtene, getalgte Hanfzöpfe) und rechtzeitige Erneuerung desselben zu achten.

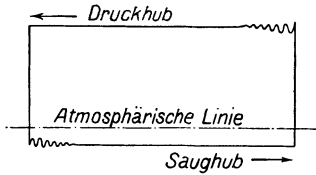


Abb. 136.

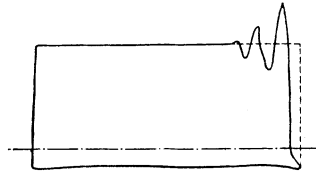


Abb. 137.

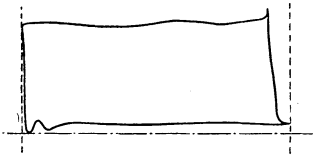


Abb. 138.

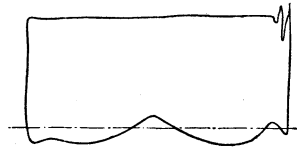


Abb. 139.

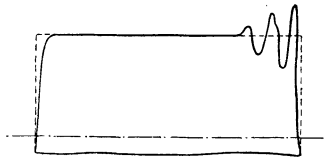


Abb. 140.

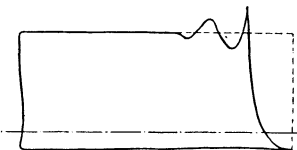


Abb. 141.

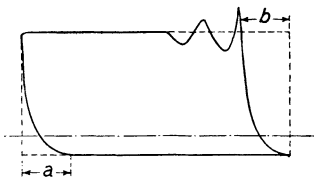


Abb. 142.

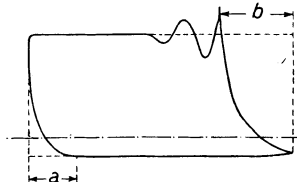


Abb. 143.



Abb. 144.

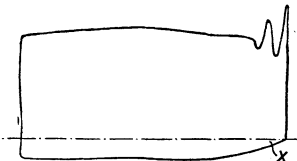


Abb. 145.

Abb. 136—145: Pumpendiagramme nach C. v. Bach.

Die Ventile sind meist Metallventile, Kegel und Sitz aus Rotguß. Wenn die zu fördernde Flüssigkeit Salze, Säuren usw. enthält, überzieht man auch Kolben und Kolbenstangen mit Rotgußmänteln und buchst auch den Zylinder mit Rotguß aus. Wenn das Geräusch beim Aufsetzen der Ventilkegel zu stark

ist und störend wirkt, verwendet man, wenn angängig, Stoffliderungen, sonst muß man den Ventilhub verkleinern oder Luftpuffer anwenden.

Störungen entstehen hauptsächlich durch Undichtigkeiten und Verschmutzungen. „Wasserschlag“ kann durch Verkleinerung des Ventilhubs, Beschweren der Ventile, Windkessel oder Anbringung eines Lufthahnes in der Saugleitung unmittelbar vor der Pumpe, beseitigt werden.

Auch die Pumpe kann mit dem im Abschnitt Dampfmaschine beschriebenen Indikator indiziert werden. Das normale Diagramm ist ein Rechteck, dessen untere Linie das Ansaugen darstellt und unter der atmosphärischen Linie liegt, während die obere Rechteckseite den Druckhub darstellt. Der zu Beginn des Saug- und Druckhubes notwendigen Beschleunigung des Wassers und des Ventilkegelgewichts wegen, fällt der Anfang der Saug- und Drucklinie etwas wellig aus. Die hauptsächlich vorkommenden fehlerhaften Pumpendiagramme sind nach C. v. Bach nachstehend zusammengestellt.

Abb. 136 zeigt das normale Diagramm, Abb. 137 zeigt, daß das Saugventil zu spät schließt, wodurch eine Rückströmung aus dem Zylinder in die Saugleitung eintritt, Abb. 138 zeigt, daß das Wasser unter Überdruck zufließt, wodurch verspäteter Saugventilschluß hervorgerufen wird, Abb. 139 zeigt ruckweise Bewegung der Wassersäule im Saugrohr, die z. B. durch zu weite kurze Saugleitungen bei kleiner Saughöhe hervorgerufen werden kann, Abb. 140 zeigt an den Hubgrenzen Undichtigkeit im Saugventil oder in der Kolbenliderung, Abb. 141 zeigt Lufteintritt beim Saughub, die Luft setzt sich jedoch nicht fest, sondern entweicht wieder durch das Druckventil, Abb. 142 zeigt, daß sich ein Luftsack im Zylinder gebildet hat, die Luft dehnt sich bei a aus und wird bei b ($a = b$) zusammengedrückt, bei Abb. 143 tritt beim Saughub noch mehr Luft ein, hier ist b größer als a, auch bei Abb. 144 ist ein Luftsack im Zylinder vorhanden, außerdem noch Lufteintritt beim Saughub, ferner Undichtheit im Saugventil oder bei der Kolbenliderung, schließlich läßt Abb. 145 erkennen, daß die Druckleitung zu eng ist oder zu große Widerstände bietet, so daß in der Mitte des Hubes, bei der größten Kolbengeschwindigkeit die Spannung steigt; die Saugwassersäule schießt gegen Ende des Saughubes nach, weshalb der Unterdruck bei x abnimmt.

Membranpumpen und Flügelpumpen.

Im Anschluß an die Kolbenpumpen sind die Diaphragma- oder Membranpumpen zu erwähnen, die an Stelle des Kolbens eine ringförmige Scheibe aus Paragummi besitzen, die am äußeren Umfange zwischen Ober- und Unterteil des Pumpenkörpers fest eingeklemmt und am inneren Umfang mit zwei ringförmigen Scheiben verschraubt ist, welche durch den Pumpenschwengel auf- und abbewegt werden. Das Saugventil wird durch eine Gummikugel gebildet, als Druckventil dient ein im Mittelpunkt der Membran sitzendes Tellerventil mit Gummidichtung. Die Wirkung des Hebens und Senkens der Membran ist die gleiche wie die des Hebens und Senkens eines Kolbens, die Ventile dieser Pumpen sind aber leicht zugänglich und die mit dem Verschleiß der Kolbendichtung verbundenen Störungen bei Kolbenpumpen sind hier ausgeschlossen, weshalb die Membranpumpen sich besonders für unreine Flüssigkeiten und Schlamm eignen. Man erreicht mit

diesen Pumpen Saughöhen bis 7 m und Gesamtförderhöhen von 8—10 m. Auch wenn man diese Gesamtförderhöhe nicht ausnutzt, arbeitet die Pumpe vorteilhafter, wenn man die Saughöhe größer macht, als die Druckhöhe. Andere Membranpumpen saugen die Membran durch Kolben vermittels einer Hilfsflüssigkeit, meist Wasser, an.

Auch die Flügelumpen arbeiten in gleicher Weise, wie die Kolbenpumpen, ein radial stehender Flügel, der an der Wandung eines zylindrischen Gehäuses dichtschießend anliegt, wird hin- und zurückbewegt. Bei Pumpen dieser Art mit zwei Drehachsen werden die beiden Flügel durch Zahnradantrieb einander genähert oder voneinander entfernt, sie werden seltener als die Pumpen mit einem Flügel angewendet. Meist ist die Flügelpumpe doppeltwirkend. Man erreicht bei Saughöhen bis 8 m bequemen Druckhöhen von 40—60 m. Die Flügelpumpe wird zum Fördern kleiner Flüssigkeitsmengen in der Haus- und Landwirtschaft, z. B. als Jauchepumpe, in der Industrie als Öl-, Benzinpumpe u. dgl. verwendet und kann auch als Spritze dienen.

Rotierende Pumpen mit Verdrängerwirkung.

Die Nachteile der hin- und hergehenden Kolbenbewegung sind schon bei der Dampfmaschine erörtert worden, man hat deshalb auch Pumpen mit fortlaufend rotierender Verdrängerbewegung konstruiert. Bei diesen meist Kapselpumpen genannten Rotationspumpen arbeiten ein oder mehrere rotierende Verdränger in einem Pumpengehäuse derart, daß sie gegen das Gehäuse, bzw. auch gegeneinander abdichtend, den Gehäuseraum nach der Saugleitung hin vergrößern, nach der Druckleitung hin verkleinern. Steuerorgane sind dabei überflüssig, nur muß der Kolben ein Zurückfließen der Flüssigkeit vom Druckrohr nach dem Saugrohr unmöglich machen. Die Wirkungsweise wird durch die nachstehenden Beschreibungen einzelner Ausführungen klarer werden.

Pumpen dieser Art mit einer Drehachse sind die Exzenterpumpen, die Lamellenpumpen und die Kreiskolbenpumpen.

Bei den Exzenterpumpen, die nur für kleinere Leistungen, z. B. als Ölpumpen u. dgl. in Anwendung kommen, kann die Bewegung des Verdrängers eine rotierende, schwingende oder schiebende sein. Im ersten Falle rotiert er in einem zylindrischen Gehäuse, während Saug- und Druckräume durch eine geradlinig geführte oder schwingende Schieberfläche getrennt werden, in der Mittelstellung kommen jedoch Saug- und Druckraum in unmittelbare Verbindung, so daß ein Zurückfließen nur durch die lebendige Kraft der Flüssigkeitssäule verhindert werden kann. Ähnlich ist die Wirkung der schwingenden Verdränger. Bei der dritten Art kann sich der Verdränger mittels Schlitz auf der antreibenden Welle, die im Gehäuse exzentrisch gelagert ist, hin- und herschieben, er führt eine Drehung um die Gehäuseachse und gleichzeitig eine Verschiebung aus, wodurch der Gehäuseraum abwechselnd vergrößert und verkleinert wird.

Bei der Lamellenpumpe, die ähnlich der Flügelpumpe wirkt, sind die Flügel entweder in einer exzentrisch zum Gehäuse gelagerten Achse radial verschiebbar oder an der Achse schwingend angeordnet, so daß sie in jeder Lage an der Gehäusewand anliegen. Infolge der exzentrischen Lagerung ändern sich bei der Drehung die Zwischenräume zwischen den Lamellen.

Bei der Kreiskolbenpumpe bewegt sich der Kolben zentrisch in einem Ringraum, gesteuerte Abschlußstücke, die gleichzeitig Wasserein- und -austritt regeln, unterbrechen den Ringraum, wodurch wieder die zum Ansaugen und Fortdrücken erforderliche Vergrößerung und Verkleinerung des Raumes entsteht.

Pumpen mit zwei Drehachsen können entweder gleiche oder ungleiche Drehkolben erhalten. Pumpen mit gleichen Drehkolben greifen zahnradartig ineinander, nur daß die Zähne größer, ihre Zahl geringer als bei Zahnrädern ist. Durch die gegeneinander und gegen das Gehäuse abdichtenden Zähne werden die Saug- und Druckräume gebildet. Solche Pumpen sind auch mit sich schneidenden Achsen, also kegelradähnlicher Verzahnung ausgeführt worden.

Viel häufiger im Gebrauch sind die Pumpen mit ungleichem Drehkolben, die beide zwangsläufig durch Stirnräder angetrieben werden und mit Vorsprüngen und Vertiefungen so ineinander eingreifen, daß Saug- und Druck-

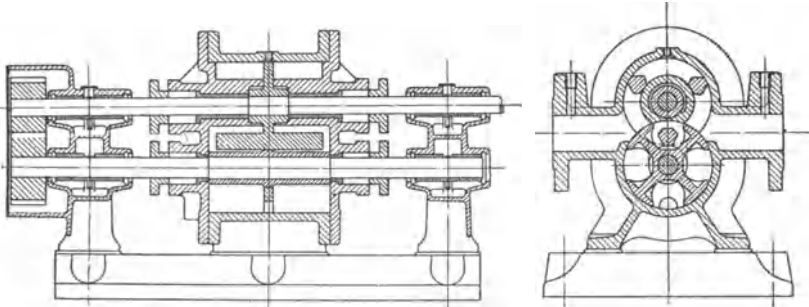


Abb. 146. Jäger-Kreiskolbenpumpe.

räume gebildet werden. Hierbei ist nur der eine Drehkolben als Verdränger ausgebildet, während der andere nur als Steuerorgan dient.

Als Beispiel dieser Pumpenart zeigt Abb. 146 Jägers Kreiskolbenpumpe. Drei an einer kreisrunden Scheibe sitzende Kolben drehen sich in dem ringförmigen, oberen Zylinderraum, dessen innere Wand durch die an den Deckeln befestigten Innenzylinder gebildet wird. In dem unteren Zylinderraum dreht sich der Steuerzylinder mit vier Kammern, wobei er den oberen Zylinder schneidet. Das Umdrehungsverhältnis von oberer und unterer Achse ist 3 : 4, so daß die Kolben jeweils in die Kammern des Steuerzylinders eintreten, in denen sie reichlich Spielraum haben und durch welche sie unter Abschluß von der Druckseite zur Saugseite zurückgebracht werden. Die Abbildung zeigt die Kolbenstellung, in der die Kammer des Steuerzylinders überdeckt ist, so daß zwischen Saug- und Druckseite keine Verbindung besteht. Wenn ein Kolben in die Kammern tritt, so wird die Flüssigkeit aus diesen zum Teil verdrängt. Um dieser Flüssigkeit einen reichlichen Austrittsquerschnitt zu geben, sind in den beiden Seitendeckeln Ausbuchtungen angebracht, so daß die Flüssigkeit auch an den Stirnseiten der Kammern austreten oder in dieselben eintreten kann, wenn ein Kolben die Kammern verläßt. Aussparungen in der unteren Zylinderwand dienen zur teilweisen Entlastung des Steuer-

zylinder, sie sind durch Kanäle, welche sich ebenfalls in den Deckeln befinden, mit den gegenüberliegenden Flächen in Verbindung gesetzt und erhalten den gleichen Druck wie diese.

Pumpen dieser Art arbeiten nach beiden Drehrichtungen. Die Saughöhe beträgt bis 8 m, die Druckhöhe für Dauerbetrieb 30—40 m, für kurze Zeit bis 70 m, bei größeren Druckhöhen schaltet man zwei Pumpen hintereinander.

Ähnlich ist die Wirkung der Pumpen mit drei Drehachsen, auch Walzenpumpen genannt, sie haben neben dem Flügelrad zwei durch Zahnräder angetriebene Trommeln, in deren Aussparungen die Flügel eintauchen.

Die Kapselpumpen eignen sich für Wasser, Öl und breiige Flüssigkeiten, sofern diese keine sandigen Beimengungen enthalten. Die Pumpen werden meist durch Riemen angetrieben. Die Jägerpumpen werden für Leistungen von 80 l/Min. bei 250 Umdrehungen bis zu 14000 l/Min. bei 60 Umdrehungen gebaut.

Für dicke und teigige Flüssigkeiten eignen sich auch die Schraubkolbenpumpen, bei denen der Kolben durch eine Schraubeführung sich hin- und hergehend und gleichzeitig schraubenförmig bewegt. Hierbei lassen sich die Ventile sparen, die Reibungswiderstände sind aber größer als bei doppeltwirkenden gewöhnlichen Kolbenpumpen.

Kreispumpen (Zentrifugalpumpen).

Die Flüssigkeit tritt längs der Achse eines sich in einem Gehäuse drehenden Schaufelrades ein, wird von den Schaufeln erfaßt und bei deren rascher Umdrehung mitgenommen. Hierdurch kommt die Zentrifugalkraft

$$C = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r}$$

zur Wirkung, sie schleudert die Flüssigkeit nach außen, so daß sie in das sich dem Gehäusemantel anschließende Druckrohr gedrückt wird. Die Förderhöhe ist nach obiger Formel proportional dem Quadrate der Umfangsgeschwindigkeit oder der Umdrehungszahl, in Folge der mit der Geschwindigkeit steigenden Verluste ist diese Proportionalität nur eine annähernde. Dadurch, daß die Zentrifugalkraft die Flüssigkeit nach außen schleudert, entsteht um die Achse eine Saugwirkung. Die Wirkung der Zentrifugalpumpen unterscheidet sich also von der der Turbinen dadurch, daß bei der Turbine das einem Druck entsprechende Gefälle in Geschwindigkeit umgesetzt wird, bei der Zentrifugalpumpe die dem Wasser erteilte Geschwindigkeit und lebendige Kraft in Druck.

Bei großen Förderhöhen erreichen die erforderlichen Geschwindigkeiten unzulässige Werte, man verwendet dann zwei- und mehrstufige Kreispumpen.

Man unterscheidet Niederdruck- und Hochdruckkreispumpen. Die Niederdruckkreispumpen (Abb. 147: Kreispumpe von C. H. Jäger in Leipzig-Plagwitz), mit denen man Wasser bis auf etwa 20 m Höhe fördern kann, werden meist einstufig, d. h. mit nur einem Schaufelrad ausgeführt. Der Wassereinlauf kann an einer oder an beiden Seiten erfolgen, wodurch bei größeren Wassermengen der Eintrittsquerschnitt verdoppelt werden

kann und die von beiden Seiten wirkenden Drucke sich aufheben, während bei einseitigem Einlauf der einseitige Druck entweder durch ein besonderes Drucklager aufgenommen werden muß, oder auf der anderen Seite ein mit Wasser vom gleichen Druck gefüllter Ausgleichsraum angebracht werden muß. Das Pumpengehäuse dieser Niederdruckpumpen bildet am Umfang einen Kanal von der Breite der äußeren Radbreite und nach außen evolventenförmiger Begrenzung, der das aus den Schaufeln ausströmende Wasser aufnimmt und durch den

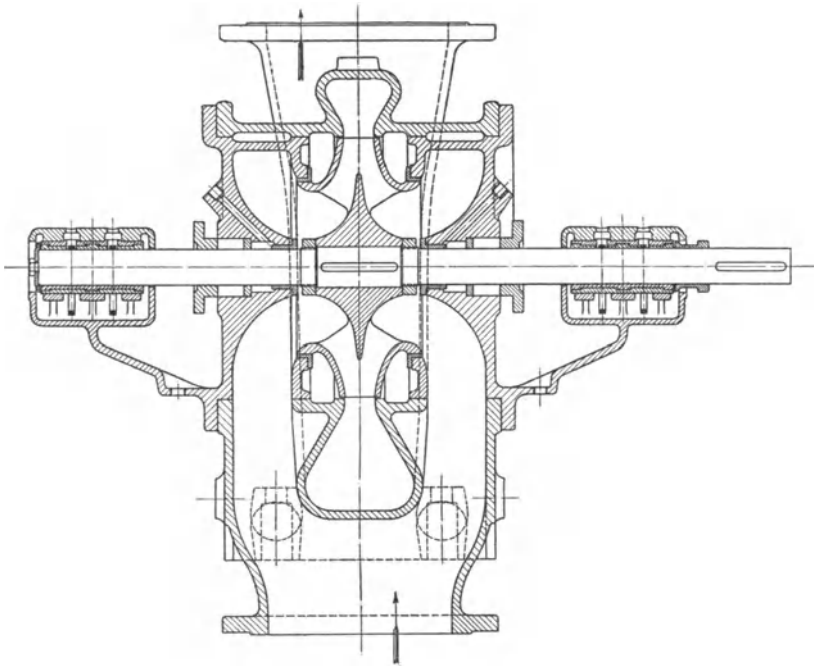


Abb. 147. Kreiselpumpe von C. H. Jäger, Leipzig.

„Konus“, den kegelförmigen Überführungsstutzen, nach dem Druckrohr leitet. Bei den Hochdruckpumpen (Abb. 148: Turbinenpumpen von C. H. Jäger in Leipzig-Plagwitz) wird das dem Schaufelrad entströmende Wasser durch besondere Leitkanäle, deren Querschnitt allmählich größer wird, so daß sich schon hier die Geschwindigkeit in Druck umsetzt, abgefangen und in das Gehäuse geleitet. Die Wasserabfuhr erfolgt also hier ebenso wie die Wasserzufuhr bei den Turbinen, deshalb nennt man diese Pumpen auch Turbinenpumpen.

Wie schon gesagt wurde, muß die Umfangsgeschwindigkeit des Rades um so höher sein, je größer die Druckhöhe ist. Die Verluste durch Reibung des Wassers werden geringer, wenn man die erforderliche Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit durch Erhöhung der Umdrehungszahl bei kleinem Raddurchmesser erzielt. Bei elektromotorischem Antrieb kann man die Umfangsgeschwindigkeit in der Regel bis höchstens 25 m steigern und damit Förderhöhen von 30—40 m erreichen. Für größere Förderhöhen muß man,

wie schon gesagt wurde, mehrere Räder hintereinanderschalten, das erste Rad erteilt dem Wasser eine gewisse Geschwindigkeit, die im Leitrad in Druck umgesetzt wird, mit diesem Druck wird das Wasser dem zweiten Rad zugeführt, durch das es abermals auf eine höhere Geschwindigkeit gebracht wird und so fort. Die einzelnen Räder sitzen auf einer gemeinsamen Welle in einem gemeinsamen, nur entsprechend unterteilten Gehäuse. Bei diesen mehrstufigen Kreiselpumpen hat man Druckhöhen bis 1000 m erzielt.

Bei den Mitteldruckpumpen, einstufigen Pumpen mit Leitkanal, ist die Anordnung des Laufrades und des Wasserzulaufs dieselbe wie bei den Niederdruckpumpen. Bei den mehrstufigen Pumpen kann man den doppelseitigen Einlauf nicht gut anwenden, der achsiale Druck muß also durch

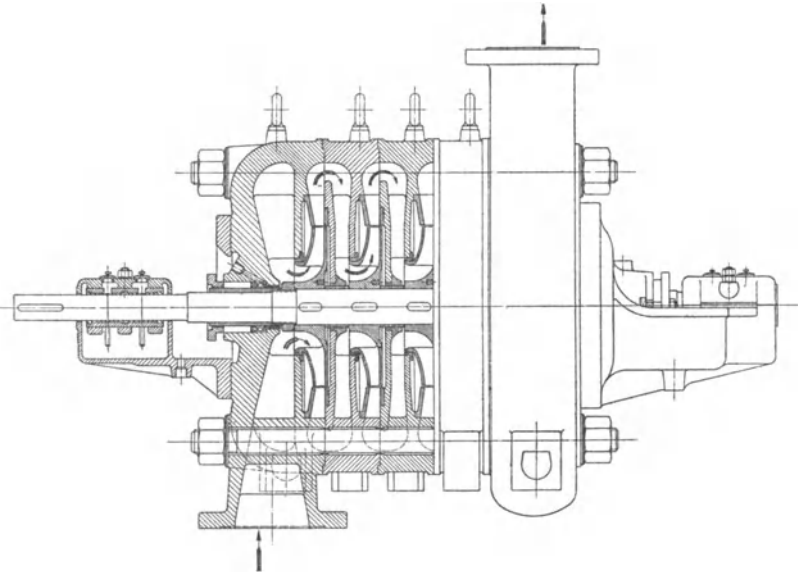


Abb. 148. Turbinenpumpe von C. H. Jäger, Leipzig.

Druckleger, Ausgleichsräume für jedes Rad oder einen auf der Welle sitzenden mit der Druckleitung verbundenen Gegendruckkolben aufgenommen werden, manchmal ordnet man auch den Einlauf paarweise auf entgegengesetzten Seiten an. Abb. 147 zeigt eine Niederdruckkreiselpumpe von C. H. Jäger in Leipzig-Plagwitz, Abb. 148 eine Hochdruckkreiselpumpe der gleichen Firma.

Kleinere und mittlere Kreiselpumpen werden durch Riemen oder Elektromotor angetrieben, größere auch direkt durch Dampfturbinen. Die hohen Umdrehungszahlen von Elektromotor und Dampfturbine sind der Erreichung hoher Förderhöhen und eines hohen Wirkungsgrades günstig. Der Wirkungsgrad ist wesentlich niedriger als bei den Kolbenpumpen, dieser Nachteil wird aber durch geringen Raumbedarf, geringe Anlage- und Unterhaltungskosten und die Möglichkeit, die Konstruktion auch der Förderung dickflüssiger und schlammiger Stoffe anzupassen, ausgeglichen. Sie bewältigen leicht größere Wassermengen als die Kolbenpumpen, während für kleinere Wassermengen eine untere Grenze (durch die bei kleinen Raddurchmessern sich ergebende

hohe Umdrehungszahl) besteht, die um so höher liegt, je höher die Förderhöhe ist.

In einzelnen Fällen hat man die Zentrifugalpumpe auch mit stehender Welle gebaut, so daß das Gewicht der Räder dem Achsialschub entgegenwirkt. Für große Fördermengen bei kleiner Förderhöhe baut man auch Mehrkammerpumpen mit parallel geschalteten Rädern.

Vor dem Anlassen muß die Zentrifugalpumpe vollständig mit Wasser gefüllt werden, wozu ein Einfüllhahn vorgesehen ist. Die Regulierung der Wassermenge erfolgt am besten durch Änderung der Umdrehungszahl, sie ändert sich proportional der Umdrehungszahl, allerdings ändert sich mit der Umdrehungszahl auch die Förderhöhe, wie schon oben erläutert, weshalb die Wassermenge auch durch Drosselung geregelt wird.

Betriebsstörungen werden in der Hauptsache verursacht durch ungenügende Füllung der Pumpe, zu große Saug- oder Druckhöhe, Verstopfungen, Undichtigkeiten oder Luftsäcke an der Pumpe selbst oder den Leitungen, unrichtige Tourenzahl, schlagende Welle, schleifende Räder oder zu stark angezogene Riemen oder Stopfbüchsen.

Bei Förderung von Säuren tropft aus Stopfbüchsen und Absperrorganen Säure ab, Wegelin & Hübner AG. in Halle a. S. bauen deshalb nach einem Patent der Chemischen Fabrik Weiler ter Meer in Uerdingen vertikale Zentrifugalpumpen, bei denen weder eine Stopfbüchse vorhanden ist, noch Absperrorgane zur Anwendung kommen. Die Pumpen werden in Normalgrößen für Leistungen bis etwa 50 cbm pro Stunde und Förderhöhen bis etwa 25 m gebaut, und zwar in Gußeisen für Schwefelsäure von 55—66° Bé, Nitrobenzol und alle Flüssigkeiten, deren Hauptbestandteil Schwefelsäure von 55—66° Bé ist, in Schmiedeeisen oder Stahlguß, für Oleum mit 20—65 % absorbiertem SO₂ und für Mischsäuren, soweit solche ein Gemisch von Oleum oder konzentrierter Schwefelsäure und Salpetersäure mit höchstens 10 % Wasser darstellen oder in schmiedeeisernen Behältern gelagert werden können, endlich aus Hartblei für verdünnte Schwefelsäure bis zu 45—55° Bé entsprechend 55—70 % Wassergehalt.

Strahlpumpen.

Bei diesen Pumpen wird die zu fördernde Flüssigkeit durch einen Dampf- oder Wasserstrahl angesaugt und fortgedrückt.

Bei den Wasserstrahlpumpen wird die Strömungsenergie eines Wasserstrahles ausgenutzt. Handelt es sich darum, kleine Flüssigkeitsmengen auf größere Höhen zu heben, so wird durch plötzliche Absperrung ein möglichst großer Teil des Arbeitsvermögens des ganzen Strahles auf einen kleinen Teil desselben konzentriert, wodurch die Förderhöhe entsprechend erhöht wird. Diese aus den Physiklehrbüchern bekannten Stoßheber oder hydraulischen Widder werden nur in der Haus- und Landwirtschaft für Wassermengen von 3—150 l in der Minute verwendet, in der Industrie kaum. Sie sind in gemauerten, vor Frost gesicherten Schächten aufzustellen. Der Wirkungsgrad beträgt 75—80 %.

Sollen größere Flüssigkeitsmengen auf kleinere Höhen gehoben werden, so mischt sich der treibende Wasserstrahl mit der zu fördernden Flüssigkeit, die er entweder ansaugt oder die ihm zufließt und gibt an diese einen Teil

seiner lebendigen Kraft ab. Der treibende Strahl tritt aus einer Düse aus und mündet in eine größere Düse. Die zu fördernde Flüssigkeit tritt seitlich in den zwischen den beiden Düsen verbleibenden Spalt und wird in die Steigleitung mitgerissen. Wenn nötig schaltet man mehrere Düsen hintereinander, bei wechselnder Förderhöhe wird in der Austrittsdüse des Treibwassers eine Regulierspindel angebracht. Solche Pumpen können auch für schmutziges und sandiges Wasser verwendet werden. Für salzhaltige Wässer und Laugen werden sie aus Rotguß, für saure Wässer aus Hartblei und auch aus Steingut ausgeführt. Sie finden hauptsächlich im Bergbau und Tiefbau Verwendung. Ihr Wirkungsgrad, der von dem Verhältnis der Druckhöhe zur Förderhöhe abhängt, ist nur niedrig, er schwankt zwischen 15–30 %.

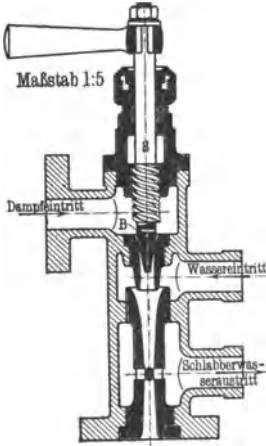


Abb. 149. Injektor.

Viel mehr Anwendung finden die Dampfstrahlpumpen. Die Wirkungsweise entspricht der der vorgenannten Wasserstrahlpumpen, nur daß hier durch Mischung des Dampfstrahls mit dem geförderten Wasser eine Kondensation des Dampfes und damit eine saugende Wirkung auftritt.

Man unterscheidet Ejektoren oder Elevatoren, die zum Heben oder zur Fortbewegung von Flüssigkeiten dienen, auch um Flüssigkeiten durch Filterpressen zu drücken und die zur Kesselspeisung dienenden Injektoren. Grundsätzliche Unterschiede zwischen beiden Arten bestehen nicht, für die

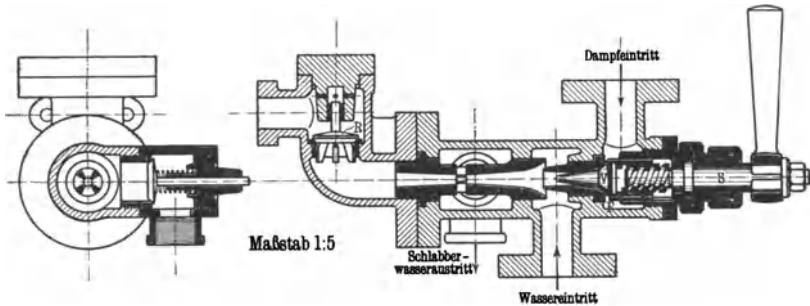


Abb. 150. Horizontaler Injektor.

Wirtschaftlichkeit des Betriebes ist es bei den Injektoren von großem Vorteil, daß die Dampfwärme fast restlos mit dem Speisewasser wieder in den Kessel geführt wird.

Abb. 149 zeigt einen Injektor gewöhnlicher Bauart, Abb. 150 einen horizontalen Injektor. Durch die Dampföse tritt der Dampfstrahl ein, reißt die Luft aus dem umgebenden Raum mit und kondensiert sich zum Teil, wodurch in der Wasserkammer eine Luftleere entsteht, durch die das Speisewasser angesaugt wird. Es vermischt sich nun in der Mischdüse mit dem kondensierten Dampf und wird durch die Fangdüse, in der sich die Geschwindigkeit

in Druck umsetzt und den Stutzen dem Kessel zugedrückt. Infolge der dem Wasser durch den Dampfstrahl erteilten Geschwindigkeit und lebendigen Kraft kann der Wasserstrahl den Kesseldruck überwinden. Überschüssiges Wasser läuft durch das Schlabberrohr oder Spuckrohr ab. Die Saughöhe ist um so größer, je kälter das Wasser ist, im Mittel bei kaltem Wasser 4—5 m, die Wassertemperatur soll höchstens 40—50° betragen. Die Dampfdüse ist bei den meisten Injektoren mit Regulierspindel ausgerüstet, um die Düsenöffnung der Dampfspannung und Wassermenge anpassen zu können, bei der Inbetriebsetzung wird durch einen feinen Dampfstrahl zunächst nur der Wasserzutrittsraum luftleer gesaugt, hierauf wird ein kräftigerer Strahl eingestellt, der das Wasser zu fördern imstande ist.

Beim Restarting-Injektor von Schäffer & Buddenberg, Magdeburg, ist die Mischdüse achsial geteilt und die eine Hälfte aufklappbar. Schlägt Dampf durch, so hebt sich diese Düsenhälfte und läßt den Überschuß durch ein vor dem Schlabberrohr sitzendes Ventil entweichen, wodurch wieder ein Vakuum entsteht, das Schlabberventil durch den äußeren Überdruck geschlossen wird, die obere Mischdüsenhälfte wieder herunterklappt und die Pumpe wieder ansaugt, daher der Name „Restarting“.

Bei dem Universalinjektor von Gebr. Körting (Abb. 151), Hannover, sind zwei Düsenysteme hintereinandergeschaltet. Durch Umlegen des Hebels, der auf dem äußeren Ende des Hahnkükens E

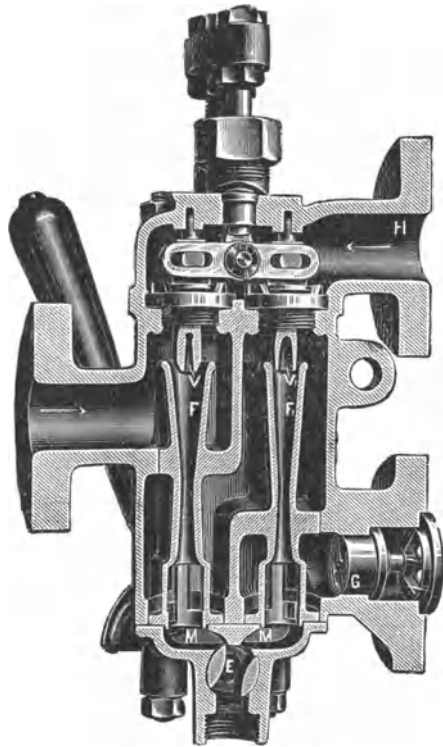


Abb. 151. Universalinjektor von Gebr. Körting, Hannover.

seinen Sitz hat und durch ein Gestänge mit dem oberen Doppelhebel in Verbindung steht, öffnet sich zunächst das kleinere (linke) Ventil V, so daß der von rechts oben eintretende Dampf in die linke Düse F gelangen und durch den Stutzen links Wasser ansaugen kann. Dabei ist der Hahn E anfangs noch etwas geöffnet, wobei das Schlabberwasser durch den Kanal entweicht. Erreicht der Hebel die Grenzlage, so ist Hahn E geschlossen, beide Ventile V und V₁ geöffnet. Jetzt besteht der Arbeitsgang darin, daß die linke Düse F das Wasser ansaugt und durch den rechten Düse F₁ zuführt. Aus dieser drückt es der durch das größere Ventil eintretende Dampf mit erhöhter Geschwindigkeit durch das Speiseventil G in die Druckleitung bzw. den Kessel. Die Düse F hat also ausschließlich das Ansaugen, die Düse F₁ das Fortdrücken zu vollziehen. Wird zum Zwecke der Außerbetriebsetzung der

Hebel zurückgelegt, so werden die Ventile V und V_i geschlossen und der Hahn geöffnet. Dieser Doppelinjektor saugt kaltes Wasser bis zu 6,5 m Höhe, bei Wasserzuführung wirkt er noch bei einer Wassertemperatur von 65—70° sicher, Wasser von 60° saugt er noch auf 2—2,5 m Höhe.

Der Dampfverbrauch der Dampfstrahlpumpen ist sehr erheblich, kommt aber bei den Injektoren wegen der Rückführung der Dampfwärme in den Kessel nicht so in Betracht, wie bei den Ejektoren, auch ist es in manchen Fällen erwünscht, die zu fördernde Flüssigkeit gleichzeitig zu erwärmen. Die einzige Wartung der Strahlpumpe besteht in der Reinigung des Innern und im Dichthalten der Ventile. Wichtig ist auch die Dichthaltung der Rohrleitungen, besonders des Saugrohres, dessen Querschnitt so groß sein soll, daß das Wasser eine Geschwindigkeit von 1—2,5 m/sek. erhält.

Sonstige Vorrichtungen zur Hebung von Flüssigkeiten.

Die Hebung von Flüssigkeiten geschieht häufig durch den Druck der Luft oder gespannter Gase. Der lediglich auf der Wirkung des atmosphärischen Drucks beruhende Saugheber ist bekannt, er wird besonders zum Abfüllen von Fässern u. dgl. verwendet. Bei Jauchepumpen u. dgl. wird die Heberwirkung auch dadurch hervorgerufen, daß die Steigleitung mit einem luftleer zu pumpenden Gefäß in Verbindung gebracht wird.

Der Druckheber wird zum Heben von Wasser, wie zum Heben anderer Flüssigkeiten aus tiefliegenden Behältern verwendet. Der Behälter muß luftdicht sein, die Druckluft wird in diesen eingelassen, drückt auf den Flüssigkeitsspiegel und treibt die Flüssigkeit in die Steigleitung. Die Druckluft kann u. U. von jeder Wasserleitung mit Hilfe eines Wasserdruckkompressors erzeugt werden. Die Steigleitung wird unten mit Rückschlagventil versehen:

Eine Druckluftpumpe besonderer Art, die für Tiefbrunnen und auch zur Förderung sandigen, schlammigen und heißen Wassers Verwendung findet, ist die Mammutpumpe. Sie besteht aus einem Steigrohr und einem etwas über dem untersten Ende in dieses mündenden Druckluftrohr. Das Steigrohr muß immer tiefer unter den Wasserspiegel tauchen, als die Förderhöhe der Pumpe ist. Wird durch die Druckluftleitung Luft in das Steigrohr eingepreßt, so wird das Wasser in demselben mit Luftblasen durchsetzt, die das spezifische Gewicht der Flüssigkeit im Steigrohr vermindern, wodurch zusammen mit der Auftriebskraft der Luftblasen die Wassersäule gehoben wird und aus dem Bohrloch Wasser nachsaugt. Mammutpumpen werden für Fördermengen bis 25 l in der Minute gebaut. Vorteile sind ihre Unempfindlichkeit und der Fortfall des Gestänges von Kolbenpumpen, Nachteile die erforderliche größere Tiefe des Bohrloches und der große Luftverbrauch, der Wirkungsgrad ist nur gering.

Apparate der vorbeschriebenen Art können statt mit Druckluft auch mit anderen gespannten Gasen betrieben werden, in Betracht kommt in der Hauptsache Kohlensäure. Mit Gasen, die vom Wasser bzw. der zu fördernden Flüssigkeit verschluckt werden, z. B. komprimierten Ammoniak, kann auch eine saugende Wirkung hervorgebracht werden. Bei der bei uns kaum angewendeten Humphreypumpe wird der Explosionsdruck leicht zündbarer Gase benutzt.

Eine Dampfdruckpumpe besonderer Art ist das Pulsometer (Abb. 152, Ausführung von Gebr. Körting, Hannover). Es besteht aus zwei birnenförmigen Kammern, welche oben durch enge Kanäle zusammenlaufen. An dieser Stelle befindet sich ein Zungenventil, das wechselsweise die Mündung der Kammern abschließt. Am unteren Ende jeder Kammer befindet sich ein Saugventil, unter denselben zum Abschluß der Saugleitung noch ein gemeinsames Fußventil. Hinter den beiden Saugkammern liegt durch die Druckventile von diesen abgeschlossen die Druckkammer, an welche sich

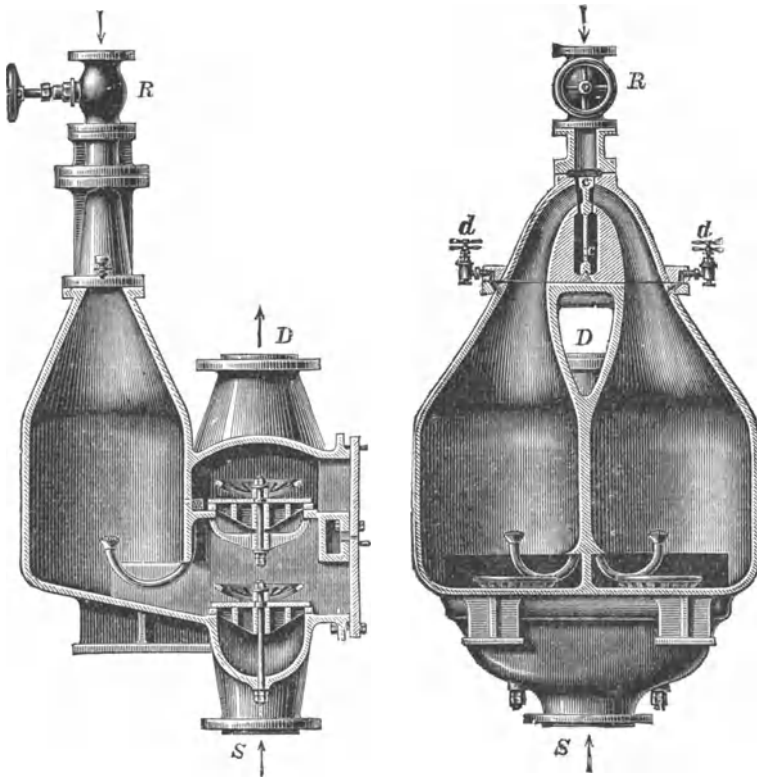


Abb. 152. Pulsometer von Gebr. Körting.

das Druckrohr anschließt. Über dem Fußventil zweigt sich in der Mitte zwischen den beiden Kammern der Windkessel ab.

Der Dampf tritt abwechselnd von oben in die beiden Kammern, gesteuert durch die immer die Kammer, in der Saugwirkung herrscht, abschließende Dampfzunge. Beim Inbetriebsetzen müssen beide Kammern durch besondere Füllöffnungen bei geöffneten Luftventilen mit Wasser gefüllt werden. Tritt nun der Dampf in die eine von der Klappe oder Kugel freigegebene Kammer ein, so drückt er das Wasser in die Druckkammer. Kurz ehe der Wasserspiegel bis zur Höhe der Druckventile gesunken ist, tritt durch eine Einspritzvorrichtung kaltes Wasser aus der anderen Kammer in den Dampfraum ein, wodurch der Dampf schnell kondensiert wird. Das hier-

durch entstehende teilweise Vakuum bewirkt, daß die Dampfzunge herübergesaugt wird, die obere Öffnung der anderen Kammer freigibt und durch das Saugventil wieder Wasser in die Kammer gesaugt wird, während der Dampf nun in die andere Kammer strömt und das vorher angesaugte Wasser in die Druckleitung drückt. Die Ausführungen verschiedener Firmen weichen in Einzelheiten voneinander ab, der Dampfeintritt kann statt durch ein Zungenventil, z. B. durch eine Kugel, gesteuert werden, die Einspritzvorrichtung kann aus Injektionskanälen, Spritzrohren oder Brausen bestehen usw. Die Saughöhe der Pulsometer ist 5—6, höchstens 8 m, die Druckhöhe nicht über 40—50 m, bei größeren Förderhöhen werden mehrere Pulsometer übereinander aufgestellt. Die Dampfspannung muß 1—1,5 at höher sein, als der Druckhöhe entspricht. Für jedes cbm geförderte Flüssigkeit rechnet man 3—4 cbm

Dampf, die Temperatur der geförderten Flüssigkeit wird pro 10 m Förderhöhe um 1,5—2° gesteigert.

Der Pulsometer ist billig, leicht aufzustellen (ohne Fundament, er kann auch aufgehängt werden), kann auch unter Wasser arbeiten und bedarf wenig Wartung, Reinigung usw., er findet deshalb trotz seines hohen Dampfverbrauchs vielfach Anwendung zum Kesselspeisen, Abteufen von Brunnen und Schächten in Gasanstalten zum Pumpen von Ammoniakwasser und Teer, in Zucker-

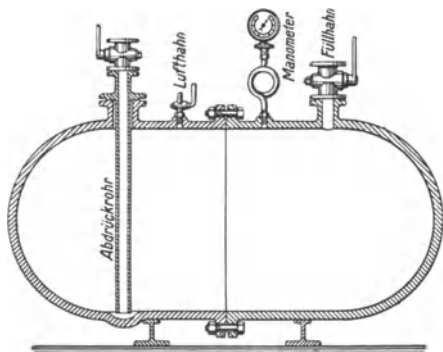


Abb. 153. Liegendes Druckfaß.
(Jos. Vögele AG., Mannheim.)

fabriken zum Heben von Melasse und Schnitzelwasser, in Papierfabriken zum Heben von Papierstoff, in Brauereien zum Heben von Abwässern, Schlampe und Maische, in chemischen Fabriken zum Pumpen von Säure und heißer Lauge, in Gerbereien zum Fördern heißer Lohbrühe usw.

Dem Pulsometer entspricht in der Wirkungsweise auch der Montejus. Abb. 153 zeigt eine liegende Ausführung von Jos. Vögele, Mannheim.

Es sind nun noch eine Reihe anderer Flüssigkeitshebwerke zu erwähnen. Zu den ältesten Vorrichtungen dieser Art gehören die Schöpfwerke, welche entweder das Wasser in offenen Gefäßen (Eimer, Becher, Kasten) schöpfen und heben oder mit Hilfe bewegter Flächen, die in einer Rinne die Flüssigkeit vor sich herschieben. Hierbei kann durch Erhöhung der Geschwindigkeit auch eine Schleuderwirkung zur Erhöhung der Förderhöhe hervorgerufen werden. Bei den Schöpfkrädern kann das fließende Wasser das Rad selbst antreiben. Bei den Eimer- oder Becherwerken werden die Schöpfgefäße an einer oder zwei endlosen Ketten, die über Kettenräder oder Trommeln laufen, befestigt.

Die Kettenpumpen tragen auf einer Kette ohne Ende kolbenartige Scheiben aus Eisen, Holz oder Gummi, die durch das unter dem Flüssigkeitsspiegel mündende Förderrohr sich lose führend nach oben gezogen werden und die Flüssigkeit heben. Sie werden bis etwa 3 m Hubhöhe und 150 mm Weite des Förderrohres ausgeführt, der Scheibenabstand beträgt etwa 1 m.

Eine Umkehrung der Wirkungsweise des Wasserrades sind die Wurf- und Pumpräder. Räder mit geschlossenem Radkranz bezeichnet man als Pumpräder, Räder mit offenem Radkranz als Wurfäder. Erstere erreichen bei Hubhöhen bis zu 6 m einen Wirkungsgrad von 95 %, letztere höchstens 80 %.

Auf der Schraubenwirkung beruhen das Schneckenrad, die Wasserschnecke und die Wasserschraube. Das Schneckenrad hat zwischen zwei auf einer Welle sitzenden Scheiben spiralförmig gewundene Gänge, die am äußeren Umfang des Rades das Wasser aufnehmen und bei der Drehung des Rades nach der Achse hinaufbefördern, wo es ausfließt. Die Wasserschnecke besteht aus einer mit ein oder mehreren Schraubenflächen versehenen Drehachse, die allseitig mit einem Gehäuse umgeben ist und mit dem unteren Ende in die zu fördernde Flüssigkeit taucht. Die Neigung der Schnecke ist etwa 30°, die höchste dabei zu erreichende Hubhöhe etwa 4,5 m, der Wirkungsgrad 75—90 %. Die Wasserschraube gleicht der Wasserschnecke, läuft aber nicht in einem allseitig geschlossenen Gehäuse, sondern in einer oben offenen Rinne.

Alle diese Vorrichtungen sind auch für unreine, schlammige Flüssigkeiten geeignet, sie gestatten aber mit Ausnahme der Wurf- und Pumpräder keine Anpassung an wechselnde Förderhöhen.

Nach einer Abhandlung von Fr. Jäger, Oberingenieur der Wegelin & Hübner AG. in Halle a. S.: Pumpen in der chemischen Industrie (Z. f. a. Ch. 1924, S. 882) dürften Luftdruck- und Dampfdruckpumpen des niedrigen Nutzeffekts wegen nur in seltenen Fällen verwendet werden, für Dauerleistungen wird man die wirtschaftlicher arbeitenden Zentrifugal- und Kolbenpumpen wählen. Das Gebiet der Anwendung der Zentrifugalpumpen, die mit Gummi, Blei oder dgl. säurebeständig ausgekleidet oder ganz aus Hartblei, Stahlguß oder Bronze hergestellt werden können, ist schon oben gekennzeichnet worden. Für Kolbenpumpen kann man bei reinen Flüssigkeiten Scheibenkolben wählen, bei unreinen ist der Tauchkolben vorzuziehen. Bei unreinen Flüssigkeiten ist die stehende Bauart der Kolbenpumpe vorzuziehen, soweit die Größe nicht liegende Bauart bedingt. Drehzahl und somit Abmessungen, Gewicht und Preis werden vorwiegend durch die Ventilkonstruktion bestimmt. Ventile von geringer Masse und geringem Hub, meist mit geradem Sitz und mehrsitzig, lassen hohe Drehzahl ohne hartes Aufsetzen zu, lassen sich aber nur für reine Flüssigkeiten verwenden. Unreine Flüssigkeiten bedingen weniger empfindliche Ventile, am besten einfache einspaltige mit schrägem Sitz. Geringer Ventulumfang bedingt aber großen Hub, wo Federbelastung zulässig ist, kann noch immer eine verhältnismäßig hohe Drehzahl erreicht werden, wo auch diese Ventile noch zu empfindlich sind, muß man reine Gewichtsbelastung, meist Kugelventile anwenden und mit niedriger Umdrehungszahl arbeiten, man braucht also für die gleiche Leistung schwerere und teurere Pumpen.

Gebläse und Kompressoren, Luftpumpen.

In ihrer Bauart und Wirkungsweise gleichen diese Maschinen den entsprechenden Flüssigkeitspumpen, der Hauptunterschied ergibt sich aus der starken Volumenänderung der Gase unter Druck und aus der geringeren

Masse des zu fördernden Stoffes. Die Grenzen zwischen diesen Maschinenarten sind keine scharfen, in der Hauptsache spricht man von Ventilatoren, wenn es sich nur um die Fortbewegung einer Luft- oder Gasmenge (z. B. Lufterneuerung in Räumen, Entfernung sich entwickelnder Gase) handelt, ohne daß eine Änderung des Druckes notwendig ist, von Gebläsen, wenn der Hauptzweck die Zuführung einer gewissen Luftmenge, z. B. zu einer Feuerung ist, die zu überwindenden Widerstände aber einen etwas höheren Druck als den gewöhnlichen Luftdruck erfordern. Dieser Überdruck ist bei den Gebläsen also nur gering.

Handelt es sich um die Erzeugung eines starken Überdrucks, wie bei Druckluftanlagen, Kältemaschinen, Zusammendrückung von Gasen zwecks Beförderung in Flaschen usw., so spricht man von Kompressoren. Hier ist also die Kompression des Gases die Hauptsache, sei es zum Zwecke der Volumverkleinerung, sei es zum Zwecke der Drucksteigerung.

Wenn endlich nicht nur die Fortführung von Luft oder Gas aus einem Raum wie bei der Lüftung beabsichtigt ist, sondern die Erzeugung eines Vakuums, so spricht man von Luftpumpen.

Die Höhe des Druckes gibt man bei Kompressoren in Atmosphären (at) bei Gebläsen in mm Quecksilber oder mm Wassersäule (QS bzw. WS) an:

$$1 \text{ at} = 1 \text{ kg/qcm} = 735,5 \text{ mm QS} = 10000 \text{ mm WS.}$$

Die Schraubenventilatoren sind Flügelräder mit schraubenförmig gewundenen propellerähnlichen Flügeln, die schraubenartig in die Luft eindringen und da das Flügelrad an seiner Stelle bleibt, die Luft durch dasselbe hindurchziehen. Der hierbei erzeugte Druckunterschied ist gering, sie entsprechen also am besten der oben gegebenen Definition der Ventilatoren. Sie saugen auf der ganzen Radfläche Luft an, brauchen deshalb auch keine besondere Saugleitung und drücken die Luft direkt ins Freie. Sie werden meist direkt in die Außenwand eingemauert, wobei der Ventilatorring vom Mauerwerk dicht umschlossen sein muß, damit die Luft nicht außerhalb desselben zurückströmen kann, angetrieben werden sie meist durch direkt gekuppelte Elektromotoren, größere auch durch Riementrieb oder direkt gekuppelte Dampfturbine. Verwendung finden sie zur Entlüftung, zu Entstäubungs-, Kühl- und Trocknungsanlagen.

Bei den Schleuderventilatoren wird die Luft von einem Flügelrade an der Achse angesaugt und infolge der Zentrifugalkraft nach außen geschleudert. Durch die Saugwirkung entsteht ein einseitiger Druck in Richtung der Radachse, der durch ein Drucklager oder einen Druckausgleicher aufgenommen werden muß; bei doppelseitigem Saugstutzen gleicht sich diese Wirkung auf das Rad aus. Die Flügel sind entweder gerade oder, um den Luftstoß beim Eintritt zu vermeiden, gekrümmt, für saugende Ventilatoren rückwärts gekrümmt. Schleuderventilatoren haben entweder ein das Flügelrad gleichmäßig umschließendes oder ein nach Art der Zentrifugalpumpen sich nach dem Druckstutzen spiralförmig erweiterndes Gehäuse. In dieser Erweiterung, dem Verteiler oder Diffusor, wird die Geschwindigkeit der Luft zum Teil in Druck umgesetzt. Die kleinsten Schleuderventilatoren haben Umdrehungszahlen bis 4000 in der Minute, mittlere Größen, die auch zum Aufsaugen von Hobelspänen u. dgl. dienen etwa 500 Umdrehungen in der

Minute. Grubenventilatoren werden bis zu Leistungen von 17000 cbm in der Minute gebaut. Der Antrieb kann auch hier direkt durch Elektromotor oder Dampfturbine bzw. indirekt durch Riemen- oder Seiltrieb erfolgen.

Die Schleuderventilatoren erzeugen schon einen etwas höheren Überdruck und können deshalb auch als Gebläse für Feuerungsanlagen Verwendung finden. Bei solchen Turbogebläsen ist im Gegensatz zu den Ventilatoren die Umsetzung der Luftgeschwindigkeit in Druck die Hauptsache. Sie haben Kolbengebläsen gegenüber den Vorteil kleinerer Abmessungen und billigeren Preises, bei Druckschwankungen sind sie aber weniger geeignet. Sie können wie die entsprechenden Pumpen einstufig und mehrstufig, mit einseitigem oder zur Entlastung der Achse von einseitigem Druck mit beiderseitiger Luftzuführung gebaut werden. Man erzeugt mit Turbogebläsen etwa Drucke bis 1500 mm Wassersäule, abhängig vom spezifischen Gewicht, also auch der Temperatur der Gase.

Die zur Erzeugung höherer Drucke dienenden Turbokompressoren sind Umkehrungen des Prinzips der Dampfturbine, sie haben in achsialer oder radialer Anordnung rotierende Schaufelkränze, zwischen denen je ein Leitschaukelkranz liegt. Die zugeführte Luft wird in jedem Flügelradkranz jeweils auf eine bestimmte Geschwindigkeit gebracht, die im zwischenliegenden Raume in Druck umgesetzt wird. Die einfachen Radialkompressoren mit radialer Stufenanordnung und die Achsialkompressoren mit parallel zur Achse liegenden Schaufeln, so daß der Luftstrom parallel zur Achse fließt, haben sich nicht bewährt, dagegen finden Radialkompressoren mit achsialer Stufenanordnung Verwendung, wenn große Luftmengen mit gleichbleibendem Druck verlangt werden. Es sind mehrere Schleuderräder auf gemeinsamer Welle angeordnet, bei geringerer Stufenzahl in gemeinsamem Gehäuse, bei größerer Stufenzahl (bis zu 25) gruppenweise in gemeinsamem Gehäuse. Jede Stufe steigert den Druck um 10—20 % und mehr der Eintrittsspannung. Man erzielt so Pressungen bis 10 at. Die Schaufeln werden in das Rad eingenieter. Der Erweiterung des Schaufelraumes nach dem Umfang wegen, werden am Umfang manchmal kurze Schaufelzwischenstücke angebracht. Aus jedem Schleuderrad tritt die Luft in einen Leitschaukelkranz, in dem die Geschwindigkeit in Druck umgesetzt wird. Die einzelnen Räder werden durch Labyrinthdichtung (siehe Maschinenteile) gegeneinander gedichtet, nach außen durch Labyrinthdichtung oder Stopfbüchse, häufig mit Kohle- ringen. Da die beiderseitige Luftzufuhr der notwendigen Verdoppelung der schon hohen Stufenzahl wegen nicht zugänglich ist, wird der achsiale Druck durch ein Kammlager (siehe Maschinenteile) und einen Entlastungskolben mit einstellbarem Druck aufgenommen, bei gruppenweiser Unterteilung der einzelnen Stufen kann man eine Entlastung durch entgegengesetzte Luftzufuhr zweier Gruppen erzielen. Die Lager sind durch besondere Wasserkammern gekühlte Ringschmierlager oder solche mit Preßölschmierung und Rückkühlung des Öles.

Wichtig ist bei Kompressoren die Kühlung der komprimierten Luft, sie kann während der Verdichtung (Gehäusekühlung) oder zwischen zwei Stufen (Zwischenkühlung) erfolgen. Die Gehäusekühlung kann durch doppelwandige Ausführung von Gehäuse und Leitschaukeln oder durch zwischen zwei Stufen angeordnete ringförmige Kühlrohrbündel erfolgen. Letztere sind dünnwandiger,

lassen sich aber schwerer reinigen und werden leicht undicht. Die Zwischenkühlung ist leichter zu reinigen, doch treten Arbeitsverluste durch die Temperatursteigerung in der ungekühlten Gruppe auf.

Die Regelung ist am günstigsten bei Dampfturbinenantrieb durchzuführen, bei elektromotorischem Antrieb am besten bei Gleichstrommotor durch Änderung der Umdrehungszahl. Ungünstiger ist die Regelung der Menge durch Drosselung in der Saug- oder Druckleitung und die Regelung des Druckes durch Parallelschalten einzelner Stufen.

Mit dem Antriebsmotor wird der Turbokompressor durch elastische Kuppelungen (Lederband- oder Lederringholzenkuppelung, siehe Maschinenteile) direkt gekuppelt.

Besonders vorteilhaft ist der Betrieb der Turbokompressoren durch Abdampfturbine. Wirtschaftlich ausführbar ist der Turbokompressor nur

bei großen Leistungen, unterhalb 10000 cbm/st. kommt er nur, wenn besondere Gründe vorliegen, in Frage, über etwa 15000 cbm/st. ist er dem Kolbenkompressor im allgemeinen vorzuziehen.

Den Kapselpumpen in der Bauart und Wirkungsweise entsprechen die Kapselgebläse, vor den Kolbengebläsen haben sie den Vorzug der fortlaufenden rotierenden Bewegung. Der Schwierigkeit der Abdichtung der Kolben gegen das Gehäuse bzw. gegeneinander wegen, kann man nur Drücke von 2—5 m Wassersäule erzeugen, als Kompressoren für höheren Druck kommt

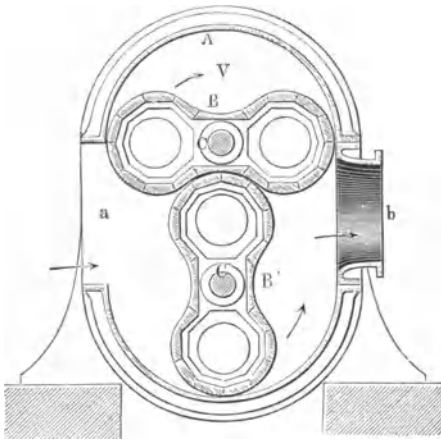


Abb. 154. Roots Gebläse.

diese Konstruktion also nicht in Frage. Die Drucksteigerung durch Hintereinanderschaltung mehrerer Kapselgebläse ist wohl möglich, wird aber selten ausgeführt, ihr Anwendungsgebiet ist vielmehr auf große Luftmengen (bis 20000 cbm/st.) bei niedrigem Druck beschränkt. Sie bieten dann den Vorteil geringen Platzbedarfs und niedriger Anschaffungskosten, einfacher Wartung, geringer Reparaturbedürftigkeit und leichter Ausführung vorkommender Reparaturen sowie gleichmäßigen Luftstroms auch ohne Anwendung eines Schwungrads und eines Sammlers; störend ist das Geräusch.

Man unterscheidet Kapselgebläse mit einer, zwei und drei Drehachsen. Die mit einer Drehachse, die der Exzenter- oder der Lamellenpumpe entsprechen, sind nur für kleine Leistungen geeignet und nur selten zu finden.

Auch die Kapselgebläse mit zwei Drehachsen gleichen in Konstruktion und Wirkungsweise den betreffenden Pumpen. Am bekanntesten und verbreitetsten ist das Rootsgebläse (Rootsblower). Es besteht aus zwei in einem Gehäuse eingeschlossenen, sich durch Zahnradantrieb entgegengesetzt drehenden Flügeln (Abb. 154), die gegen die Gehäusewand und gegeneinander abdichtend, die Saug- und Druckräume bilden. In neueren ver-

besserten Ausführungen mit auf Spezialmaschinen hergestellten Dichtungsflächen, die die frühere Liniendichtung durch eine Flächendichtung ersetzen, sind diese Gebläse recht leistungsfähig, bei 500 mm WS wird ein Wirkungsgrad von 95 % erreicht, der allerdings mit steigendem Druck geringer wird, aber bei 4 m WS noch 80 % beträgt und bei 7 m WS noch 75 % betragen soll. Der ziemlich hohen Umdrehungszahl von etwa 400 Umdr./Min. wegen, laufen die Zahnräder gewöhnlich in geschlossenen Radkästen in Öl.

Das Jägergebläse entspricht der Jägerpumpe, es ist bis 3 m WS anwendbar und arbeitet dabei mit 70 %, bei 500 mm WS mit 90 % Wirkungsgrad. Kapselgebläse mit drei Drehachsen, den betr. Pumpen entsprechend, sind wenig in Anwendung, die gegeneinanderlaufenden Trommeln fördern einen kleinen Teil der Luft wieder zurück.

Die Kapselkompressoren kommen, wie schon gesagt wurde, nur für niedere Drücke in einstufiger Ausführung für etwa 2 at, in mehrstufiger bis 8 at für Sandstrahlgebläse, Gießerei-, Härteöfen-, Druckluftbohr- und -reinigungsanlagen in Anwendung, sie werden nur mit einer Drehachse nach Art der Lamellenpumpe gebaut, die Flügel werden oft durch im Gehäuse laufende Ringe entlastet, wodurch zwar ein Spalt entsteht, durch den Luft zurückfließt, die Reibung aber geringer und der Gang geräuschlos wird.

Die Strahlgebläse arbeiten wie die Strahlpumpen ohne mechanisch bewegte Teile, ein mit großer Geschwindigkeit aus einer Düse austretender Luft-, Dampf- oder Wasserstrahl reißt die umgebende Luft mit, er kann dabei saugend oder drückend wirken. Zur besseren Ausnutzung höherer Geschwindigkeiten wird der Strahl nacheinander durch mehrere Düsen geleitet.

Von den saugenden Strahlgebläsen werden am meisten die Dampfstrahlsauger angewendet, Wasserstrahlsauger nur, wo Dampf nicht zur Verfügung steht oder die Dampfleitungen zu lang werden, noch seltener die Luftstrahlsauger. Die Dampfstrahlsauger werden zum Absaugen schädlicher Gase, zum Transport der schwefligen Säure nach der Bleikammer, zur Erzeugung eines Vakuums bei Verdampf- und Einkochanlagen, zum Heben und Filtrieren verschiedener Flüssigkeiten, zum Durchsaugen von Gasen durch Flüssigkeit, zur Erhöhung des Schornsteinzugs, zur Ventilation von Trockenkammern, zur Entlüftung von Pumpen- und Heberleitungen usw. benutzt. Werden sie zur Förderung von Flüssigkeiten benutzt, so darf die durch den Atmosphärendruck steigende Flüssigkeit den Sauger nicht erreichen, bei Wasser wird eine Förderhöhe von etwa 9 m erreicht.

Die blasenden Strahlgebläse werden für Unterwindfeuerungen, zum Einblasen von Luft und Gasen in Flüssigkeiten usw. mit und ohne Regler- spindel angewendet, und zwar meist als Dampfstrahlgebläse, auch mit Druckluft oder Wasser als Betriebsmittel. Letzteres kann zugleich zur Anfeuchtung der Luft dienen, muß aber bei Verwendung der Luft für Feuerungen wieder abgeschieden werden.

Bei den Kolbengebläsen wird die durch den im Zylinder hin- und herbewegten Kolben angesaugte und verdrängte Luft, um einen gleichmäßigen Luftstrom zu erzielen, in einem Ausgleichsraum, der bei mehreren Zylindern meist quer über denselben liegt, gesammelt und von hier den Verbrauchsstellen zugeleitet. Der Nachteil dieses Gebläses gegenüber den rotierenden ist die mit erheblichen Arbeitsverlusten verknüpfte hin- und hergehende

Bewegung, der Hauptvorteil die Anpassung an alle vorkommenden Druckschwankungen. Die Anordnung ist meist die liegende, bei der stehenden Anordnung überwiegen die Nachteile die Vorteile, der Antrieb erfolgt bei größeren Maschinen meist durch direkte Kupplung mit der Dampf- bzw. Gasmaschine, d. h. Antriebskolben und Gebläsekolben sitzen auf derselben Kolbenstange. Der Gebläsezylinder wird am besten hinter dem Antriebszylinder angeordnet. Das Gebläse wird durch Klappen, Ventile oder Hähne gesteuert, die Klappen wurden früher meist aus Gummi, Filz oder Leder hergestellt, heute meist aus Stahl. Die größten Gebläse dieser Art sind die Hochofengebläse mit Zylinderdurchmessern bis 3,5 m und Fördermengen bis 2000 cbm/Min. Bei den Stahlwerksgebläsen für Bessemerbirnen ist ein höherer Druck und infolgedessen eine Kühlung von Zylinder und Zylinderdeckel durch entsprechende Kühlmäntel erforderlich. Zur Anpassung an die auftretenden Druckschwankungen vergrößert man die schädlichen Räume durch Zuschalträume, so daß weniger Luft angesaugt wird.

Beim Kolbenkompressor wird die angesaugte Luft beim Rückgange des Kolbens verdichtet und erst wenn der gewünschte Druck erreicht ist, aus dem Zylinder in die Druckleitung geschoben. Auch hier ist die liegende Anordnung wenigstens bei größeren Maschinen der stehenden vorzuziehen. Der Antrieb größerer Maschinen erfolgt wie der der Gebläse direkt durch Dampf- oder Gasmaschinen, der mittleren durch Elektromotor, der direkt auf der Kurbelwelle sitzt, während kleinere durch Riemen von beliebiger Kraftquelle angetrieben werden.

Wie die Expansion bei der Dampfmaschine kann auch die Kompression ein-, zwei- oder mehrstufig erfolgen, einstufige Kompressoren heißen Niederdruck-, zweistufige Verbund- und mehrstufige Hochdruckkompressoren. Mit einstufiger Kompression erzielt man etwa 4 höchstens 8 at, bei mehrstufigen ist das Druckverhältnis der ein- und austretenden Luft, das u. a. von der zulässigen Austrittstemperatur, nach bergpolizeilichen Bestimmungen z. B. höchstens 140° C, abhängig ist, für jeden Zylinder dasselbe. Komprimiert z. B. der erste Zylinder auf 3 at, so der zweite auf 9, der dritte auf 27, der vierte auf 81, der fünfte auf 243 usw. Zwischen je zwei Stufen wird das Gas in einem Zwischenkühler wieder annähernd auf die Ausgangstemperatur gebracht. Bei den Einzylinderstufenkompressoren, auch Differentialkompressor genannt, ist die Kolbenfläche auf einer Seite durch einen zylindrischen Ansatz verkleinert oder es sind auch mehrere solcher Stufen ausgebildet. Die hinter dem Kolben angesaugte Luft wird auf 2—3 at komprimiert in den Raum vor dem Kolben gedrückt und hier beim nächsten Hub weiter komprimiert.

Kleinere Kompressoren werden einfachwirkend mit Tauch- oder Plungerkolben (siehe Maschinenteile), größere doppelwirkend mit Scheibenkolben wie die Dampfmaschine gebaut.

Die Steuerung kann wie bei der Dampfmaschine durch von Exzenter oder Kurbelzapfen angetriebenen Flachschieber oder entlastete Kolbenschieber, die zur Verringerung der schädlichen Räume meist quer zur Zylinderachse an die Zylinderenden gelegt werden, Drehschieber oder Hähne oder zwangläufig gesteuerte oder selbsttätige Ventile erfolgen. Bei gesteuerten Ventilen ist der für größere Leistungen erforderliche Luftquerschnitt schwer zu erreichen. Bei den selbsttätigen Ventilen findet man die um eine seitliche

Achse sich drehende Klappe und die sich senkrecht abhebende Platte, die schlitz- oder besser ringförmige Öffnungen verschließen (bei letzteren gestattet auch der innere Umfang den Durchtritt) bzw. die Kugel als Abschlußorgan. Die Platte ist vorzuziehen, doch erfordert die starke Beanspruchung beim Aufschlagen ein erstklassiges Material. In derselben Platte lassen sich auch mehrere Spalte unterbringen, wodurch der Hub und die Schlußzeit verkleinert werden können. Mit der Verkleinerung des Hubes wird die Lebensdauer der Ventilplatte erhöht. Für höhere Drucke kombiniert man auch den entlasteten Kolbenschieber mit Rückschlagsventil auf der Druckseite. Im übrigen sei auf das bei der Steuerung der Dampfmaschine Gesagte verwiesen.

Von besonderer Bedeutung ist bei den Kompressoren die Kühlung. Durch die Kompression erhöht sich die Temperatur der Luft bzw. des Gases und hierdurch auch die des Zylinders. An den heißen Zylinderwänden würde sich die neuangesaugte Luft erwärmen und infolgedessen ausdehnen, so daß nur ein geringeres Luftgewicht angesaugt werden kann. Die Erwärmung des Gases selbst ist mit einer durch spätere Wiederabkühlung verloren gehenden Drucksteigerung verbunden, die die aufzuwendende Arbeit erhöht. Deshalb müssen die Zylinderwände, nach Möglichkeit aber auch das komprimierte Gas selbst gekühlt werden. Nach der Art der Kühlung unterscheidet man trockene, halbnasse und nasse Kompressoren.

Bei den trockenen Kompressoren werden Zylinder und Zylinderdeckel doppelwandig ausgeführt, durch diese Kühlmäntel zirkuliert das Kühlwasser. Bei den halbnassen Kompressoren wird während der Druckperiode Wasser eingespritzt, bei den nassen wird durch den Kolben eine Wassersäule in Bewegung gesetzt, die die Kompression bewirkt und gleichzeitig kühlt. Die Gefahren des Rostens, des Einfrierens, der Kesselsteinbildung, der Wasserschläge usw. sind so große Nachteile, daß die nassen und halbnassen Kompressoren kaum noch Anwendung finden.

Kompressoren für Kohlensäure, Stickstoff und andere neutrale Gase unterscheiden sich von den Kompressoren für Luft nicht, für Sauerstoff werden alle mit dem Gas in Berührung kommenden Teile aus Bronze, für Azetylen die Kolbenringe aus Gummi oder Stahl, die anderen Teile aus Gußeisen hergestellt. Die Ventile werden für Luft aus Stahl und Rotguß, für Sauerstoff aus Bronze, für Wasserstoff und Kohlensäure aus Stahl oder Bronze, für Azetylen aus weichem Stahl oder Messing hergestellt. Die Belastungsfedern der Ventile macht man für Sauerstoff aus elektrolytisch verkupferem Federstahl. Die Rohrleitungen werden normal aus Gußeisen, für Sauerstoff aus Kupfer, Messing oder Bronze, bei größeren Abmessungen aus elektrolytisch verkupferem Eisen hergestellt. Bei Kompressoren für explosible Gase müssen Alarmvorrichtungen angebracht werden, die das Überschreiten des zulässigen Druckes und Abblasen des Sicherheitsventils anzeigen, damit sofort Vorsichtsmaßregeln getroffen werden können. Auch die Schmierung richtet sich nach den zu komprimierenden Gasen. Kohlensäurekompressoren für Mineralwasserfabrikation und Nahrungsmittelindustrie werden mit Glycerin, Sauerstoffkompressoren mit destilliertem Wasser, dem man Glycerin zusetzen kann, geschmiert. Bei explosiblen Gasen ist das Saugen wegen der Gefahr des Mitansaugens von Luft zu vermeiden, die Gase

müssen mit einem geringen Überdruck zugeführt werden und deshalb sind auch zur Schmierung Öldruckpumpen, welche diesen Druck überwinden können, nötig. Ebenso müssen Kompressoren zum Füllen von Gasen auf Flaschen den 160—200 at betragenden Flaschendruck überwinden.

Als besondere Arten von Gebläsen und Kompressoren sind neben den Balggebläsen, deren Wirkungsweise als bekannt vorausgesetzt werden darf, der Wasserdruckkompressor und der Hydrokompressor zu nennen. Beim Wasserdruckkompressor wird die Luft durch Sinken und Steigen eines Wasserspiegels in einem zylindrischen Gefäß angesaugt und verdichtet. Zu- und Abfluß des Wassers wird durch Schwimmer selbsttätig geregelt, die Luftleitung durch ein Rückschlagventil abgeschlossen. Bei billigem Druckwasser ist dieser Kompressor seiner geringen Anschaffungskosten und einfachen Bedienung wegen beliebt. Der Hydrokompressor arbeitet nach dem Prinzip der in allen Laboratorien zu findenden Wassertrommelgebläse. Durch ein Fallrohr aus größerer Höhe herabfallendes Wasser reißt aus einem Bündel feiner über den Wasserspiegel ragender Röhren, dem Saugkopf, Wasser mit, das beim Auftreffen auf der Schachtsohle infolge Verminderung der Geschwindigkeit freigegeben wird. 1 at Druck erfordert 10 m Schachttiefe. Ausgeführt sind solche Anlagen bis 10 at Druck, die Luft wird dabei fast nicht erwärmt.

Druckluft findet vielseitige Anwendung zum Betriebe von Werkzeugen und Maschinen, besonders erwähnt sei noch das zum Mattieren und zur Oberflächenreinigung dienende Sandstrahlgebläse, bei dem in den aus einer Düse ausströmenden Druckluftstrahl scharfkantiger Sand fällt, der auf den zu bearbeitenden Körper geschleudert wird.

Die Luftpumpen (besser Vakuumpumpen genannt), denn die auch Luftpumpen genannten Pumpen zum Aufpumpen der Fahrradreifen, Empordrücken von Bier usw. sind eigentlich als Kompressoren zu bezeichnen, gleichen vollständig den Kompressoren. Um ein günstiges Vakuum zu erzielen, müssen die schädlichen Räume möglichst klein gehalten werden. Eine Verbesserung der Wirkung erzielt man durch den Druckausgleich. Gegen Ende des Hubes wird der schädliche Raum der Zylinderseite, welche die Luft ausgedrückt hat, mit der Saugseite des Zylinders verbunden, die vorher gegen den Saugraum abgeschlossen worden ist. Dabei dehnt sich die im schädlichen Raum befindliche Luft von atmosphärischem Druck auf den ganzen Zylinderraum aus, so daß beim Beginn des Saughubes eine erheblich niedrigere Spannung vorliegt, die nicht wesentlich höher ist, als die Spannung im Saugraum selbst. Sie finden bei Kondensationsanlagen und Einkochapparaten in der chemischen Industrie Verwendung. Die Steuerung gleicht der der Kompressoren, doch sind bei Dämpfen, die klebrige Flüssigkeiten ausscheiden, Ventile zu vermeiden, da sie sich leicht festsetzen. Der Druckausgleich wird vom Kolben selbst mit Anschlägen oder durch Schlitze gesteuert.

Mit größeren Luftpumpen dieser Bauart erzielt man nach Angabe von Klein, Schanzlin und Becker, Frankenthal Luftleeren bis zu 5 mm QS. (99,34 % Vakuum) bei abgeflanschten Saugstutzen gemessen, in den angeschlossenen Apparaten natürlich je nach Größe und Art des Apparates, der Saugleitung usw. ein geringeres Vakuum. Man braucht jedoch für manche Prozesse ein

noch höheres Vakuum und hat Luftpumpen konstruiert, die ein Vakuum von $99,33\% = 0,25 \text{ mm QS}$ erzeugen. Bei diesen hat man für das Ansaugen und das Fortdrücken der angesaugten Luft zwei verschiedene Zylinder hintereinander angewendet, wodurch sich das Druckverhältnis zwischen Vakuum und Atmosphäre unterteilen und ein günstigerer volumetrischer Wirkungsgrad schaffen läßt. Solche Luftpumpen müssen mit Schiebersteuerung ausgerüstet sein mit Ventilluftpumpen erreicht man kein so hohes Vakuum.

Nasse Luftpumpen sind bei den Kondensationsanlagen der Dampfmaschinen in Anwendung, sie saugen ein DampfLuftgemisch und Wasser zusammen oder getrennt ab. Einfachwirkende Pumpen dieser Art haben stehende, doppeltwirkende meist liegende Anordnung. Für das Ansaugen wird häufig Schlitzsteuerung durch den Kolben angewandt, sonst Ventile oder Klappen.

Bei der rotierenden Luftpumpe wird Wasser einem Schaufelrad innen zugeführt, das es nach außen schleudert. Bei den vollbeaufschlagten Rädern wird das Wasser auf dem ganzen Umfang als scheibenartiger Strahl herausgeschleudert, der Luft in einen das Rad ringförmig umgebenden Düsenpalt mitreißt. Bei den teilweise beaufschlagten Rädern wird nur an einer Stelle des Umfanges Wasser zugeleitet und in einzelnen Wasserpfropfen, die kolbenartig Luft vor sich herschieben, in eine gegenüberstehende Düse geschleudert. Der gewöhnlichen Wasserluftpumpe entspricht die Ausführung bei der ein vollbeaufschlagtes Rad einen kontinuierlichen Wasserstrahl liefert, der in eine Saugdüse gedrückt wird.

Die Wirkungsweise der Quecksilberluftpumpen und anderer Laboratoriumspumpen ist in den Lehrbüchern der Physik beschrieben.

Hebemaschinen für feste Körper.

Zum Heben fester Körper dienen die Rollen- und Flaschenzüge, die Winden, die Krane und die Aufzüge.

Flaschenzüge und Winden.

Bei der festen Rolle (Abb. 155) ist bei Berücksichtigung der Zapfenreibung und Seilsteifigkeit, durch die der Hebelarm der Last vergrößert, der der Kraft verkleinert wird, die Zugkraft

$$P = 1,05 Q \text{ bis } 1,1 Q.$$

Die Last hebt sich mit derselben Geschwindigkeit, mit der die Zugkraft zieht. Bei der beweglichen Rolle ist die Zugkraft nur

$$P = 0,53 - 0,55 Q,$$

die Geschwindigkeit der Last aber nur halb so groß, als die der Zugkraft. Die mittlere Zugkraft eines Arbeiters beträgt 25—35 kg, die Zuggeschwindigkeit 0,3—0,4 m/sek. Über die Abmessungen der Hanfseil-, Drahtseil- und Kettenrollen siehe Abschnitt „Maschinenteile“. Einzelne Rollen finden besonders als Leitrollen Verwendung.



Abb. 155.
Feste Rolle.

Durch Zusammenstellung mehrerer Rollen entstehen die Rollen- oder Flaschenzüge, die sowohl als selbständige Hebezeuge, wie in Verbindung mit Winden benutzt werden. Sie bestehen aus einer oberen und einer unteren Flasche (auch Kloben, Abb. 156 u. 157, genannt), in der ersteren sind die festen, in der zweiten die losen Rollen gelagert. Ein Seil oder eine Kette ist fortlaufend um die sämtlichen Rollen geschlungen, das eine Ende bei gleicher Rollenzahl in beiden Flaschen an der oberen, wenn die untere Flasche eine Rolle weniger hat, an der unteren Flasche befestigt, an dem anderen Ende

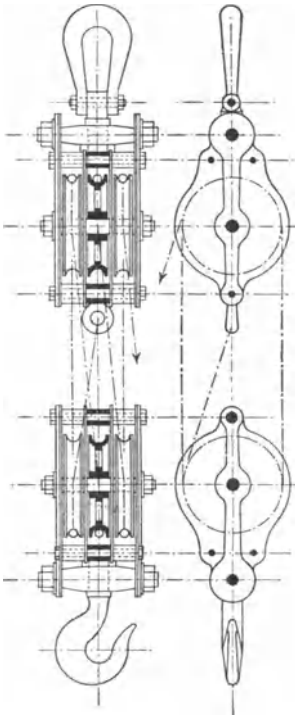


Abb. 156 u. 157. Flaschenzug.



Abb. 158.
Differential-
flaschenzug.

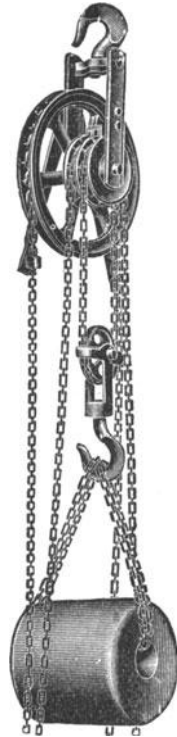


Abb. 159.
Differential-
flaschenzug mit
Handkettenrad.

wird gezogen. Die Last verteilt sich auf soviel Seilstücke, als in beiden Flaschen zusammen Rollen vorhanden sind, ist deren Zahl n , so ist

$$\eta P = \frac{Q}{n},$$

wobei der Wirkungsgrad η für Ketten bei 4 Rollen 0,88, bei 8 Rollen 0,8, für Hanfseile entsprechend 0,8 bzw. 0,6 gesetzt werden kann, für Drahtseile ist er erheblich niedriger, etwa 0,5 bzw. 0,3.

Die Hängeschienen werden auf Zug, durch den schiefen Kettenzug aber auch auf Biegung beansprucht, sie werden deshalb stärker gemacht, als die Zugfestigkeitsrechnung ergibt, zur Aufnahme der Rollenachse und des Haken-

trägers werden sie verstärkt. Der Hauptnachteil der gewöhnlichen Flaschenzüge ist, daß sie keine Vorrichtungen haben, die die Last in der Schwebelage halten, wichtiger sind deshalb die nachstehend beschriebenen selbsthemmenden Flaschenzüge.

Beim Differentialflaschenzug von Weston (Abb. 158) hängt die Last an einer losen Kettenrolle mit glatter Rille, die obere Flasche hat eine verzahnte Doppelrolle mit einem Unterschied im Umfang gleich einer Zahnteilung zwischen 7:8 bis 14:15 schwankend. Eine kalibrierte endlose Kette führt über die große obere Rolle zur losen Rolle, von dieser auf die kleine obere Rolle und spannungslos zurück zum Zugstück der Kette. Wird die Last hochgezogen, so läuft, während ein ihrem Umfang entsprechendes Kettenstück auf die große Rolle aufläuft, ein dem Umfang der kleinen Rolle entsprechendes Stück ab, die Kettenschleife, in der die Last hängt, wird also nur um den Unterschied der beiden Umfänge verkürzt und die Last nur um den halben Unterschied gehoben. Die ablaufende Kettenspannung dreht an der Doppelrolle im Sinne der Zugkraft, diese ergibt sich aus der Gleichung

$$PR_1 + \frac{Q}{2} R_2 = \frac{Q}{2} R_1$$

zu

$$\eta P = \frac{Q}{2} \left(\frac{R_1 - R_2}{R_1} \right).$$

Die Kraft wird also um so kleiner, je kleiner der Unterschied der Radien der Doppelrolle ist. Der Wirkungsgrad ist aber unter 0,5, das heißt mehr als die Hälfte der aufgewandten Kraft wird zur Überwindung der Reibungswiderstände verbraucht. Dabei genügt allerdings die Reibung, die Last in der Schwebelage zu halten, der Flaschenzug ist „selbstsperrend“. Abb. 159 zeigt eine Ausführung mit besonderem Handkettenrad, wie die vorhergehende und einige folgende Abbildungen eine Ausführung der Welter-Elektrizitäts und Hebezeugwerke in Köln-Zollstock.

Außer dem niedrigen Wirkungsgrad hat der Flaschenzug noch den Nachteil, daß die kalibrierten Kettenglieder stark verschleifen oder wenn sie zu schwach gewählt sind, sich leicht dehnen, der Differentialflaschenzug wird deshalb nur noch selten angewendet.

Bei dem Schraubenflaschenzug (Abb. 160) würde ohne Berücksichtigung der Reibung, wenn P der Seilzug am Haspelrade, dessen Radius R, die Ganghöhe der Schnecke h, die von der Schnecke auf das Schneckenrad

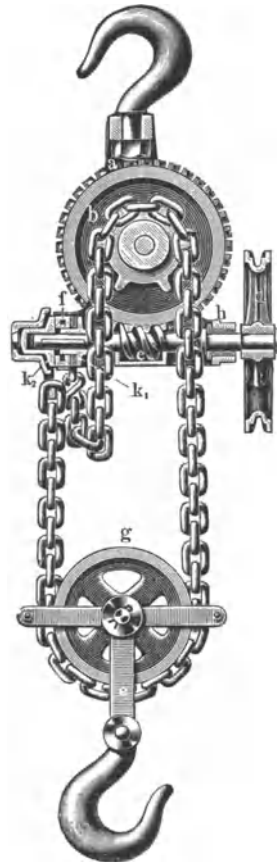


Abb. 160.
Schraubenflaschenzug.

ausgeübte Umfangskraft K , der Radius des Schneckenrades r_s und der Kettenuß für die Lastkette r_k ist, da die Last Q an einer losen Rolle hängt, die Spannung der Lastkette also $\frac{Q}{2}$ ist, sich ergeben, nach dem Hebelgesetz für die Rollachse

$$K \cdot r_s = \frac{Q}{2} r_k$$

für die Schneckenwelle nach der Arbeitsgleichung für eine Umdrehung

$$P \cdot 2 R \pi = K \cdot h$$

also mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades η

$$\eta P = \frac{Q \cdot r_k \cdot h}{2 r_s \cdot 2 R \pi}$$

Man kann also um so schwerere Lasten heben, je kleiner r_k und h und je größer r_s und R sind. Bei einer kleinen Ganghöhe der Schnecke wird aber die Reibung groß und damit der Wirkungsgrad klein, deshalb verwendet man steilgängige (mehrgängige) Schnecken mit einem mittleren Steigungswinkel von etwa 20° und erzielt dabei Wirkungsgrade von 0,65.

Die Schraubenflaschenzüge werden mit einer Drucklagerbremse ausgerüstet, einem auf der Schneckenwelle sitzenden Kegel, der beim Aufwinden durch die Kraft zwischen Schnecke und Schneckenrad in einen Hohlkegel gepreßt wird, der Hohlkegelkranz ist außen verzahnt, in die Zähne greift eine Sperrklinke ein, so daß das Lastsenken nur durch einen den Bremswiderstand überwindenden Zug an der Haspelkette geschehen kann. Schraubenflaschenzüge werden für Lasten von 300—12500 kg gebaut, die kleinsten ohne lose Rolle, die Triebwerke sind gewöhnlich so gewählt, daß die Höchstlast durch einen Arbeiter bewältigt werden kann.

Der Schnellflaschenzug ist gleichfalls mit Drucklagerbremse ausgerüstet, hat aber statt des Schneckenrädertriebes Stirnrädervorgelege. Die Lastkette wickelt sich um eine Kettenuß auf und ab, der Antrieb erfolgt durch Haspelrad und endlose Handkette, auf den Wellen von Haspelrad und Kettenuß sitzen die Stirnräder. Über die Haspelradwelle ist eine Hülse geschoben, die einerseits von dem Hakenauge, andererseits von den Gehäuseaugen umschlossen wird. Am Kopf dieser Hülse sitzt eine Sperrklinke, die beim Sinken der Last, also Rücklauf des Getriebes in die innere Verzahnung des Haspelrades eingreift. Durch die Reibung am Umfange der Hülse wird dann das Sinken der Last verhindert, erst wenn diese Reibung durch Zug an der Handkette überwunden wird, sinkt die Last.

Die Winden unterscheiden sich von den Flaschenzügen dadurch, daß sie nicht aufgehängt, sondern auf dem Boden aufgestellt oder an einer Wand seitlich befestigt werden, oft sind sie auch Bestandteil eines Kranes. Ihr Antrieb erfolgt dementsprechend nur in Ausnahmefällen durch Haspelrad und Zugkette, in der Regel durch ein oder zwei an den Enden der Antriebswelle sitzende Kurbeln. Handelt es sich darum, Lasten auf größere Höhen zu heben, so wird das Zugorgan ein Hanfseil, Drahtseil oder eine Kette auf eine Trommel aufgewunden: Trommelwinde.

Bei der einfachsten Trommelwinde sitzt die Trommel unmittelbar auf der Kurbelwelle. Ist P die Kraft an der Kurbel (für 1 Arbeiter nimmt man gewöhnlich 16 kg, für 2 Arbeiter an derselben Kurbel 30 kg an) und R der Kurbelradius (40–45 cm), r aber der bis Mitte Seil oder Kette gemessene Trommelradius, so ist

$$\eta P \cdot R = Q \cdot r$$

man kann also nur kleine Lasten heben, etwa das 5–6fache der Kurbelkraft. Um schwerere Lasten zu heben, schaltet man zwischen Kurbelwelle und Trommelwelle ein oder zwei, selten drei Rädervorgelege, denn bei zu großer Übersetzung wird die Geschwindigkeit, mit der die Last gehoben werden kann, zu klein. Bei Winden, die nicht von Hand, sondern durch Maschinen-

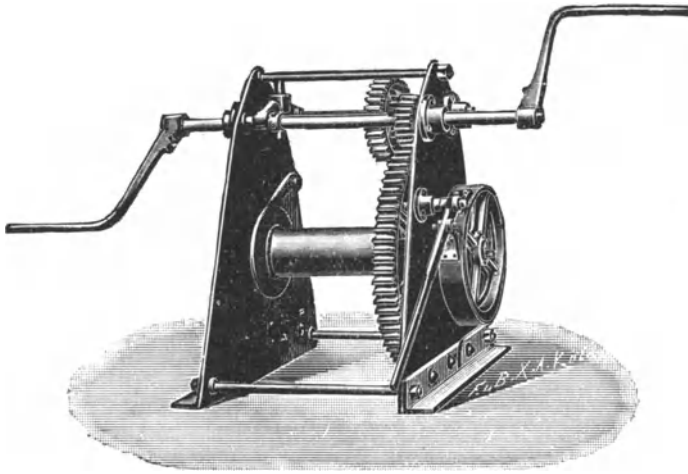


Abb. 161. Räderwinde.

kraft betrieben werden, besteht dieser Hinderungsgrund natürlich nicht, doch wird durch jedes Rädervorgelege der Wirkungsgrad kleiner. Die Bockwinden für Handbetrieb (häufig ihrer Hauptverwendung wegen Bauwinden genannt) haben meist doppeltes Rädervorgelege, können aber häufig durch seitliches Verschieben der Kurbelwelle, auf der noch ein zweites Zahnradtrieb sitzt, der dann das auf der Trommelwelle sitzende Rad direkt antreibt, während das andere Vorgelege ausgeschaltet wird, in Winden mit einfachem Vorgelege verwandelt werden, um leichtere Lasten schneller heben zu können.

Abb. 161 zeigt eine Räderwinde mit doppeltem Vorgelege. Auf der Trommelwelle sitzt ein Zahnradtrieb vom Radius r_1 , er greift in ein auf der Zwischenwelle sitzendes Zahnrad vom Radius r_2 , auf dieser Zwischenwelle sitzt wieder ein Trieb vom Radius r_3 und dieser treibt das auf der Trommelwelle sitzende Rad vom Radius r_4 . Nennen wir den Zahndruck zwischen dem ersten Radpaar Z_1 und den zwischen dem zweiten Z_2 , so ergeben sich für die drei Wellen folgende Hebelgleichungen:

$$\begin{aligned} P \cdot R &= Z_1 r_1 \\ Z_1 r_2 &= Z_2 r_3 \\ Z_2 r_4 &= Q r. \end{aligned}$$

Hieraus ergibt sich mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades

$$\eta P = \frac{Q \cdot r \cdot r_3 \cdot r_1}{r_4 \cdot r_2 \cdot R}$$

oder

$$Q = \frac{\eta P \cdot R \cdot r_2 \cdot r_4}{r \cdot r_1 \cdot r_3}$$

Die Höchstlast, die mit der Winde gehoben werden kann, erhöht sich also gegenüber der einfachen Windevorrichtung ohne Rädervorgelege im Verhältnis $\frac{r_2 \cdot r_4}{r_1 \cdot r_3}$. Das Übersetzungsverhältnis eines Vorgeleges ist gewöhnlich $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{6}$, vereinzelt bis zu $\frac{1}{10}$.

Der Wirkungsgrad einer Hanfseiltrommel, deren Durchmesser gleich der 8fachen Seilstärke ist, ist bei Seilen von 1 cm \varnothing $\eta_0 = 0,97$, bei 2 cm \varnothing 0,96, bei 3 cm \varnothing 0,945 und bei 5 cm \varnothing 0,92, der von Drahtseiltrommeln $\leq 0,95$, der von Kettentrommeln, wenn der Trommeldurchmesser gleich der 20fachen Ketteneisenstärke ist 0,96, der von Kettendaumenrädern 0,95, der Wirkungsgrad eines Zahnradvorgeleges von $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{6}$ Übersetzungsverhältnis $\eta' = 0,94$ bis 0,96, dazu kommt noch der Verlust durch Zapfenreibung etwa 0,97, hiermit insgesamt für ein Vorgelege $\eta_1 = 0,91$ — $0,93$ (für sauber bearbeitete in Öl laufende Räder bis zu 0,95. Der Gesamtwirkungsgrad einer Trommelwinde ist das Produkt dieser Einzelwirkungsgrade, also bei einer Winde mit Hanfseiltrommel 2 cm Seildurchmesser und doppeltem Vorgelege, eins $\frac{1}{4}$, eins $\frac{1}{6}$ z. B.:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_1 \cdot \eta_1' = 0,96 \cdot 0,93 \cdot 0,91 = 0,81.$$

Um ein unerwünschtes Niedersinken der Last zu verhüten, wenn die Kurbelkraft nicht wirkt oder etwa ein Bruch der Zahnräder eintritt, wird die Winde mit einem Sperrad, um beim Niederlassen der Last die Geschwindigkeit regeln zu können, mit einer Bremse, meist Bandbremse (siehe Sperr- und Bremswerke) ausgerüstet. Schleuderbremzen regeln die Geschwindigkeit des Lastsenkens selbsttätig.

Das Gestell der Bockwinde wurde früher aus Gußeisen hergestellt, heute verwendet man mehr die leichteren und dauerhafteren aus Eisenblech und Winkeleisen zusammengenieteten Gestelle. Manchmal sind die Bockwinden auf Kipprollen fahrbar, um sie festzuhalten legt man schwere Steine oder Roheisenmasseln auf die Plattform. Winden, die dauernd im Betrieb sind, werden durch Dampfkraft oder Elektromotor direkt oder auch von einer Transmission durch Riemen angetrieben. Das heute meist gebrauchte Huborgan ist das Drahtseil, die Gliederkette wird in der Hauptsache nur noch verwendet, wenn man aus Raummangel an Stelle der Trommel eine Kettenuß (verzahntes Kettenrad, über das die Kette, auf der anderen Seite frei ablaufend, aufgezogen wird) verwendet. Sehr schwere Winden erhalten auch doppelten Rädereingriff.

Kleinere Winden zum Befestigen an einer Wand oder Säule haben meist an Stelle der Trommel eine Kettenuß (Daumenrad) und einfaches Rädervorgelege.

Bei den Winden mit Kraftantrieb berechnet sich die zum Antrieb erforderliche Leistung aus der zu hebenden Last Q und der Hubgeschwindigkeit v in m/sek., wenn η der Wirkungsgrad der Winde ist, aus der Formel

$$N = \frac{Q \cdot v}{75 \eta} \text{ PS oder } \frac{Q \cdot v}{102 \eta} \text{ kW.}$$

Zum Heben von Wagen bei Achsen- oder Radbruch u. dgl. verwendet man Zahnstangenwinden (Abb. 162). Auch bei Schleusen und Mühlgräben finden sie zum Verstellen der Schützen Verwendung. Bei denselben wird die Last durch eine Zahnstange gehoben, in die ein Trieb mit wenig Zähnen (meist nur 4), die in die Welle eingefräst sind, eingreift. Der Antrieb erfolgt durch Kurbel und einfaches oder doppeltes Rädervorgelege mit 1 : 4 bis 1 : 7 Übersetzungsverhältnis. Bei den gewöhnlichen Wagenwinden ist die Zahnstange mit drehbarer Kopfklaue und fester Fußklaue, die seitlich aus dem Gehäuse

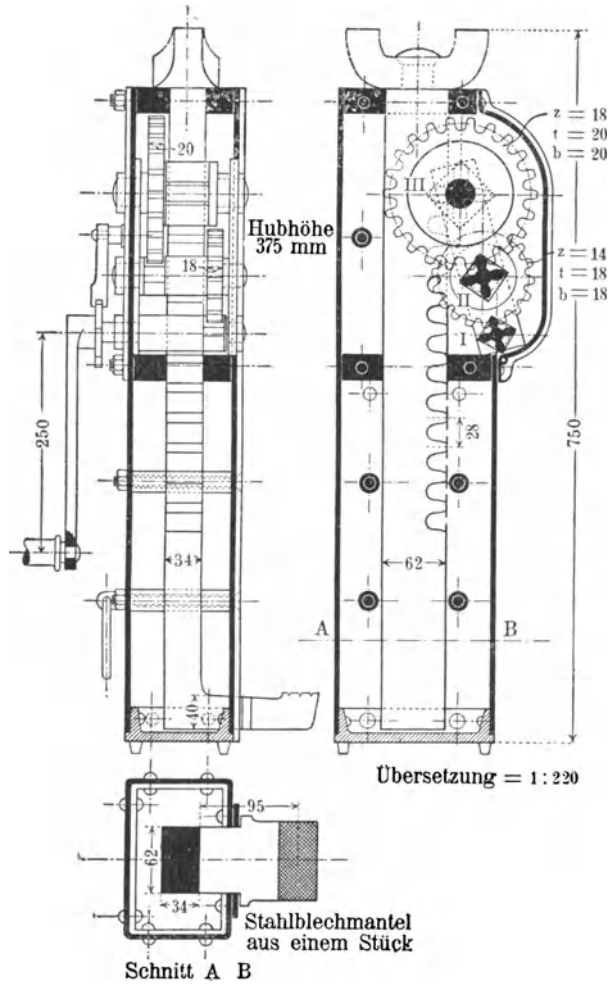


Abb. 162. Zahnstangenwinden.

vorrät, versehen, je nach den vorliegenden Verhältnissen kann man die eine oder andere zum Stützen der zu hebenden Last benutzen. Die Gehäuse werden aus Holz mit Eisenbeschlag, oder ganz aus Stahlblech hergestellt. Man baut solche Winden mit 2—20 t Tragkraft und 0,25—0,60 m Hub, die ganze Winde ist etwa 0,8 m hoch, der Wirkungsgrad 0,4—0,6. Die Zahnstangenwinde muß mit Sperrrad ausgerüstet sein.

Häufiger verwendet man die Schraubenwinde, die eine hohe Übersetzung hat und immer selbstsperrend ist; sie wird auch mit zwei rechtwinklig zueinander stehenden Schrauben für zwei Bewegungen ausgeführt als Schraubenschlittenwinde. Der Antrieb der Spindel erfolgt entweder unmittelbar durch Drehhebel oder durch Zahnrädervorgelege mit Kurbel, manchmal auch durch Schneckenvorgelege. Die Spindeln sind meist eingängig mit $\alpha = 4\text{--}5^\circ$ Steigungswinkel, damit die oben schon erwähnte Selbsthemmung vorhanden ist.

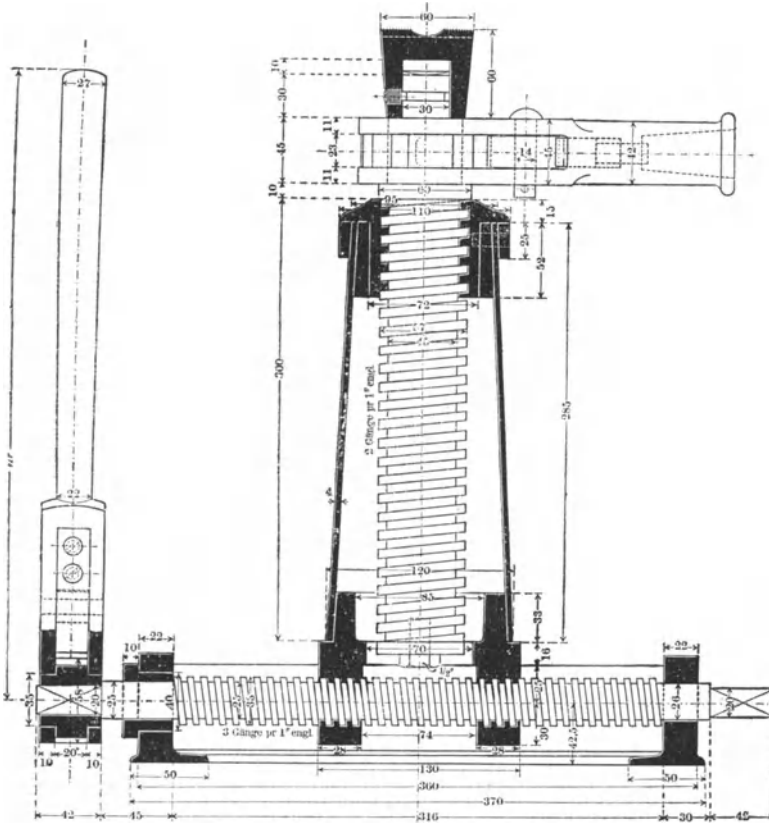


Abb. 163. Schlittenschraubenwinde.

Ist α der Steigungs-, ϱ der Reibungswinkel (das ist der Winkel, dessen tangens gleich dem Reibungskoeffizienten ist), so ist die im Gewinde wirkende Komponente von $Q = Q \cdot \operatorname{tg} \alpha$ und die Reibung $Q \cdot \operatorname{tg} \varrho$, ist der mittlere Gewinnradius r , so ist ihr Drehmoment $Q r \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \varrho)$, hierzu kommt das Moment der Zapfenreibung, deren Koeffizient μ_1 sein soll und deren Hebelarm beim Spurzapfen $\frac{r_1}{2}$ gesetzt werden kann, wenn r_1 der Zapfenradius ist, damit wird das zum Heben der Last erforderliche Moment

$$PR = Q r \operatorname{tg} (\alpha + \varrho) + \frac{\mu_1 Q r_1}{2}.$$

Nach der Arbeitsgleichung ist

$$\eta P 2 R \pi = Q \cdot h$$

wenn h die Ganghöhe der Schraube ist. Der Wirkungsgrad η ist davon abhängig, in welchem Verhältnis r₁ und r in obiger Gleichung stehen, wenn, wie gewöhnlich die Spindel gedreht wird, ist das Verhältnis $\frac{2}{3}$, wenn, was weniger zu empfehlen ist, die Mutter gedreht wird 1,5. Damit ergeben sich für verschiedene Steigungswinkel $\left(\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2 r \pi} \right)$ folgende Wirkungsgrade:

Steigungsverhältnis tg α =	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125
Spindel wird gedreht η =	0,22	0,26	0,30	0,33	0,36	0,41	0,46
Mutter „ „ η =	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,30	0,35

Berechnung des Spindeldurchmessers und der Mutterhöhe siehe unter Schrauben.

Bei Winden, bei denen die Mutter gedreht wird, wird die Drehung der Spindel durch Nut und Feder verhindert, der Antrieb der Spindel erfolgt gewöhnlich durch Ratschenhebel mit doppelseitiger Klinke für Drehung in beiderlei Sinne (Abb. 163). Das Gestell wird aus Gußeisen, Stahlguß, bei größeren Windenböcken, wie sie zum Heben von Lokomotiven u. dgl. dienen, aus Profileisen, seltener aus Holz hergestellt. Man verwendet in letztgenannten Fällen vier Böcke, von denen je zwei mit den Hubmuttern einen Träger fassen, der die Last aufnimmt. Die Windenböcke haben Rädervorgelege, ein Kegelradpaar und ein Stirnradpaar, für jedes Rädervorgelege ist der Wirkungsgrad der obigen Tabelle noch mit etwa 0,92 zu multiplizieren.

Krane.

Krane sind Hebemaschinen, die die Last nicht nur heben, sondern auch noch in gewisser Weise in einer zur Hubrichtung senkrechten Ebene bewegen. Sie bestehen demgemäß aus der eigentlichen Hebevorrichtung und einem Krangerüst, das diese Bewegung ermöglicht. Die Berechnung der Hebevorrichtung ergibt sich aus dem vorstehend über Rollen, Flaschenzüge und Winden Gesagten, die Berechnung des Krangerüstes gehört in das Gebiet der Eisenkonstruktion.

Nach der besonderen Ausbildung dieses Krangerüstes unterscheidet man Krane mit Ausleger und Krane mit Bühne. Wenn der Ausleger um eine senkrechte Achse drehbar ist, nennt man den Kran Drehkran, ist er um eine wagerechte Achse kippbar, Scheren- oder Mastenkran. Die Krane mit Bühne nennt man Laufkrane bzw. Rollkrane. Feststehende Drehkrane ohne Ausleger mit bogenförmigem Träger werden nur selten gebaut. Kleinere Krane werden durch Handbetrieb, größere durch Transmissionsantrieb oder direkten Dampf, elektrischen, hydraulischen oder pneumatischen Betrieb betätigt.

Bei den Drehkranen ist die Last meist auf dem Ausleger (an einer sogenannten Laufkatze hängend) verschiebbar, außerdem mit dem Ausleger drehbar, also im Felde eines Kreisringes bzw. Ausschnitts eines solchen be-

liebig bewegbar. Der Ausleger schwingt bei dem gewöhnlichen Gießereikran um eine meist gußeiserne Säule, die sich unten auf den Boden, oben an eine Deckenkonstruktion stützt. Das Krangerüst besteht aus \square -Eisen (Abb. 164). Drehbare Wandkrane mit innerhalb des Gebäudes liegender Winde nennt man Magazinkrane. Größere Drehkrane erhalten nach Art der Abb. 167 gestaltete Blechträger oder Gitterwerksträger, die um eine feststehende Stahlsäule drehbar sind. Diese ist mit schwach kegelförmigem Fuß in eine stern-

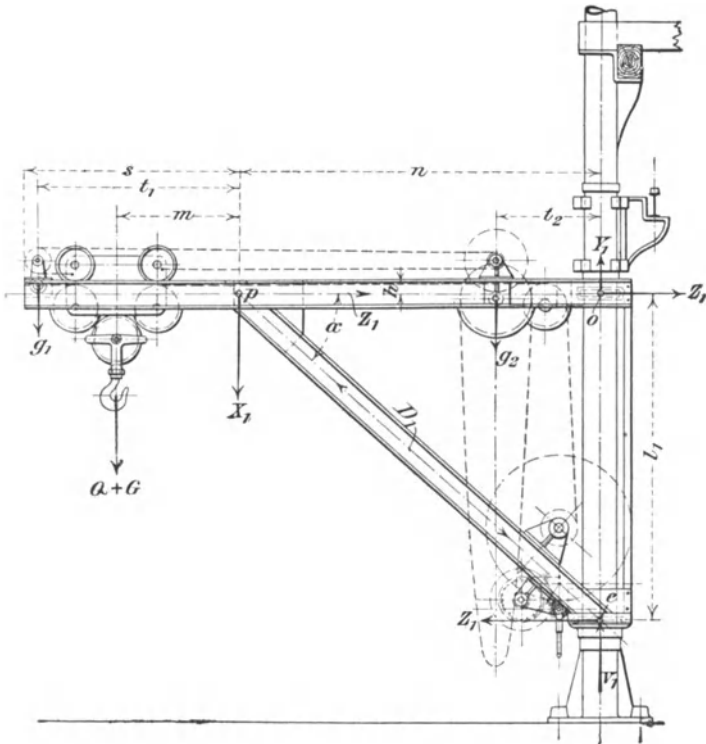


Abb. 164. Gießereikran mit feststehender Säule.

förmige, mit dem Fundament verankerte Grundplatte eingelassen. Das Drehen erfolgt durch eine besondere Winde.

Abb. 165 zeigt einen Gießereikran der jetzt gebräuchlicheren Bauart mit beweglicher Säule und Abb. 166 einen Schachtkran nach Fairbairn mit Blech- oder Gitterwerksträgern (letztere des geringeren Winddrucks wegen vorzuziehen), der durch Spurzapfen am Boden eines Schachtes und Rollenlager zu ebener Erde gestützt wird. Drehkrane werden auch fahrbar ausgeführt, wobei bei Dampfkranen Dampfkessel und Zubehör zugleich als Gegengewicht zur Sicherung der Standfestigkeit wirken. Abb. 167 zeigt einen fahrbaren Dampfdrehkran der Welter Elektrizitäts- und Hebezeugwerke in Köln-Zollstock. Durch geknickte Form des Auslegers kann der unter dem Ausleger für die Last verfügbare Raum noch vergrößert werden.

Bei den Scheren- oder Mastenkränen besteht der Ausleger aus zwei nach unten weit auseinandergespreizten Schenkeln (Abb. 168), meist aus Blech und Winkleisen genietet, nach beiden Seiten verjüngt. Der Auslegerkopf wird durch eine Kette von einer auf dem Grundmauerwerk montierten Winde oder mittels eines sogenannten Hinterbeins, dessen unteres Ende in wagerechter Schlittenführung oder in der Richtung des Hinterbeines durch

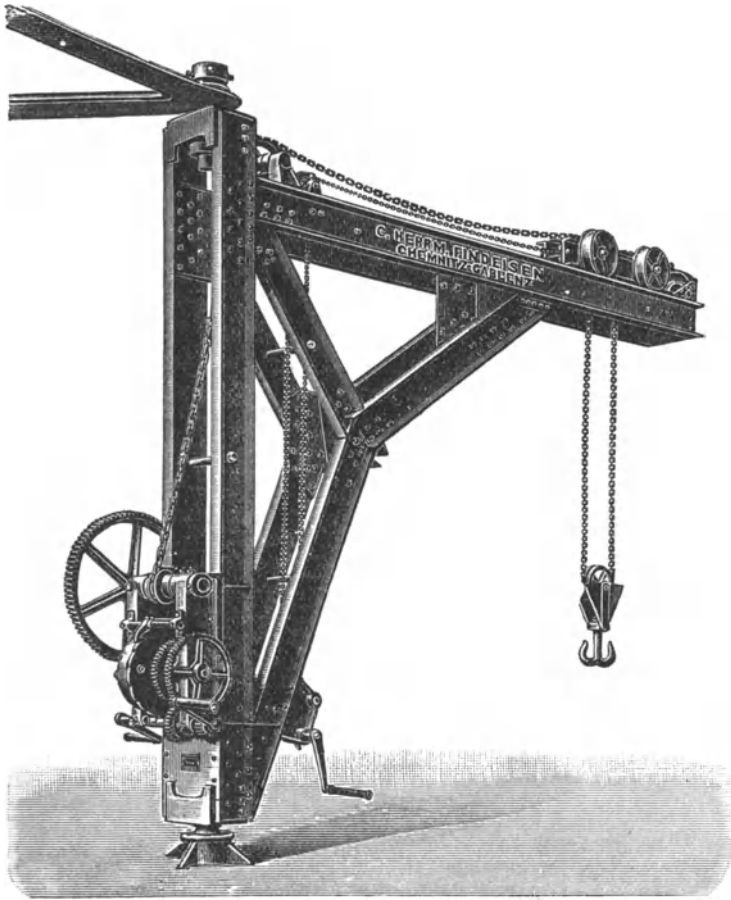


Abb. 165. Gießereikran mit beweglicher Säule.

Schraubenspindel bewegt wird, angezogen oder gesenkt, wodurch die Last in horizontaler Richtung bewegt wird.

Die Krane mit Bühne werden, wenn ihre Fahrbahn auf den Umfassungsmauern der Fabrikhalle oder auf Säulen bzw. hochliegenden Konsolen angeordnet ist, als Laufkrane bezeichnet, liegt die Fahrbahn zu ebener Erde als Rollkran. Für die Bewegung von Lasten in Werkstätten ist der Laufkran (Abb. 169) die geeignetste Hebemaschine. Er besteht aus einem Kranträger, der die Längsbewegung und einer auf demselben verschiebbaren Laufkatze, die die Querbewegung ausführt, so daß die Last an jeder be-

liebigen Stelle der durch die beiden Bewegungen beschriebenen Rechteckfläche gehoben bzw. niedergelassen werden kann, man kann mit ihm also die ganze Fläche einer größeren Fabrikhalle beherrschen. Der Kranträger besteht bei kleinen Laufkränen aus zwei \sqcap -Eisen, bei größeren aus Blechträgern oder Gitterwerkträgern, die entweder auf der ganzen Breite dieselbe

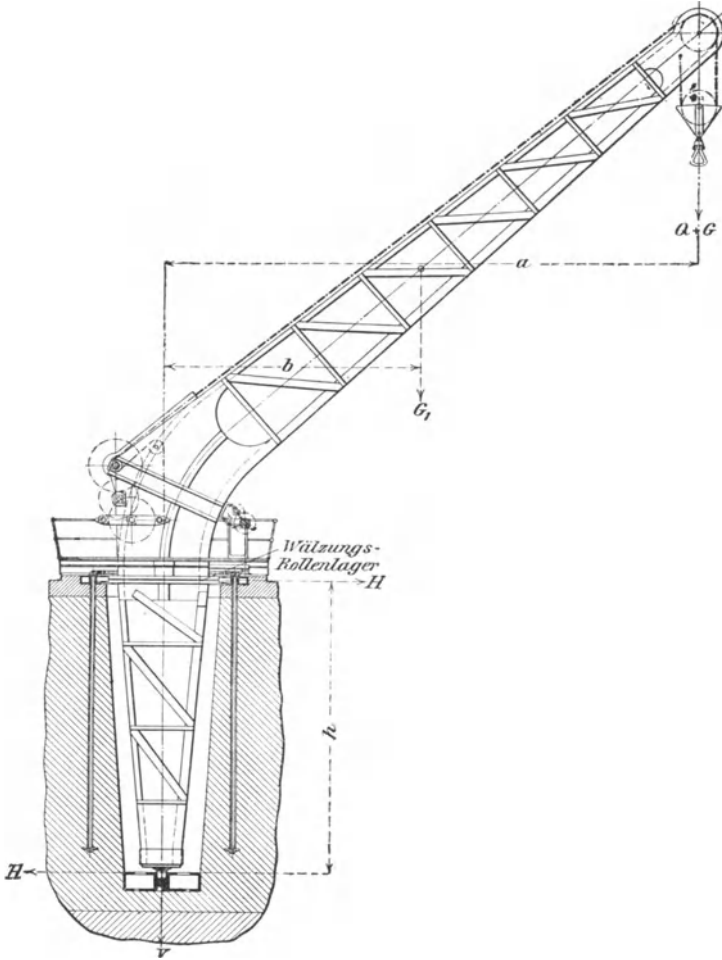


Abb. 166. Fairbairnkran.

Höhe haben oder sich der Form eines Körpers gleicher Biegefestigkeit nähern (in der Mitte eine größere Höhe haben als an den Auflagern).

Kleinere Laufkrane, und solche in Maschinenhäusern, die nur zum Montieren und gelegentlichen Demontieren der Maschine dienen, sonst aber unbenutzt bleiben, sind meist für Handbetrieb eingerichtet, nur für die Längsbewegung haben sie häufig einen Elektromotor. Krane für Handbetrieb werden meist durch Zugketten mit Haspelrädern von unten sonst mittels Kurbeln von der Laufbühne aus betätigt, Transmissionsantrieb und Antrieb

aller drei Bewegungen durch einen Elektromotor mit Wendegetriebe sind veraltet, neuzeitliche Krane haben für jede Bewegung einen besonderen Elektromotor. Als Huborgan wird heute ausschließlich das Drahtseil benutzt, Gelenk Ketten haben sich nicht bewährt, weil sie gegenüber seitlicher Beanspruchung wenig widerstandsfähig sind. Für den Kranführer ist auf einer Seite des Kranträgers eine Steuerbühne angehängt, von der aus die drei Motore betätigt werden können. Die Fahrgeschwindigkeit ist durchschnittlich 60 m in der Minute, die Geschwindigkeit der Laufkatze halb so groß, die Hubgeschwindigkeit je nach Größe der Last 10—20 m in der Minute, für kleine Lasten wird der Kran oft noch mit einer besonderen Hilfswinde für größere Hubgeschwindigkeit ausgerüstet. Für Krane auf Lagerplätzen nimmt man die Hubgeschwindigkeit und die Geschwindigkeit der Laufkatze etwa 1,5, die Fahrgeschwindigkeit 2—3mal so hoch als für Werkstattkrane. Gleichstrommotoren erhöhen ihre Umlaufzahl mit abnehmender Belastung selbsttätig, bei Drehstrommotoren wird sie durch stufenweises Vorschalten von Widerstand vermindert. Die Übertragung vom Motor auf das Windwerk geschieht durch Schnecken- oder Zahnradübersetzung.

Die Laufkatzen, die die Last tragen und auf dem Kranträger fahrbar sind, enthalten entweder das Windwerk selbst, es sind dann einfach fahrbare Winden, oder sie enthalten nur Rollen, die das Lastseil nach der am Krangerüst befestigten Winde führen.

Bei den Rollkranen (Abb. 170 zeigt einen Überladekran der Welter Elektrizitätswerke Köln-Zollstock) liegt die Fahrbahn zu ebener Erde. Die einfachste Form ist der Bockkran, der auch mit feststehendem Gerüst ausgeführt wird. Er wird namentlich auf großen Verladeplätzen angewandt, bei denen die Traggerüste für einen Laufkran zu ausgedehnt würden. Man zieht es dann vor, den Kranträger zu beiden Seiten bockförmig zu stützen, wodurch natürlich die tote Last vergrößert wird. Die Bahn der Laufkatze kann auf einer oder auf beiden Seiten über die Stützen hinausragen. Krane, deren Gerüst ein Eisenbahngleis oder eine Fahrstraße überspannt und die mit einem drehbaren Ausleger ausgerüstet sind, nennt man Portalkrane, kann der rückwärtige Teil des Kranträgers auf der Vorderwand eines Gebäudes laufen, werden sie auch als Halbportalkrane ausgeführt. Wo für den

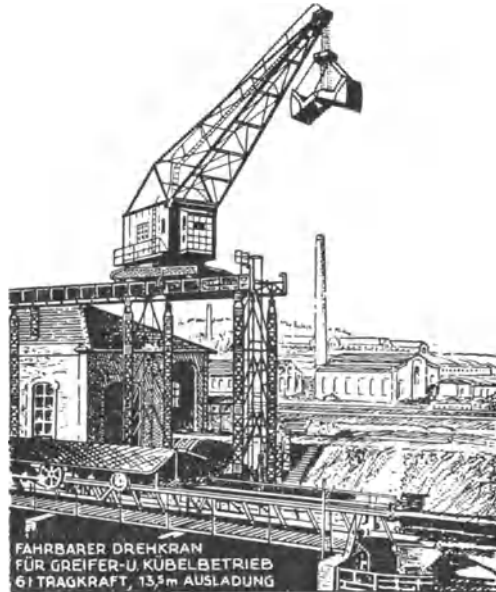


Abb. 167. Fahrbarer Drehkran der Welterwerke AG., Köln-Zollstock.

Laufkran die erforderliche Gebäudehöhe fehlt, verwendet man Velozipedkrane, die einen drehbaren Ausleger haben und deren senkrechttes Gerüst sich unten mit mehreren Rädern auf eine Schiene stützt, oben mit wagerechten Rädern gegen eine gut verankerte Schiene anlegt. Auf Bauten verwendet man Turmkrane, über die Höhe des Gebäudes hinausragende fahrbare

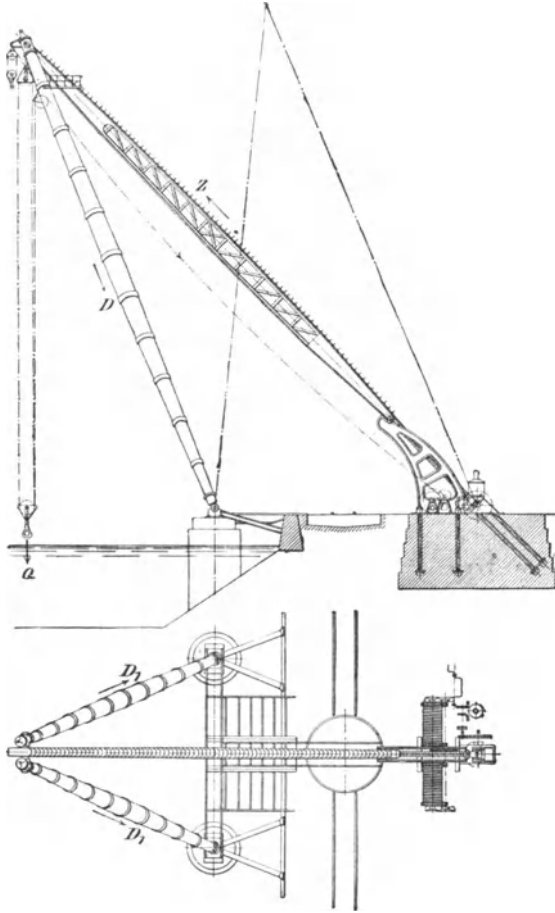


Abb. 168. Scherenkran.

Türme mit drehbaren Auslegern. Weiter sind zu erwähnen die Schwimmkrane, die Chargierkrane der Martinwerke, die Hochbahnkrane und andere Sonderkonstruktionen.

Besondere Erwähnung verdienen noch die Vorrichtungen zum Befestigen der Last am Kranhaken. Die Befestigung soll möglichst wenig Zeit in Anspruch nehmen, aber natürlich sicher sein. Bei Ballen, Kisten u. dgl. nimmt man endlos zusammengespleißte Hanfseilschlingen, für Fässer zwei Ketten mit Haken, für schwerere Lasten starke Ketten oder Drahtseile. Für Lasten von annähernd gleichen Abmessungen hat man zangenartig

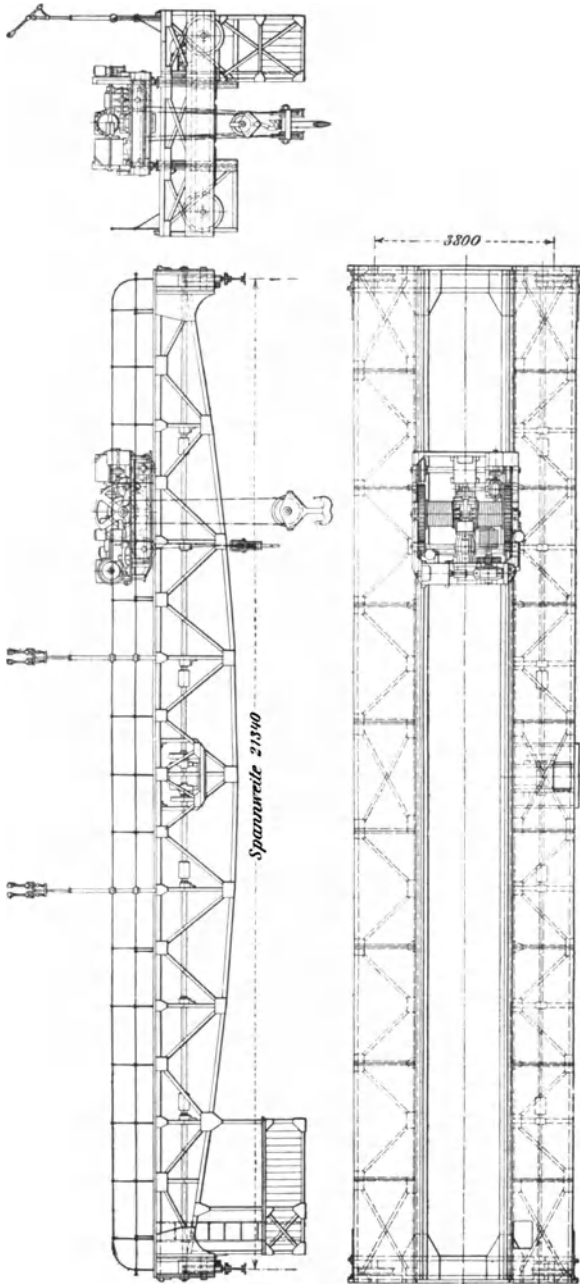


Abb. 169. Laufkran.

wirkende Greifer. Alle diese Teile sind starker Abnutzung unterworfen und müssen häufig erneuert werden. Damit Lastkette oder Lastseil sicher ablaufen, wird über dem Haken meist noch ein Gewicht angebracht, um die



Kette zu schonen, auch häufig noch eine Pufferfeder eingeschaltet. Zum Heben von Eisen verwendet man Elektromagnete, die aber meist noch mit besonderen Sicherheitsvorrichtungen, die ein Abfallen der Lasten verhindern, versehen sind.

Aufzüge.

Sie unterscheiden sich von den Kranen dadurch, daß sie nur eine Hubbewegung, nicht wie diese noch seitliche Bewegungen ausführen. Man unterscheidet Personen- und Lastenaufzüge, im übrigen unterscheiden sich die Aufzüge in der Hauptsache durch das Betriebsmittel.

Bei kleinen Handaufzügen besteht der ganze Mechanismus in einer festen Rolle, über die das Aufzugsseil geführt ist, an einem Ende des Seils hängt der Aufzugskasten, am anderen Ende ein Gegengewicht, bei großen Aufzügen wird das Seil auf eine Trommel gewunden oder in mehreren Windungen um die Trommel gelegt und das ablaufende Ende mit Gegengewicht belastet. Der Mechanismus muß selbstsperrend sein, damit die Last nicht herabfallen kann. Handaufzüge kommen als Akten-, Speiseaufzüge usw. in Anwendung, für größere Lasten bis 600 kg nur bei seltener Benutzung des Aufzugs. Häufiger findet man Transmissionsantrieb, wobei die Aufzugstrommel durch einen offenen und einen gekreuzten Riementrieb angetrieben wird, der eine zum Heben, der andere zum Senken.

Am häufigsten wird der elektrische Antrieb verwendet, bei dem der Motor das Vorgelege der Seiltrommel meist mit Schneckenantrieb antreibt, der den Vorteil hohen Übersetzungsverhältnisses ins Langsame mit dem der Selbstsperrung verbindet oder doch wenigstens nahezu selbstsperrend ist, so daß sich der Aufzug beim Versagen der Bremse höchstens ganz langsam weiterbewegt.

Häufiger als bei Kranen findet bei den Aufzügen der Druckwasserantrieb Anwendung. Für geringe Hubhöhen bis etwa 6 m, selten mehr, werden unmittelbar wirkende Hubkolben verwendet, zum Heben großer Lasten werden sie selbst dem elektrischen Antrieb vorgezogen. Bei ausgedehnten Lasten wie Eisenbahnwagen ordnet man neben dem Hubkolben noch eine Anzahl kleinere Druckwasserkolben zur Führung der Plattform an. Das tote Gewicht wird meist durch Gegengewichte nahezu ausgeglichen. Bei mittelbar wirkenden Druckkolben tragen meist Zylinder und Kolben Rillen, um die ein Hubseil gelegt ist, so daß ein durch den Druckkolben betriebener Flaschenzug entsteht. Diesen Antrieb findet man auch bei mit Druckwasser betriebenen Kranen. Eine andere Anordnung für geringere Hubhöhen ist die, bei welcher der Druckkolben eine Zahnstange trägt, die in ein auf der Welle der Seiltrommel sitzendes Zahnrad von kleinem Durchmesser eingreift. Der Kolben ist als Differentialkolben ausgebildet, beim Heben wirkt das Druckwasser auf die volle Fläche unter dem Kolben, beim Rückgang nur auf die um den Kolbenstangenquerschnitt kleinere Ringfläche.

Auch der Druckluftantrieb wird vereinzelt angewandt, der direkte Antrieb durch Dampfmaschine in der Hauptsache nur bei den Fördermaschinen der Bergwerke.

Ohne besonderen Antrieb wirken die Vorrichtungen zum Niederlassen, bei denen die gefüllten Förderkörbe auf der einen Seite, die leeren auf der anderen hochziehen und die Geschwindigkeit durch Bremse geregelt wird.

Für Hochöfen verwendet man gegenwärtig statt der senkrechten Aufzüge meist Schrägaufzüge.

Die Geschwindigkeit der Personenaufzüge beträgt etwa 1 m/sek, nur ausnahmsweise über 1,5 m/sek, die Geschwindigkeit der Lastenaufzüge

schwankt innerhalb ziemlich weiter Grenzen, je nach Größe der Last etwa zwischen 0,1 und 0,7 m/sek.

Eine besondere, polizeilich nicht überall zugelassene Art der Aufzüge sind die Paternosterwerke. Eine Anzahl von Kabinen werden durch zwei Gelenkketten abwechselnd auf der einen Seite nach oben, auf der anderen nach unten geführt. Die Geschwindigkeit ist nur gering, 0,25 m/sek, so daß man ohne Gefahr auf- und ab- bzw. um größere Höhen zu erreichen, umsteigen kann. Sie können eine größere Zahl von Personen verhältnismäßig schnell fördern. Die Einzelheiten betr. Einrichtung und Betrieb von Aufzügen sind durch Polizeiverordnungen, die sich in den wesentlichen Bestimmungen gleichen, geregelt, nachstehend sind die wichtigsten Bestimmungen der Polizeiverordnung für Westfalen vom 20. Februar 1900 wiedergegeben:

Allgemeine Bestimmungen.

§ 1 u. 2. Die Aufzüge werden eingeteilt in Personenaufzüge, zu denen auch diejenigen Lastenaufzüge zu rechnen sind, auf denen Führer mitfahren dürfen und Lastenaufzüge. Unter die Verordnung fallen alle Aufzugseinrichtungen, deren Fahrkörbe, Kammern oder Plattformen zwischen festen Führungen bewegt werden, ausgenommen sind Schachtaufzüge der Bergwerke.

§ 3. Aufzüge sollen möglichst im Freien, an der Außenfront der Gebäude oder in von massiven Wänden umgebenen Treppenhäusern oder Lichthöfen angelegt werden und bedürfen unter dieser Voraussetzung keiner massiven oder dichten unverbrennlichen Umschließung der Fahrbahn.

Sollen dagegen im Innern von Gebäuden übereinander gelegene Räume durch Aufzüge verbunden werden, so muß die Fahrbahn der Regel nach in ihrer ganzen Ausdehnung durch massive oder dichte Wände aus unverbrennlichem Material abgeschlossen werden. Die Schächte müssen an ihrem oberen Ende unverbrennlich abgedeckt werden.

Als unverbrennliche Wände gelten bis auf weiteres nur Rabitz- oder Monierwände.

Von der Vorschrift massiver oder dichter unverbrennlicher Schachtwände sind ausgenommen: 1. Aufzüge, welche im Innern von Gebäuden übereinanderliegende Galerien verbinden, 2. Aufzüge, die nur zwei Geschosse verbinden, sofern die Fahrbahn an ihrer oberen Mündung einen feuersicheren Abschluß erhält, der auch aus Deckel- oder Klappverschlüssen bestehen darf, 3. Aufzüge, welche Kellergeschosse mit dem Erdgeschosse verbinden, sofern die Fahrbahn an ihrer oberen Mündung einen feuersicheren Abschluß erhält, der auch aus Deckel- oder Klappverschlüssen bestehen darf, 4. kleine Aufzüge (siehe § 26), 5. Gichtaufzüge in allen Arten von Betrieben, 6. Aufzüge in Windmühlen.

Durchbrechungen von Decken außerhalb der Fahrbahn zum Zweck der Durchführung von Gegengewichten, Seilen, Ketten, Steuerungseinrichtungen und dergleichen sind, sofern der Querschnitt der Öffnungen größer als 100 qcm ist, den Aufzugsschächten gleich auszuführen.

§ 4. Lichtöffnungen sind in den Wandungen auch solcher Fahrshächte zulässig, welche massiv oder unverbrennlich umschlossen sein müssen.

Lichtöffnungen müssen in denjenigen Wänden, welche nach dem Freien zu liegen, durch Fenster verschlossen werden, welche von Unbefugten nicht

geöffnet werden können. Lichtöffnungen in Wänden oder Zugangstüren, welche den Fahrshacht nach den Innenräumen zu begrenzen, müssen durch Drahtglas von mindestens 10 mm Stärke dicht und fest abgeschlossen werden. In letzteren Fällen dürfen die Lichtöffnungen eine Größe von 0,05 qm in jedem Geschoß nicht übersteigen.

Zugangsöffnungen zu massiv oder unverbrennlich umschlossenen Fahrshächten müssen einen feuersicheren Abschluß erhalten. Als feuersicher gelten auch hölzerne Abschlußvorrichtungen, die auf beiden Seiten mit Eisenblech beschlagen sind.

§ 5. Der von dem Fahrkorb bestrichene Raum darf zur Lagerung von Gegenständen nicht benutzt werden und nur die zum Betriebe oder zur Revision erforderlichen Einrichtungen enthalten.

§ 6. Die Fahrbahn muß, sofern sie nicht gemäß § 3 mit dichten Wänden umgeben werden muß, gegen die Umgebung allseitig derart abgeschlossen sein, daß Menschen weder sich in die Fahrbahn hineinbeugen, noch durch ungeschützte Förderöffnungen in den Fahrshacht hineinstürzen können.

Türen zu Aufzugsschächten und umgitterten Fahrbahnen dürfen nicht in die Fahrbahn hineinschlagen. Türen in Fahrkörben dürfen nicht aus der Fahrbahn herausschlagen.

Die Umwehrungen der Fahrbahn müssen der Regel nach aus einem nicht brennbaren Material hergestellt werden. Bestehen dieselben aus Drahtgeflecht, so darf dieses eine Maschenweite von höchstens 2 cm besitzen.

§ 7. Jeder Aufzug, der eine größere Förderhöhe als 2 m besitzt und zum Zweck der Be- und Entlastung betreten werden kann, oder zur Beförderung von Personen benutzt werden darf, muß entweder eine Fangvorrichtung oder eine unmittelbar am Fahrkorb angebrachte Senkbremse, die ihn mit gefahrloser Geschwindigkeit niedergehen läßt, besitzen und muß so eingerichtet sein, daß eine im voraus für die Anlage bestimmte größte Geschwindigkeit nicht überschritten werden kann.

Fahrkörbe, welche durch einen Stempel unmittelbar gestützt werden, bedürfen einer Fangvorrichtung oder Senkbremse nicht, sofern unmittelbar am Treibzylinder eine Vorrichtung angebracht ist, die verhindert, daß der Fahrkorb beim Niedergang eine höhere als die festgesetzte Geschwindigkeit annehmen kann.

Die Fang- oder Bremsvorrichtungen müssen so geschützt sein, daß sie durch das Ladegut oder durch unbefugte Eingriffe in ihrer Wirkung nicht behindert werden können.

§ 8. Jeder Aufzug muß mit mindestens einer Vorrichtung versehen sein, die ihn in seinen Endstellungen selbsttätig zum Stillstand bringt.

Für Handaufzüge genügt hierfür eine Hubbegrenzung in der Fahrbahn.

§ 9. Gegengewichte müssen geführt und so angeordnet sein, daß sie ihre Führungen am oberen und unteren Ende nicht verlassen können.

Außerhalb der Fahrbahn liegende Gegengewichte sind wie erstere einzufriedigen, vgl. § 3 Abs. 4 und § 6 Abs. 1.

Bei Aufzügen, die durch einen unmittelbar tragenden Stempel bewegt werden, muß die Verbindung zwischen Stempel und Plattform derartig sicher hergestellt sein, daß die Plattform durch Gegengewichte nicht vom Stempel abgehoben werden kann.

Die Befestigung von Seilen, Gurten, Ketten u. dgl. am Fahrkorb darf nur durch sichere Gehänge erfolgen.

§ 10. Die Vorräume der Aufzüge und die von Personen benutzten Fahrkörbe müssen während der Zeit ihrer Benutzung ausreichend durch Tageslicht oder künstliches Licht beleuchtet sein.

Besondere Bestimmungen über die Einrichtung der Aufzüge.

A. Personenaufzüge, einschließlich derjenigen Lastenaufzüge, auf denen Führer mitfahren dürfen.

§ 11. Die Fahrkorbdecke muß derart beschaffen sein, daß sie den im Fahrkorb befindlichen Personen Schutz gegen herabfallende Teile des Triebwerks gewährt. Wo dies nicht der Fall ist, muß die Fahrbahn oben unterhalb der Triebwerksteile sicher abgedeckt werden.

§ 12. Der Fahrkorb muß an diejenigen Seiten, welche keine Zugangsöffnungen enthalten, sowie nach oben von geschlossenen Wänden oder Drahtgitter von höchstens 2 cm Maschenweite umgeben sein.

Verschlüßtüren am Fahrkorb sind nicht erforderlich, wenn die Schachtwände an den Zugangsseiten des Fahrkorbs in voller Geschoßhöhe durchgeführt völlig glatt und nicht mehr als 5 cm vom Fahrkorb entfernt sind. Drahtwände von nicht mehr als 2 cm Maschenweite gelten als glatte Wände.

§ 13. Jede Zugangsöffnung zur Fahrbahn muß mit einer verschließbaren Tür versehen sein, welche bündig mit der inneren Schachtebene angebracht sein muß.

Jede Zugangstür darf nur geöffnet werden können, wenn der Fahrkorb dahinter steht und zur Ruhe gebracht ist; der Fahrkorb darf daher nicht in Bewegung gesetzt werden können, bevor alle Zugangstüren zur Fahrbahn geschlossen sind.

Von der Steuerungsverriegelung kann nur bei einflügeligen Zugangstüren, deren Fläche 2,5 qm nicht übersteigt, Abstand genommen werden, wenn die Zugangstüren zur Fahrbahn von außen sich nur mit einem besonderen Drücker öffnen lassen, wenn das Öffnen durch besondere Verschlüßriegel oder dergleichen in den Fällen verhindert wird, in welchen der Fahrkorb nicht vor der Tür steht, und wenn die Türen von selbst zufallen, sobald sie losgelassen werden.

§ 14. Die Steuerungsvorrichtung des Fahrkorbes muß sich innerhalb desselben befinden. Die Bedienung darf nur vom Fahrkorb aus erfolgen können, abgesehen von den im § 29 Abs. 2 und 3 vorgesehenen Fällen.

Jeder Aufzug ist zum selbsttätigen Anhalten in seinen Endstellungen mit zwei Einrichtungen zu versehen, welche unabhängig voneinander in Wirksamkeit treten und mit dem Anhalten gleichzeitig die Betriebskraft aufheben. Eine dieser beiden Vorrichtungen muß unabhängig vom Schachtsteuerzuge in Tätigkeit treten.

Bei Anwendung von Fördertrommeln muß eine Vorrichtung an der Aufzugmaschine angebracht sein, welche das Sinken der Fahrbühne nach Ausrückung der Steuerung verhindert.

§ 15. Bei Aufzügen, die nicht durch eine unmittelbare Unterstützung bewegt werden, muß der Fahrkorb an mindestens zwei Seilen, Ketten oder

dergleichen hängen, die derartig mit der Fangvorrichtung verbunden sein müssen, daß diese beim Bruch oder bei gefahrdrohender Dehnung eines der Tragorgane bereits in Tätigkeit tritt.

Seile, Ketten und dergleichen müssen so berechnet werden, daß nach dem Bruch eines der Tragorgane die übrigen mit nicht mehr als einem Drittel ihrer Bruchfestigkeit beansprucht werden kann.

Bei Seilen ist die höchste im Querschnitt entstehende Spannung aus der Zug- und Biegungsspannung zusammzusetzen, welch letztere am Berührungspunkt von Seil und Rolle eintritt.

§ 16. Jeder durch Fördertrommeln bewegte Aufzug muß mit einer Schutzvorrichtung gegen Hängeseil (d. h. das schlaaffe Durchhängen der Fahrkorbförderseile) versehen sein.

§ 17. Jeder Fahrkorb, dessen Fahrbahn durch dichte Wandungen umschlossen wird, muß mit einer außerhalb des Fahrschachtes hörbaren Signalvorrichtung und einem im Innern des Fahrkorbes anzubringenden deutlichen Hinweis auf diese Einrichtung versehen sein. Die Signalvorrichtung ist so anzubringen, daß sie von jedem Mitfahrenden in Tätigkeit gesetzt werden kann.

§ 18. An jeder Zugangstür zum Fahrschacht und im Innern des Fahrkorbs ist ein Schild anzubringen, welches in deutlich lesbarer Schrift das Wort: Personenaufzug, sowie die zulässige Belastung einschließlich des Führers in Kilogramm, die Zahl der Personen, welche gleichzeitig befördert werden dürfen und die Vorschrift, daß der Fahrstuhl nur in Begleitung eines Führers benutzt werden darf, enthalten muß.

Als Gewicht einer Person ist 75 kg anzunehmen.

§ 19. Solche Bremsfahrstühle in Mahlmühlen sowie Gichtaufzüge, auf denen ein Führer mitfahren darf, unterliegen den Bestimmungen der §§ 11–18 nicht, jedoch ist mindestens die unterste Schachttür und der Verschluß der obersten Ladeöffnung von der Fahrkorbbewegung abhängig zu machen. Die Türen in Zwischengeschossen müssen mindestens selbst zufallen, sobald sie losgelassen werden und dürfen sich von außen nur mittels besonderen Drückers öffnen lassen. Die Berechnung der Seile, Ketten und dergleichen muß bei Anwendung mehrerer Tragorgane gemäß § 15 Abs. 3 und 4, sonst gemäß § 23 erfolgen.

B. Lastenaufzüge.

§ 20. Der Förderkorb muß bei Aufzügen, deren Fahrbahn nicht in ganzer Ausdehnung von Schacht- und Gitterwänden umschlossen ist, derartig beschaffen sein, daß das Ladegut nicht herausfallen kann.

§ 21. Jede Ladeöffnung muß mit einem Verschluß versehen sein, welcher verhindert, daß Menschen in den vom Förderkorb bestrichenen Raum hinunterstürzen oder sich in denselben hineinbeugen können.

Die Verschlüsse müssen der Regel nach so eingerichtet sein, daß sie nur dann geöffnet werden können, oder sich öffnen, wenn der Förderkorb an der Ladeöffnung angelangt ist, und daß sie sämtlich geschlossen sein müssen oder sich zu schließen beginnen, wenn der Fahrkorb in Bewegung gesetzt werden soll.

Bei Aufzügen, welche keine durchgehende dichte Fahrschachstumkleidung aus unverbrenlichem Material besitzen und zum Be- und Entladen nicht betreten werden, sowie bei Bauaufzügen genügt ein fester, nicht entfernbarer Abschluß der Ladeöffnung, sofern er derartig angebracht wird, daß Menschen nicht in den Fahrschacht stürzen oder sich in denselben hineinbeugen können.

§ 22. Die Steuerungsvorrichtung des Förderkorbs muß sich außerhalb des Fahrschachtes befinden. Die Bedienung der Steuerung darf vom Förderkorb aus nicht erfolgen können.

§ 23. Seile, Gurte oder Ketten müssen so berechnet werden, daß sie mit nicht mehr als einem Drittel ihrer Bruchfestigkeit beansprucht sind.

Bei Seilen ist die höchste im Querschnitt entstehende Spannung aus der Zug- und Biegungsspannung zusammzusetzen, welche letztere am Berührungspunkte von Seil und Rolle eintritt.

§ 24. Jeder Aufzug, dessen jeweiliger Stand nicht außerhalb der Fahrbahn zu erkennen ist, muß in allen Fördergeschossen mit einer Zeigevorrichtung versehen werden.

§ 25. An jeder Ladeöffnung muß sich ein Schild befinden, welches in deutlich lesbarer Schrift das Wort: Aufzug, die zulässige Belastung in Kilogramm und das Verbot des Mitfahrens von Personen enthalten muß.

Bei Ladeöffnungen, deren Verschlüsse fest sind, ist außerdem ein Verbot betreffend das Hineinlehnen in den Fahrschacht anzubringen.

§ 26. Auf kleine Aufzüge, die nicht betretbar sind (für Speisen, Akten, kleine Erzeugnisse der Industrie und dergleichen) von höchstens 100 kg Tragfähigkeit und nicht mehr als 0,7 qm Schachtquerschnitt, finden von den Bestimmungen unter III nur diejenigen der §§ 3, 6, 8, 9 und 10, unter IV diejenigen der §§ 23 und 25 Anwendung.

Betrieb der Aufzüge.

§ 27. Die Inhaber von Aufzügen bzw. die an ihrer Statt zur Leitung des Betriebes bestellten Vertreter, sowie die mit der Bedienung der Aufzüge betrauten Personen haben dafür Sorge zu tragen, daß Aufzüge, die sich nicht in gefahrlosem Zustande befinden, nicht im Betriebe erhalten werden.

Die mit der Bedienung der Aufzüge beauftragten Personen sind verpflichtet, während des Betriebes die Sicherheitsvorrichtungen bestimmungsmäßig zu benutzen und von hervorgetretenen Mängeln des Aufzuges dem Inhaber bzw. dessen Stellvertreter ungesäumt Anzeige zu erstatten.

Das Schmieren der Führungen, der Führungs- und Triebwerksteile muß vom Innern des Fahrkorbs aus erfolgen, welcher entsprechende Einrichtungen besitzen muß.

§ 28. Der Fahrkorb darf erst dann in Bewegung gesetzt werden, wenn die sämtlichen Zugangsöffnungen zur Fahrbahn und etwa vorhandene Türen des Fahrkorbes geschlossen sind. Türen von Fahrkörben, mit welchen Personen befördert werden, dürfen erst dann geöffnet werden, wenn der Fahrkorb an einer Förderstelle angelangt und die Abstellung der Steuerungsvorrichtung erfolgt ist.

§ 29. Aufzüge, mit welchen Personen befördert werden dürfen, einschließlich der Lastenaufzüge mit Personenbeförderung, dürfen nur in Begleitung besonderer Führer benutzt werden. Diese müssen mit den Einrich-

tungen und dem Betriebe des Aufzugs vertraut sein, und ist dies durch einen von einem Sachverständigen schriftlich auszustellenden und in das Revisionsbuch aufzunehmenden Befähigungsnachweis darzutun. Führer für solche Aufzüge müssen außerdem in das Revisionsbuch die schriftliche Erklärung eintragen, daß sie die Bedienung des Aufzuges verantwortlich übernommen haben.

Die Begleitung des Führers kann erlassen werden, und es genügt die bloße Aufsicht desselben, wenn die Benutzung eines Fahrstuhls ausschließlich von bestimmten, nicht wechselnden Personen erfolgt, oder sofern nur zwei Geschosse miteinander verbunden wurden.

Bei Personenfahrstühlen in Privatwohnungen, welche nur dem Verkehr einer und derselben Wohnung dienen, kann auch die Aufsicht eines Führers erlassen werden, wenn der Hausvorstand nachweist, daß er mit der Führung, Einrichtung und Beaufsichtigung des Fahrstuhls vertraut ist, und erklärt, die Verantwortung für die bestimmungsgemäße Benutzung der Sicherheitsvorrichtungen seitens derjenigen Personen, die er zur selbständigen Benutzung des Fahrstuhls zuläßt, zu übernehmen. Solche Fahrstühle sind indessen, abgesehen von den durch die zuständigen Sachverständigen vorzunehmenden regelmäßigen Untersuchungen, der ständigen Aufsicht eines zuverlässigen Fahrstuhlfabrikanten in mindestens jährlichen Fristen zu unterstellen.

§ 30. Die Fahrgeschwindigkeit von Aufzügen, welche Personen befördern dürfen, oder auf denen Führer mitfahren dürfen, soll 1,5 m in der Sekunde nicht überschreiten. Am Triebwerk muß eine Vorrichtung vorhanden sein, welche das Wachsen der Geschwindigkeit über dieses Maß hinaus bei der Abwärtsbewegung des Fahrkorbs verhindert.

Personen- und Lastenfahrstühle mit Geschwindigkeitsbremse (selbsttätiger Senkbremse) dürfen nach Loslösung des Seils vom Fahrkorb mit höchstens 1,5 m Geschwindigkeit in der Sekunde niedergehen.

Weitere Bestimmungen regeln die Abnahme und Überwachung der Aufzüge, einer vorgängigen Genehmigung des maschinellen Teils bedarf es nicht, doch muß ein neuer Aufzug vor der Inbetriebnahme einer Untersuchung durch den zuständigen Sachverständigen unterzogen werden, die bei Aufzügen, mit denen Personen fahren, in höchstens zweijährigen Zwischenräumen zu wiederholen ist.

Transporteinrichtungen.

Im Anschluß an die Hebemaschinen müssen auch die wichtigsten Transporteinrichtungen erwähnt werden. Es kann dies im Rahmen dieses Buches nur kurz geschehen und sei zur weiteren Orientierung auf Herbert R. Müller, „Das Transportwesen in industriellen Betrieben“ verwiesen.

Zum Transport auf ebener Erde dienen Fahrzeuge aller Art, von der einrädri gen Schubkarre bis zum Lastauto, zum Ziehen größerer Wagen, Elektroschlepper (elektrisches Pferd), Raupenschlepper usw. Wo angängig wird von Schmalspurbahnen Gebrauch gemacht. Die Schmalspurwagen, je nach dem zu fördernden Gut, evtl. als Muldenkipper, laufen auf fertig zusammengebauten Feldbahngleisen von 0,5, 0,6, 0,75 und 1 m Spurweite,

die oft nur einfach auf den Erdboden gelegt werden. Die Wagen werden von Hand bewegt oder auch von Pferden gezogen. Zur Bewegung größerer Züge verwendet man kleine Dampflokomotiven, auch feuerlose Lokomotiven, deren Kessel mit heißem Wasser unter Druck von einem größeren Dampfkessel aus gefüllt wird, ferner Elektrolokomotiven mit Oberleitung oder Akkumulatoren, Benzin- oder Benzollokomotiven, zuweilen Druckluftlokomotiven.

Bei den Seil- und Kettenbahnen unterscheidet man: Betrieb mit Vorder- und Hinterseil. Je ein Seil (oder eine Kette), das an den Enden der Bahn über eine Trommel läuft, wird vorn und hinten an den Wagenzug befestigt; Betrieb mit Seil und Gegenseil: die Trommeln liegen nebeneinander am einen Ende der Bahn, am anderen Ende ist das Seil über eine Umführungsscheibe gelegt; Betrieb mit Ringseil: ein endloses Seil bedient zwei Schienenwege, einen für die vollen und einen zur Rückbeförderung der leeren Wagen. Bei Seilbahnen hat man meist das Oberseil, das von den Wagen selbst getragen wird und keine oder nur wenig zur Unterstützung braucht. Die Kettenbahnen werden häufiger mit Unterkette, die mit Nasen die Wagen mitnimmt, ausgeführt. Oberketten nehmen die Wagen durch Mitnehmerbleche, die sich gegen die Wagenstirnwand legen, Oberseile durch Mitnehmerknoten, die sich gegen am Wagen befestigte Gabeln legen oder geeignete Klemmen mit.

Gegenüber diesen auf ebener Erde laufenden haben die Hängebahnen den Vorteil, daß die Bewegungswiderstände geringer sind und daß sie den Verkehr nicht beengen. Im einfachsten Falle werden die Hängebahnwagen von Hand bewegt, sonst durch ein geschlossenes, ständig umlaufendes Zugseil, das sie durch Mitnehmergabel oder Klemme faßt. Durch Anschläge werden die Kippwagen häufig selbsttätig entleert. Die Wagen laufen bei kürzeren Bahnen auf hochgelegenen Schienen, bei Strecken von etwa 100 m an auf kräftigen Stahldrahtseilen. Diese Drahtseilbahnen sind namentlich in Gebirgen leicht dem Gelände anzupassen, überschreiten Flüsse usw. Auch hier hat man meist umlaufenden Betrieb mit zwei parallelen Fahrbahnen, nur bei kürzeren Strecken und geringen Förderleistungen Pendelbetrieb. Bei geringeren Lasten kann das Tragseil wegfallen, die Wagen werden dann unmittelbar an das Zugseil gehängt.

Bei den Elektrohängebahnen läuft der mit Motor ausgerüstete Wagen auf einer hängenden Schiene, der Strom wird durch Schleifkontakt zugeführt.

Zur Förderung von pulverförmigen und körnigen Stoffen auf nicht zu große Entfernungen verwendet man Förderschnecken (Abb. 171), bestehend aus einem schraubenförmig um eine dicke Rohrwelle gewundenen Eisenblech, die Schnecke läuft mit etwas Spiel in einem halbzyklindrischen Trog. Um Verstopfungen zu vermeiden, setzt man an Stelle des schneckenförmigen Blechstreifens nur kürzere Schaufeln mit Zwischenräumen auf oder läßt den schraubenförmig gewundenen Blechstreifen nicht bis an die Welle heranreichen: Förderspirale. Diese Förderungsart erfordert der Klemmungen wegen ziemlich hohen Kraftaufwand, hat aber in manchen Fällen den Vorteil, daß gleichzeitig eine gute Durchmischung des Fördergutes eintritt. Förderschnecken und Spiralen sind bis zu Neigungen von 30'

brauchbar. Förderrohre, an deren Wänden die Spiralen befestigt sind und die sich als Ganzes drehen, sind nur für geringe Steigungen brauchbar und werden wenig verwendet.

Vielseitige Anwendung finden die Transportbänder, die auch zum Auslesen des Materials dienen. Sie bestehen aus Baumwolle, Hanf, Gummi mit Einlage, Balata, Stahlblech u. dgl. in Breiten von 20 cm bis 1,5 m. Sie arbeiten meist wagrecht, jedenfalls darf die Steigung den Böschungswinkel des betreffenden Materials nicht übersteigen. Die gebräuchliche Geschwindigkeit ist 2 bis 3 m/sek. Bei großen Förderleistungen wird das Band durch schräg gestellte Seitenwellen in die Muldenform gebracht. Zur Schonung des Bandes wird das Gut meist durch flache Schurren aufgegeben, abgeworfen entweder über die Endwelle oder durch schräg gestellte Abstreichbretter oder Abwurfwagen, über die das Band ansteigend geführt wird. Zum Zubringen von beliebiger Stelle an das Haupttransportband benutzt man oft fahrbare elektrisch angetriebene Bänder. Kratzertransporteure, die

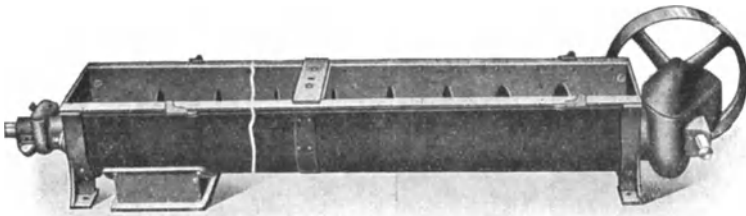


Abb. 171. Förderschnecke mit Eisentrog. (G. Luther A.-G. Braunschweig.)

die Massen durch an einer Kette befestigte Kratzer in einer muldenförmigen Rinne fortschieben, haben einen hohen Widerstand und werden deshalb seltener benutzt.

Für manche Zwecke ahmt man die Schaufelbewegung nach, indem man eine Stange mit Schaufeln über die Förderrinne vor und zurückbewegt, deren Schaufeln beim Rückgang über das Gut hinweggleiten: Schubrinnen.

Die Schüttelrinnen ruhen auf Eschenholzfedern und werden durch eine Kurbel etwa 300mal in der Minute ruckweise vorwärtsbewegt, sie sind für Steigungen bis etwa 15° anwendbar. Propellerrinnen werden mit dem Fördergurt langsam vorgeschoben und dann schnell darunter zurückgerissen.

Staubförmiges und feinkörniges Gut, auch Hobelspäne u. dgl. fördert man mit Saugluft mit etwa 15 m/sek. Geschwindigkeit. Bei der Rohrverlegung sind starke Richtungsveränderungen zu vermeiden. Auch der offene Wasserstrom wie Druckwasser wird zu Förderzwecken verwendet.

Vorrichtungen für die Förderung schlammiger Massen wurden bei den Maschinen zum Heben von flüssigen Körpern besprochen.

Zum Senkrechtfördern dienen die Elevatoren (Abb. 172), bei denen an einem endlosen oben und unten über eine Rolle geführten Gurt oder Ketten,

je nach Art des zu fördernden Gutes Plattformen, Bügel, Haken oder Becher sitzen. Becherwerke arbeiten bei leichten Gütern mit Geschwindigkeiten bis 2 m/sek, bei schwereren mit nur 0,3 bis 0,6 m/sek, Faßelevatoren nur mit 0,1 bis 0,2 m/sek. Für das Schöpfen und Abwerfen ist eine Neigung

von etwa 70° am günstigsten. Bagger sind Becherwerke, die als Naßbagger zum Ausheben von Fahrtrinnen in Wasserläufen und als Trockenbagger zum Abgraben von Erdreich, Ton, Halden usw. Verwendung finden.

Zu erwähnen sind noch die Rutschen, muldenförmige Gleitbahnen aus Holz oder Eisen, auf denen das Gut herabgleitet, sie werden geradlinig und als Wandelrutsche in einer Kurve ausgeführt. Für Stückgut wird die Bahn zur Verminderung der Reibung aus leicht drehbaren Rollen hergestellt: Rollenförderer. Bei den ebenen Rollgängen der Walzwerke werden die Rollen angetrieben und schieben so die daraufgelegten Stücke von einer zur anderen Rolle vorwärts.

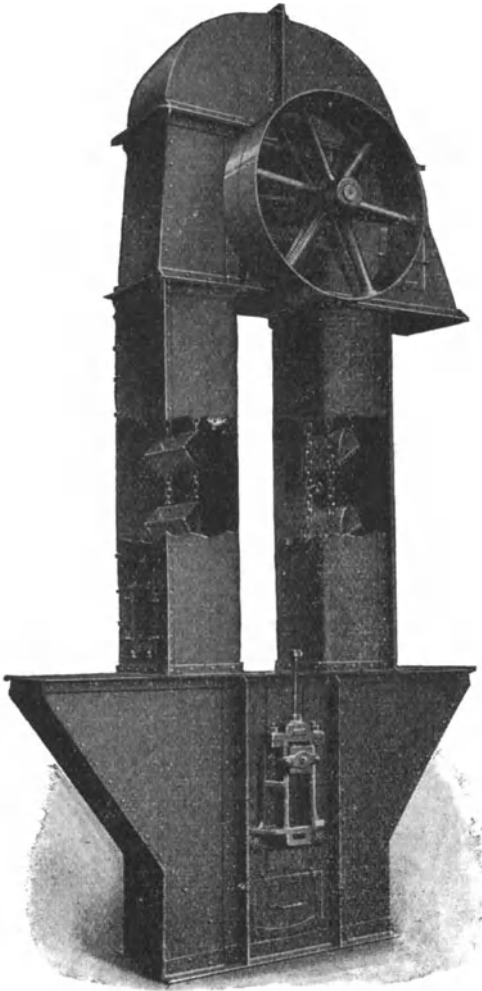


Abb. 172.

Elevator (Fellner und Ziegler, Frankfurt a. M.)

Im engeren Sinne beschränkt man jedoch den Begriff auf die allgemein zur Bearbeitung der Metalle und des Holzes verwendeten Maschinen, scheidet also alle Spezialmaschinen aus.

Metallbearbeitungsmaschinen.

Die Werkzeugmaschinen für Metallbearbeitung lassen sich wieder einteilen in spanabhebende Werkzeugmaschinen, zu denen

B. Die Werkzeugmaschinen.

Unter Werkzeugmaschinen versteht man diejenigen Maschinen, die zur Umwandlung der Rohstoffe in Fertigerzeugnisse dienen.

die Drehbänke, Bohrmaschinen, Fräsmaschinen, Hobel- und Stoßmaschinen gehören und in die Maschinen, die die Metalle auf Grund ihrer Dehnbarkeit verarbeiten, die formändernden Werkzeugmaschinen, die Hämmer, Walzwerke, Pressen usw. Eine dritte hier zu erwähnende Gruppe bilden die Gießereimaschinen, die nicht das Metall selbst bearbeiten, sondern nur zur Herstellung der Gußform, der Aufbereitung der Formmaterialien usw. dienen. Schließlich bilden die Maschinen, die größere Teile abtrennen, z. B. Scheren und Stanzen eine Gruppe, die man zerteilende Werkzeugmaschinen nennen kann.

Bei den spanabhebenden Werkzeugmaschinen hat man zwei Bewegungen zu unterscheiden, die Schnittbewegung oder Hauptbewegung entsprechend der Spanlänge und die Vorschub- oder Schaltbewegung, entsprechend der Spanbreite bzw. Spanstärke, quer zur Schnittrichtung. Man hat dabei folgende Fälle zu unterscheiden:

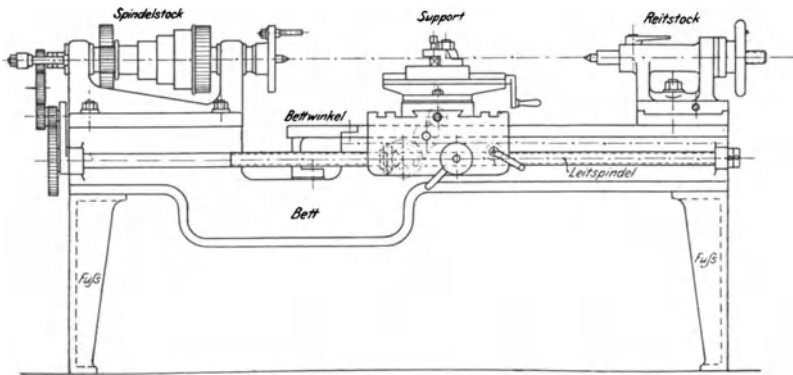


Abb. 173. Drehbank.

1. Das Werkzeug macht beide Bewegungen, das Werkstück ruht.
2. Das Werkzeug macht die Hauptbewegung, das Werkstück die Schaltbewegung.
3. Das Werkstück macht die Hauptbewegung, das Werkzeug nur die Schaltbewegung.
4. Das Werkstück macht beide Bewegungen.

Wenn das zu bearbeitende Werkstück schwer, das Werkzeug leicht ist, so ist natürlich der erste, nach ihm der zweite Fall am günstigsten, ist umgekehrt das Werkstück leicht, so ist der vierte bzw. dritte Fall günstiger.

Nach einem anderen Gesichtspunkt kann man die Werkzeugmaschinen einteilen in solche mit fortlaufend rotierender Hauptbewegung und in solche mit geradlinig hin- und hergehender Hauptbewegung. Bei letzterer sind die zu bewegendenden Massen bei jedem Hub aufs neue zu beschleunigen, was namentlich bei großen Massen große Arbeitsverluste bedingt, bei der fortlaufend rotierenden Bewegung ist der zur Massenbeschleunigung erforderliche Arbeitsaufwand nur bei der Inbetriebsetzung nötig, später nur der viel kleinere zur Erhaltung der Geschwindigkeit erforderliche Arbeitsaufwand.

Die bekannteste und älteste Werkzeugmaschine ist die Drehbank (Abb. 173), bei der das Werkstück die Hauptbewegung, der Drehstahl oder

Drehmeisel die Schaltbewegung macht. Sie besteht aus dem Drehbankbett, auf dem die anderen Teile gelagert sind, dem Spindelstock mit der doppelt gelagerten durch Stufenscheibe oder Stufenrädergetriebe angetriebene Spindel, auf deren mit Gewinde versehenen Kopf die Drehbankfutter, die zum Einspannen des Werkstücks dienen, aufgeschraubt werden, dem gegenüberliegenden Reitstock, der das andere Ende des Werkstücks mit Spitze und Körner stützt, auch beim Bohren als Auflage und zum Vorschub verwendet wird und dem in zwei zueinander senkrechten Richtungen mit Schlittensführungen und Schraubenspindeln verstellbaren, den Drehmeisel tragenden Support an dessen Stelle beim Drehen von Hand auf kleineren Drehbänken die Handauflage tritt. Der Support kann auch noch um eine vertikale Achse gedreht werden, so daß man auch konische Flächen herstellen kann. Die Drehbank war lange Zeit die einzige Werkzeugmaschine und ist es in kleinen Mechanikerwerkstätten heute noch, sie ist deshalb als sog. Universal-drehbank zur vielseitigsten Verwendung ausgestaltet worden, man kann damit langdrehen und plandrehen, konisdrehen, bohren, gewindeschneiden, abstechen und kann auch Schleif- und Polierscheiben, Kreissägen, Fräser usw. an der Drehbankspindel befestigen. Handelt es sich nicht um diese vielseitige Verwendung, so kann man natürlich einzelne Teile weglassen und die anderen für den besonderen Zweck besser ausgestalten, so sind Spezialdrehbänke und schließlich andere Werkzeugmaschinen entstanden.

Da im Rahmen dieses Buches die Werkzeugmaschinen nur kurz behandelt werden können, soll zunächst die auch in jedem größeren Laboratorium zu findende Drehbank eingehender besprochen und die anderen Werkzeugmaschinen dazu in Beziehung gesetzt werden.

Bei jeder Werkzeugmaschine ist zur Erzielung genauer Arbeit ein ruhiger Gang erforderlich, deshalb sind alle Teile, besonders aber das Gestell hinreichend stark zu konstruieren, so daß sie die auftretenden Kräfte aufnehmen können, ohne Formänderungen oder Erschütterungen zu erleiden. Die Wange der Drehbank wird deshalb auf kräftigen Böcken, bei schweren Bänken direkt auf Mauerwerkskörper gestützt, sie besteht aus zwei hohen Rippen, die oben die Gleit- bzw. Stützflächen für die übrigen Drehbankteile tragen und in ausreichend großem Abstand, um den auftretenden kippend wirkenden Momenten widerstehen zu können, durch Querrippen verbunden sind.

Die Drehbankspindel ist gewöhnlich mit einem zylindrischen und einem konischen Zapfen gelagert, sog. Patronendrehbänke, auf denen man beim Gewindeschneiden auf die Spindel eine Gewindemuffe „Patrone“ setzt, deren Gewinde dieselbe Steigung hat wie das zu schneidende und die mit einem Ausschnitte mit den einzelnen Gewinden enthaltenden festen Stern zum Eingriff gebracht wird, so daß die Spindel beim Vor- und Rückwärtsdrehen der Gewindesteigung entsprechend hin- und hergeschoben wird, müssen zwei zylindrische Zapfen haben. Die beschriebene Einrichtung findet sich aber nur bei kleinen Mechanikerbänken, größere Drehbänke sind mit einer parallel dem Bett liegenden Leitspindel ausgerüstet, die beim Gewindeschneiden den Support der Ganghöhe entsprechend verschiebt, sie wird angetrieben durch Wechselräder, das heißt ein oder zwei auswechselbare Zahnradpaare, die so gewählt werden, daß der Support, der den Gewindestahl trägt, der Ganghöhe entsprechend vorgeschoben wird. Manchmal

dieselbe, manchmal der Schonung der ersteren wegen eine zweite Leitspindel, dient zum Vorschub des Supports beim Langdrehen, eine Zahnstange bei größeren Bänken zum schnelleren Verschieben des Supports, die Leitspindel muß dabei durch Auseinanderklappen der Mutter ausgeschaltet werden.

Der Antrieb der Spindel muß so eingerichtet sein, daß man verschiedene Umdrehungszahlen, je nach dem Durchmesser und Material der abzdrehenden Gegenstände einstellen kann. Man hat bei älteren Drehbänken zu diesem Zweck Stufenscheiben und noch eine nach Bedarf einschaltbare Zwischenwelle. Die lose auf der Spindel laufende Stufenscheibe kann dann durch einen Stift mit der Spindel direkt oder mit einem Zahnrad gekuppelt werden, das über die Zwischenwelle mit einer Übersetzung ins Langsame die Spindel antreibt. Da das Umlegen des Riemens auf eine andere Stufe unbequem und zeitraubend ist, bevorzugt man neuerdings den Einscheibenantrieb. Der Riemen bleibt hier ständig auf seiner Scheibe, der Geschwindigkeitswechsel wird durch Zahnradpaare, die sich auf einfache Weise nach Wahl einschalten lassen, ein sog. Stufenrädernetriebe, bewirkt.

Der Support ist auf einem auf dem Drehbankbett verschiebbaren Grund- oder Längsschlitten aufgebaut, an dem sich vorn die Schloßplatte oder Schürze befindet, in der die Mechanismen zum Langdrehen (Langzug), für die Bewegung rechtwinklig zum Drehbankblatt (Planzug) und für den Gewindeschneidgang untergebracht sind. Diese Bewegungen müssen sich gegenseitig verriegeln, so daß nie mehr als eine eingerückt sein kann. Der Antrieb von Lang- und Planzug erfolgte früher durch Stufenscheiben, jetzt meist durch Zahnräder von einer längsgenuteten parallel zum Bett liegenden Welle, der Transportspindel aus. Manchmal wird die Leitspindel zu diesem Zweck verwendet und längsgenutet, doch ist das der stärkeren Abnutzung des Mutterschlusses wegen nicht zu empfehlen. Die Leitspindel, die parallel zur Längsrichtung des Bettes gelagert ist, hat trapezförmiges (früher rechteckiges) Gewinde und wirkt durch das mit Handgriff ein- und ausrückbare Mutterschloß auf den Support.

Der Reitstock, der sich gleichfalls in der Längsrichtung des Bettes verstellen läßt, trägt eine in dem Reitnagel durch Schraubenspindel verschiebbare Körnerspitze. Der den Reitnagel tragende Oberteil ist auf einem Unterteil um einige Zentimeter seitlich verschiebbar, wodurch man zwischen den Spitzen schwache Konen drehen kann.

Langgestreckte Gegenstände werden nun zwischen den Spitzen gedreht, das heißt mit zwei Körnern zwischen eine Spitze der auf der Drehbankspindel sitzenden Mitnehmerscheibe und die Reitstockspitze gespannt und durch ein sich gegen einen Stift der Mitnehmerscheibe legendes auf den abzdrehenden Körper gespanntes Drehherz mitgenommen.

Kürzere Gegenstände spannt man in auf den Spindelkopf, geschraubte Zweibacken-, Achtschrauben- oder selbstzentrierende Futter. Kürzere Gegenstände von großem Durchmesser auf die Planscheibe.

Die Spitzenhöhe, das ist die Höhe der Drehbankspitze über dem Bett, begrenzt den größten Radius des zu drehenden Körpers. Um Gegenstände von größerem Durchmesser, die meist nur geringere Länge haben, abdrehen zu können, ohne alle Teile der Drehbank so hoch bauen zu müssen, gibt man

dem Bett vor dem Spindelstock eine Kröpfung, die beim Drehen anderer Teile durch eine „Brücke“ ausgefüllt wird.

Zum Drehen von Werkstücken mit sehr großem Durchmesser baut man besondere Plandrehbänke, bei denen der Antrieb nicht durch die Spindel, sondern an einem am Umfang der Planscheibe angebrachten Zahnkranz erfolgt und der Support auf einem besonderen quer vor die Planscheibe gelegten Bett befestigt wird. Gegenstände von großem Gewicht wirken aber stark kippend an der Drehbankspindel, man baut deshalb auch Maschinen mit vertikaler Spindel, also in horizontaler Ebene liegender Planscheibe, die

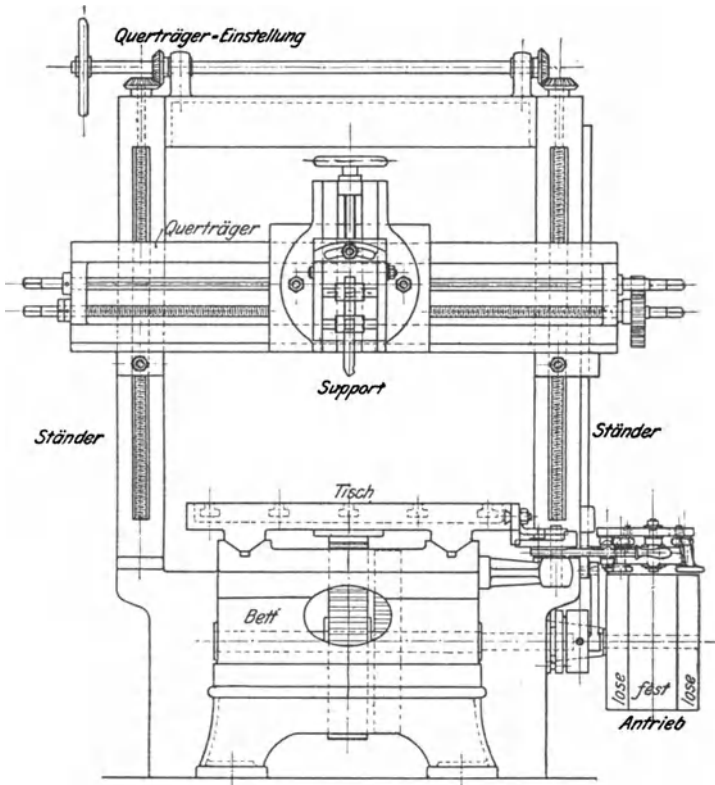


Abb. 174 a. Hobelmaschine (Aufriß).

man Karusselldrehbänke oder Drehwerke nennt. Auf horizontalen Planscheiben lassen sich schwere Werkstücke leichter zentrieren, auch kann man bei größeren Drehwerken zwei und mehr Ständer zur Befestigung von Drehstäben und manchmal noch eine Bohr- und Frässpindel anbringen. Für besondere Zwecke, z. B. Ausbohren von Dampfmaschinenzylindern, Hinterdrehen von Fräsern, Reibahlen usw. baut man Sonderdrehbänke, auch zum Drücken von Blechgegenständen die genau wie die Drehbank gebauten Druckbänke. Für Massenherstellung hat man Revolverbänke, mit einem mehrere Werkzeuge tragenden Revolverkopf. Die Werkzeuge werden durch eine einfache Hebelbewegung nacheinander eingerückt. Das Schluß-

glied dieser Entwicklung bilden die Automaten, bei denen die Maschine von der Materialzuführung bis zur Fertigstellung alles selbsttätig besorgt.

Auf der Plandrehbank kann man wohl auch größere ebene Flächen bearbeiten, doch bedient man sich hierzu meist der Hobelmaschine (Abb. 174). Das Werkstück wird auf einem in Gleisen geradlinig hin- und herbewegten Schlitten aufgesetzt und festgespannt, der Hobelstahl wird an einem auf einem darüberliegenden an zwei Ständern befestigten Querbalken verschiebbaren Support befestigt. Der Support (evtl. auch mehrere

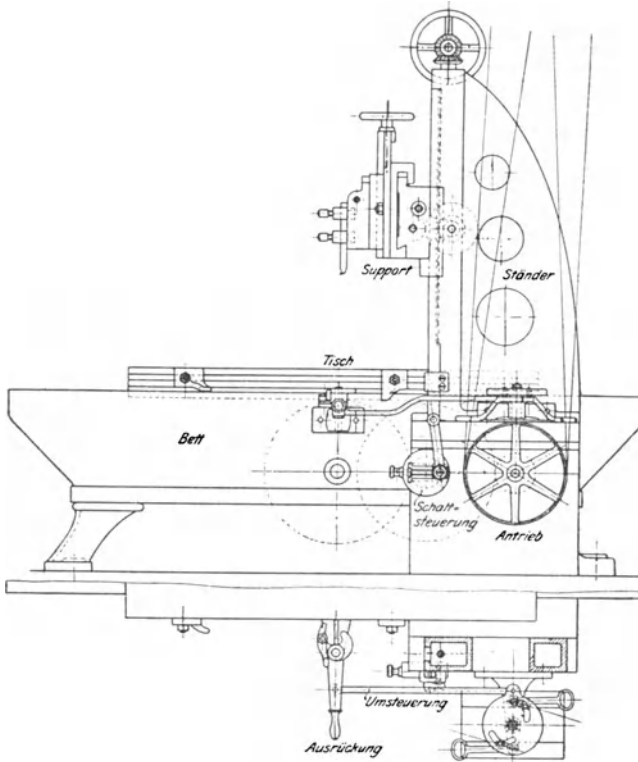


Abb. 174 b. Hobelmaschine (Seitenansicht von Abb. 174 a in kleinerem Maßstabe).

Supporte) ist auch schräg einstellbar. Beim Rückgang, der mit größerer Geschwindigkeit erfolgt, hebt sich der Hobelstahl ab oder liegt nur lose auf. Der Antrieb des Schlittens erfolgt durch Zahnstange und Zahnrad, Zahnstange und Schnecke oder Schraubenspindel und Mutter. Bei den Einständerhobelmaschinen befindet sich nur an einer Seite des Bettes ein Ständer, an dem der Querbalken frei über das Bett ragend befestigt ist.

Zur Bearbeitung kleinerer ebener Flächen hat man Maschinen, deren Hobelstahl an einem sich wagerecht hin- und herbewegenden oder senkrecht auf- und abbewegenden Stößel befestigt ist. Erstere werden Shapingmaschinen, Querhobelmaschinen, Wagerechtstoßmaschinen (fälschlich auch Feilmaschinen) genannt, letztere Stoßmaschinen.

Nachteilig sind bei der Hobelmaschine der Umstand, daß das meist recht schwere Werkstück die Hauptbewegung macht und die mit großen Arbeitsverlusten verknüpfte hin- und hergehende Bewegung an sich. Man

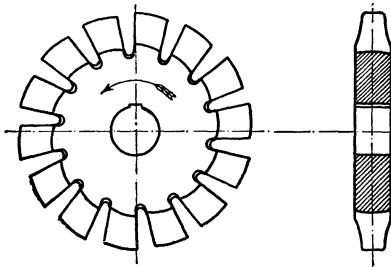


Abb. 175. Fräser.

hat deshalb die Hobelarbeit weitgehend ersetzt durch das Fräsen. Der Fräser ist ein zylindrischer, kegelförmiger oder profilierter Drehkörper, der am ganzen Umfang Zähne hat. Ein solcher Fräser (Abb. 175) bzw. ein dem zu bearbeitenden Profil entsprechender Fräsersatz wird auf den Fräsdorn gespannt, das Werkstück auf einen Schlitten, der dem Vorschub entsprechend gegen den Fräser bewegt wird. Abb. 176 zeigt eine ge-

wöhnliche Fräsmaschine. Bei manchen Maschinen macht der Fräser auch die Vorschubbewegung. Die Hauptbewegung wird also immer von dem leichten

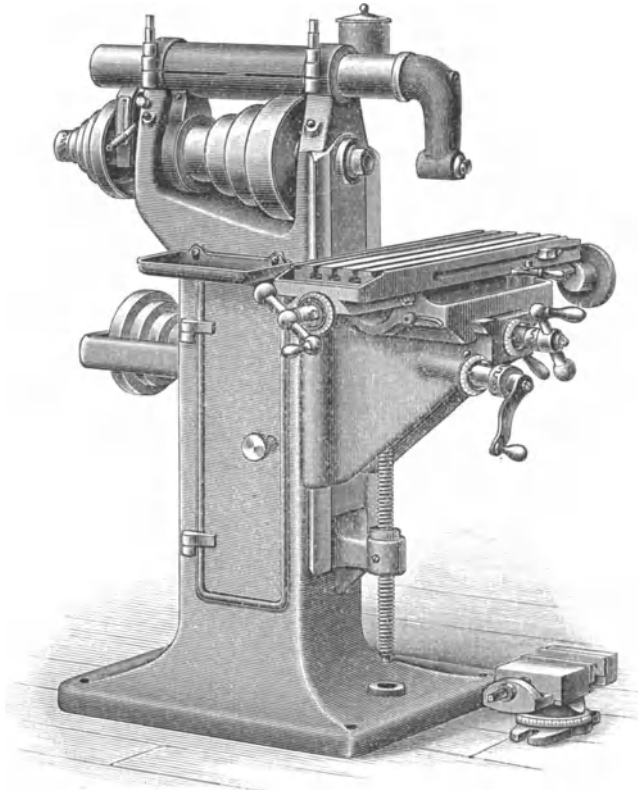


Abb. 176. Fräsmaschine.

Fräser ausgeführt, außerdem arbeitet nicht nur eine Schneide, wie bei Drehbank und Hobelmaschine, sondern die Arbeit, somit auch die Abnutzung, verteilt sich auf eine ganze Anzahl von Schneiden, die auch nicht dauernd

arbeiten, sondern nur auf einem kleinen Teil der Umdrehung, während sie sich auf dem übrigen Weg wieder abkühlen können. Es sind also die Arbeitsverluste nicht nur kleiner als bei der Hobelmaschine, sondern die Arbeit wird auch im allgemeinen genauer. Dem steht der Nachteil gegenüber, daß die Fräser viel schwerer herzustellen und deshalb viel teurer sind als Hobelmeisel. Fräsmaschinen werden je nach den Sonderaufgaben in sehr verschiedenartigen Konstruktionen ausgeführt.

Denkt man sich die Zähne des Fräasers immer kleiner werdend, so kommt man zur Schleifscheibe (Schmirelscheibe) und Schleifmaschine, die zur genauen Bearbeitung von Maschinenteilen heute sehr viel Verwendung findet und zwar als Plan- sowie als Rundschleifmaschine. Außerdem dienen Schleifmaschinen zur Schärfung der Werkzeuge, sowie Schleif- und Poliermaschinen zur Herstellung einer glatten und glänzenden Oberfläche.

Andere aus der Drehbank hervorgegangene Maschinen sind die Abstechmaschinen und die Gewindeschneidmaschinen, die das Gewinde nicht mit einem Gewindestahl, sondern mit Muttergewinde entsprechenden Backen schneiden. Eine wichtige vielseitig ausgebildete Gruppe von Werkzeugmaschinen sind die Bohrmaschinen (Abb. 177). Bei diesen steht das Werkstück fest, während der Bohrer sowohl die Hauptbewegung (Drehung), wie auch die Schaltbewegung ausführt. Bei Sonderbohrmaschinen macht manchmal das Werkstück die Schaltbewegung. Man unterscheidet Senkrechtbohrmaschinen und horizontale Bohrmaschinen oder Bohrwerke, zu denen auch die Zylinderausbohrmaschinen gehören. Bei den Radialbohrmaschinen ist die Bohrspindel an einem Arm verschiebbar und mit diesem drehbar, so daß sie also ohne Verstellen des Werkstücks zum Bohren von Löchern innerhalb eines weiten Bereichs verwendet werden kann. Auch mit mehreren Spindeln werden Bohrmaschinen ausgeführt und zwar mit mehreren, verschiedene Werkzeuge tragenden, die nacheinander zur Wirkung kommen, wie mit bis zu 24 gleichzeitig arbeitenden Spindeln.

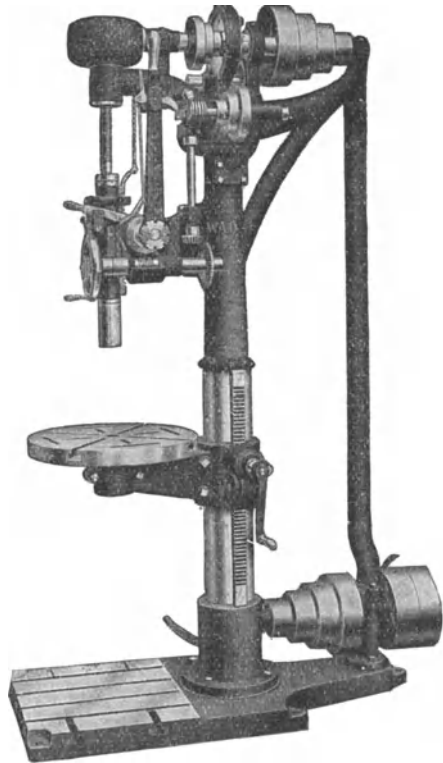


Abb. 177. Bohrmaschine,
Schuchardt & Schütte AG., Berlin.

Zu erwähnen sind noch die eigentlichen Feilmaschinen, die Feilen, der Handarbeit entsprechend bewegen, und im Schnitt- und Stanzenbau

Verwendung finden die Scheren und Stanzen, Blechbiege- und Richtmaschinen, die Bügelsägen, Bandsägen und Kreissägen. Auch die Marsmetalltrennmaschinen, die statt mit einer Kreissäge mit einer rasch rotierenden Stahlscheibe schneiden, mögen noch erwähnt werden.

Holzbearbeitungsmaschinen.

Bei der Holzbearbeitung hat man größere Spanstärken und bedeutend höhere Schnittgeschwindigkeiten also auch Umdrehungszahlen. Bei hohen Umdrehungszahlen ist aber der Konstruktion der Lager (häufig Kugellager) und der Auswuchtung der Teile besondere Sorgfalt zu widmen, auch ist der erhöhten Unfallgefahr durch besondere Sicherheitsmaßnahmen zu begegnen. Schließlich spielt die zweckmäßige Abführung von Spänen und Staub bei der Holzbearbeitung eine wichtige Rolle.

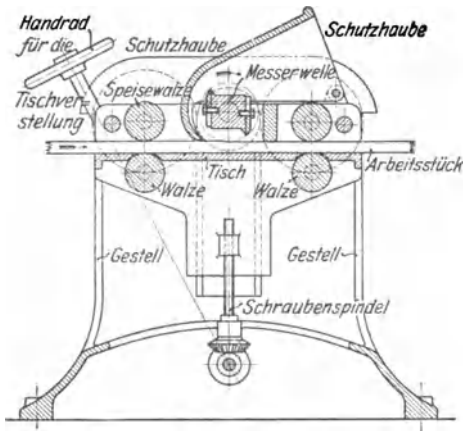


Abb. 178. Dickenhobelmaschine.

Die Bestoßmaschinen und Gehrungsschneider arbeiten mit geradliniger Schnittbewegung. Ein breites Messer wird durch einen Handhebel betätigt und nimmt Späne über die ganze Breite. Die Bestoßmaschinen dienen zur Bearbeitung der Stirnflächen, die Gehrungsschneider zur Bearbeitung schräger Flächen.

Stemmaschinen dienen zur Herstellung von Nuten und Zapfenlöchern mit einem sich schnell auf- und abbewegenden Stemmeisel.

Drehbänke und Bohrmaschinen entsprechen den Metallbearbeitungsmaschinen, während Holzhobelmaschinen mit den Metallfräsmaschinen zu vergleichen sind. Der Hauptteil ist die Messerwelle, bei Maschinen mit selbsttätiger Zuführung des Werkstücks mit Zubringerrollen vierkantig mit aufgeschraubten, bei Handzuführung der Unfallgefahr wegen rund mit eingelassenen Messern. Dickenhobelmaschinen (Abb. 178) bearbeiten Ober- und Unterseite, Abriethobelmaschinen alle vier Seiten, Kehlmaschinen bearbeiten Hohlkehlen. Beliebige Profile bearbeitet man auf Fräsmaschinen mit Profilfräsern.

Zur Herstellung der Zapfenlöcher dienen Kettenzapfenlochstoßmaschinen, die das Zapfenloch mit einer gezahnten von oben in das Zapfenloch eingeführten Kette bearbeiten.

Eine besondere Rolle spielen bei der Holzbearbeitung die Sägen, die mit geradliniger und kreisförmiger Bewegung ausgeführt werden. Gattersägen (Abb. 179) dienen zum Zerschneiden von Balken und Baumstämmen in der Längsrichtung, sie haben ein oder mehrere Sägeblätter, die in einen Rahmen gespannt und mit diesem auf- und abbewegt werden. Baumquer-

sägen zerteilen in gleicher Weise Baumstämme senkrecht zur Länge. Mit Dekupiersägen werden Schnitte in geschwungener Form ausgeführt. Sägen mit geradliniger Schnittbewegung für beliebige Zwecke nennt man Bandsägen (Abb. 180).

Kreissägen (Abb. 181) für schwerere Arbeiten sind fest gelagert, das Werkstück wird ihnen von Hand oder automatisch entgegengeschoben. Sie müssen mit Schutzvorrichtungen versehen sein. Für leichtere Arbeiten

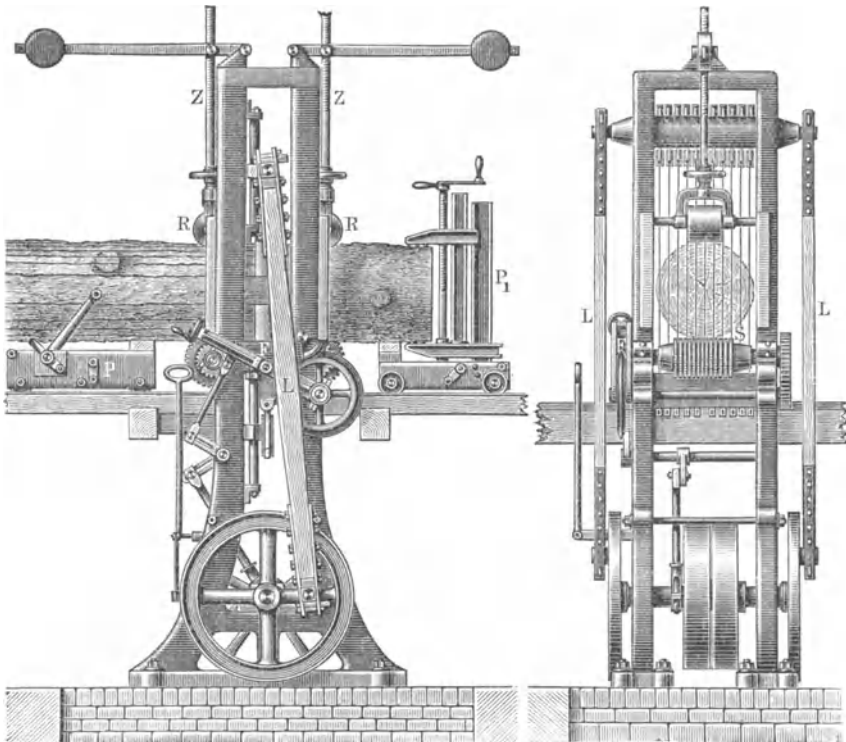


Abb. 179. Gattersäge.

verwendet man Pendelsägen. Sie sind an einem hoch angehängten Arm befestigt und werden von Hand gegen das Werkstück gezogen.

Zu erwähnen sind noch die Furnierschälmaschinen, die mit einem sehr breiten Messer von einem Baumstamm spiralförmig dünne Holzblätter abschneiden und die Holzschleifmaschinen.

Sonstige Werkzeugmaschinen.

Die Formmaschinen für die Metallgießerei brauchen hier nur erwähnt zu werden, man unterscheidet hauptsächlich solche, die den Formsand durch Pressung und solche, die ihn durch rüttelnde Bewegung verdichten und gegen das Modell pressen, neuerdings solche, die durch Schleuderkraft wirken. Maschinen, wie sie zur Sandaufbereitung verwendet werden, sollen ihrer

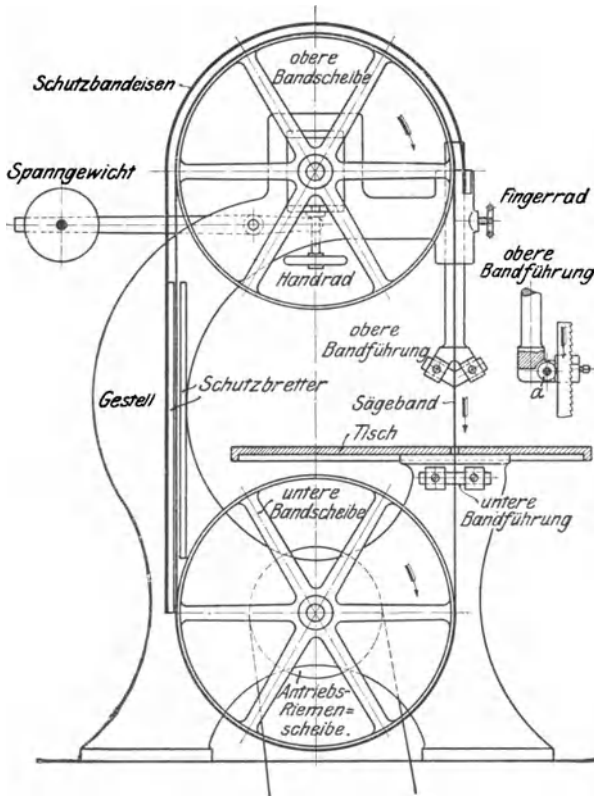


Abb. 180. Bandsäge.

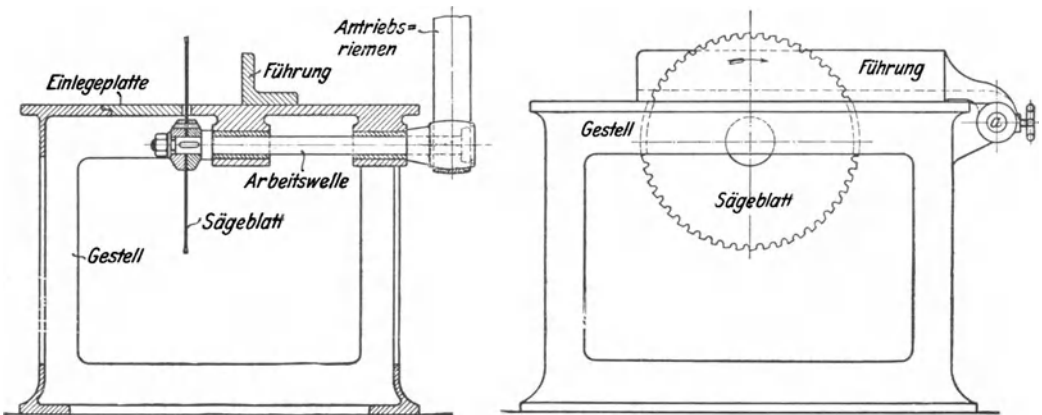


Abb. 181. Kreissäge.

sonstigen für uns wichtigeren Verwendungsmöglichkeiten wegen an anderer Stelle besprochen werden. Hämmer- und Walzwerke können hier gleichfalls übergangen werden, dagegen sollen die Pressen noch kurz besprochen werden.

Pressen.

Pressen werden sowohl bei der Metallverarbeitung wie bei der Verarbeitung zahlreicher anderer Stoffe verwendet, sie bilden den Übergang zu den im nächsten Abschnitt besprochenen Sondermaschinen. Im Gegensatz zu den mit großer Geschwindigkeit auf das Arbeitsstück auftreffenden Hämmern und Fallwerken, die durch die lebendige Kraft des Hammerbären oder Fallbären wirken, üben die Pressen einen gleichmäßigen Druck mit äußerst geringer Geschwindigkeit aus. Wenn die lebendige Kraft des

$$\text{Schlages } \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2}$$

durch einen ruhigen Druck ersetzt werden soll, so muß dieser eine Größe haben, die man erhält, wenn man obiges Produkt durch den sehr kleinen bei der Pressung zurückgelegten Weg, d. i. die Zusammenpressung des gepreßten Körpers teilt. Man erhält dabei natürlich Preßdrucke, die ein Vielfaches vom Gewicht auch der schwersten Hammerbären sind, bei Schmiedepressen z. B. bis zu 10 000 t und evtl. mehr.

Für kleine Preßdrucke und Handbetrieb verwendet man die Hebelpressen, bei denen der Preßstempel durch einen Handhebel bewegt wird. Etwas größere Preßdrucke erzielt man durch doppelte Hebelübersetzung (Abb. 182). Auf dem Satz vom Parallelogramm der Kräfte beruht die Kniehebelpresse, deren Prinzip aus Abb. 183 zu erkennen ist.

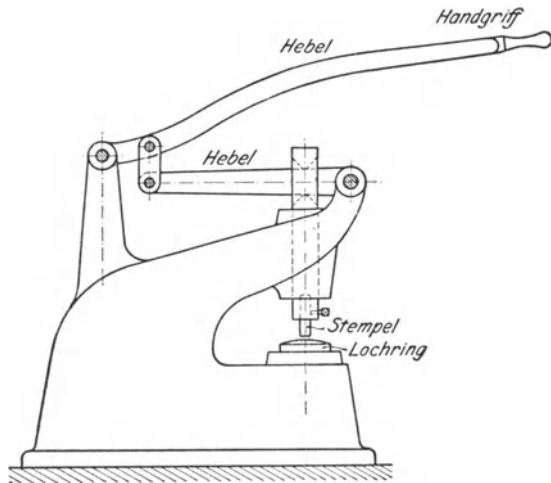


Abb. 182. Hebelpresse mit doppelter Hebelübersetzung.

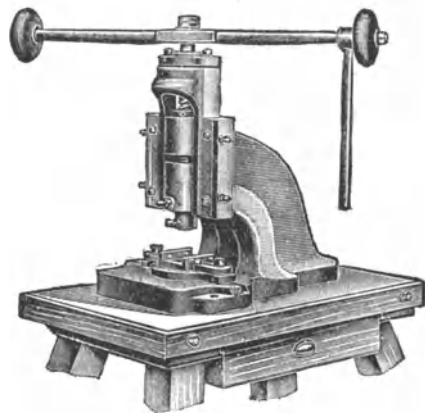


Abb. 183. Schraubenpresse für Handbetrieb (E. Kircheis, Aue).

Viel größere Preßdrucke kann man mit der Schraubenpresse ausüben. Der Preßstempel wird durch eine Schraubenspindel mit mehrgängigem Gewinde (da dieses geringeren Reibungswiderstand hat, als eingängiges) bewegt, diese Schraubenspindel wird bei Handbetrieb (Abb. 183) durch einen Schwengel mit Schwunggewichten bzw. ein Schwungrad bei Maschinenantrieb (Abb. 184) durch als Reibungsrad ausgebildetes Schwungrad bewegt, das durch zwei auf der Antriebswelle sitzende Scheiben, von denen die eine von rechts, die andere von links angepreßt wird, abwechselnd in beiden Richtungen gedreht wird. Der Druck ist hier nicht lediglich ein ruhiger

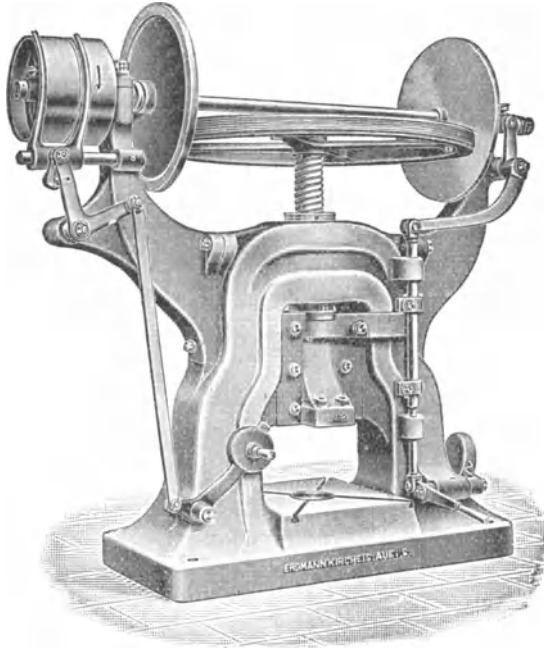


Abb. 184. Schraubenpresse für Maschinenbetrieb
(E. Kircheis, Aue).

Preßdruck, vielmehr kommt die lebendige Kraft der Schwunggewichte zur Wirkung.

Auf dem ruhig, also nicht schlagartig wirkenden Druck einer Schraube beruht die Luthersche automatische Schneckenpresse zum Auspressen von Ölsaaten u. dgl.

Wenn die Pressen nicht von Hand, sondern durch Maschinenkraft (meist von einer Transmission durch Riemenübertragung, da direkter Antrieb sich der auftretenden Stöße wegen weniger empfiehlt) angetrieben werden, so ist im allgemeinen die Kurbel- oder Exzentrepresse (Abb. 185)

der Schraubenpresse vorzuziehen. Der Preßstempel wird hier durch einen Kurbelmechanismus auf- und abbewegt. Da der Hub, der gleich dem doppelten Kurbelradius ist, meist nur gering ist, verwendet man meist statt einer eigentlichen Kurbel nur einen exzentrischen Zapfen, der Hub ist dann gleich der doppelten Exzentrizität. Statt der schwingenden Schubstange verwendet man auch die sog. Kreuzschleife, der Stößel ist mit Schlittenführung versehen, der exzentrische Zapfen wirkt auf ihn durch eine in einem Schlitz des Stößels seitlich um die Exzentrizität nach rechts und links verschiebbare Nuß. Da der Preßstempel bei den Exzenter- und Kurbelpressen beim Aufgange leer geht, so erhält man an der Antriebswelle ein sehr ungleichmäßiges Drehmoment. Um dies auszugleichen, bringt man ein Schwungrad an, das bei neueren Pressen lose auf der Antriebswelle sitzt und erst in dem Augenblick mit der Arbeitswelle gekuppelt wird, in dem der Stempel auf das Preßwerk wirkt.

Zur Erzeugung der höchsten Preßdrucke verwendet man die hydraulischen und die dampfhydraulischen Pressen. Die hydraulische Presse (Abb. 186) besteht aus einem Zylinder mit Kolben auf den Druckwasser wirkt. Bei den gewöhnlichen hydraulischen Pressen wird das Druckwasser durch eine Pumpe geliefert. Um das Druckwasser schneller liefern zu können, läßt man die Pumpe nicht nur während der Pressung, sondern ständig arbeiten und speichert das Druckwasser in Akkumulatoren auf, das sind Zylinder, deren Kolben durch ein Gewicht (alte Eisenbahnschienen, Masseln, Behälter mit Schwergespät u. dgl.) dem Preßdruck entsprechend beschwert ist. In den Arbeitspausen der Presse wird dieser Kolben durch das Druckwasser gehoben, während der Pressung sinkt er, Wasser nach der Presse drückend, herab. Abb. 186 zeigt eine hydraulische Seierpresse mit Vordrucker und einem Seier von G. Luther A. - G. Braunschweig. Bei dieser für kleinere Leistungen bestimmten Presse bleibt der Seier in der Presse stehen und wird während der Pressung durch einen verschiebbaren Stempel verschlossen. Beim Füllen des Seiers und beim Ausstoßen der Kuchen ist der Verschlußstempel zurückgeschoben, so daß die Seieröffnung freiliegt. Das Ausstoßen der Kuchen erfolgt durch den Kolben der Presse,

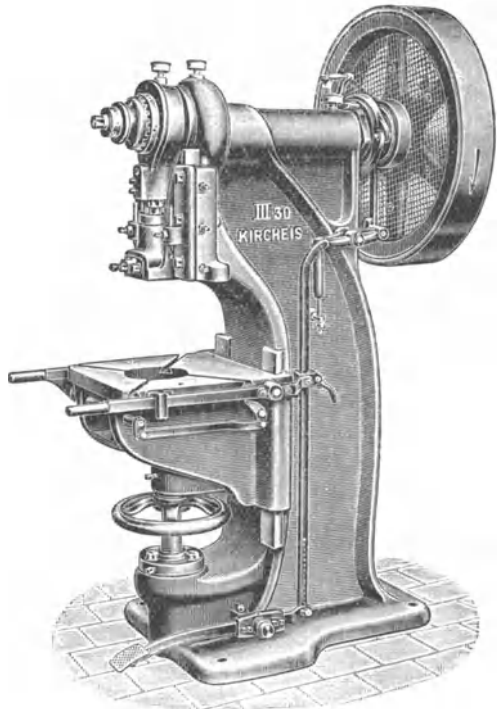


Abb. 185. Exzenterpresse (E. Kircheis, Aue).

indem man ihn unter Druck setzt und nach oben ansteigen läßt. Die Kuchen werden hierbei aus dem Seier herausgedrückt und können oben abgenommen werden. Zum Vordrücken des Materials ist in dem Kopfstück eine Vordruckpresse eingebaut.

Das Einfüllen des Preßgutes erfolgt durch ein Füllmaß, das unter der Wärmfanne angebracht ist und die Füllung für einen Kuchen enthält. Während der Füllung läßt man den Kolben so weit wieder zurückgehen, bis der Seier angefüllt ist, hierauf wird der Verschlußstempel wieder nach vorn geschoben und der Seier damit verschlossen. Die Wärmfanne ist mit der Presse direkt verbunden, sie besitzt ein Rührwerk und die erforderlichen Armaturen.

Bei der dampfhydraulischen Presse ist der Tauchkolben von kleinem Querschnitt, der das Druckwasser liefert, unmittelbar mit einem

Scheibenkolben von großer Fläche verbunden, auf den der Dampf drückt. Ist p_d der Dampfdruck und p_w der Wasserdruck pro ccm, so ist

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot p_w = \frac{\pi D^2}{4} p_d$$

oder

$$p_w = p_d \frac{D^2}{d^2}$$

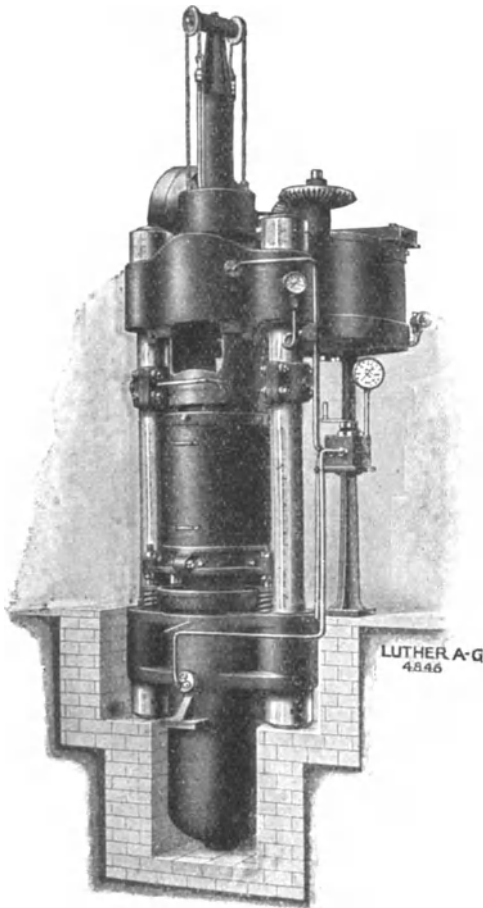


Abb. 186. Hydraulische Seiherpresse.

Wäre also beispielsweise der Dampfkolbendurchmesser D 5- oder 10mal so groß als der Wasserkolbendurchmesser d , so wäre der Wasserdruck 25- bzw. 100mal so groß, als der Dampfdruck.

Von der Verwendung bei der Metallbearbeitung als Ziehpresse, Präge-, Schmiedepresse und Stanze abgesehen, unterscheidet man Strangpressen, die das Preßgut aus einem Mundstück in beliebigem Profil als fortlaufenden Strang, bei den Dornpressen, bei denen durch einen an dem Preßkolben sitzenden bis ins Mundstück reichenden Dorn ein ringförmiges Mundstück gebildet wird, als Rohr liefern und Trockenpressen, die das Material in Formkästen zusammenpressen. Letztere können natürlich auch für halbtrockenes Material verwendet werden. Für besondere Zwecke werden Preßstempel und Tisch heizbar eingerichtet. Um möglichst schnell

arbeiten zu können, baut man Pressen mit drehbarem Tisch, bei denen mehrere Formen durch periodisches Drehen des Tisches nachrücken und so nacheinander gefüllt, gepreßt und ausgestoßen werden.

In der chemischen Industrie finden Pressen in der Hauptsache zum Auspressen von Ölen u. dgl. und als Tablettenpressen, Pastillenpressen, Seifenpressen usw. Anwendung. Sie haben die Aufgabe, zunächst eine genau bestimmte Menge abzutheilen und diese dann in die gewünschte Form zu bringen

und arbeiten meist automatisch, kleinere Tablettenpressen werden von dem Arbeiter selbst in Bewegung gesetzt.

Die Filterpressen, die die Aufgabe haben, feste von flüssigen Körpern zu trennen, sollen bei den Filtervorrichtungen besprochen werden. Eine zum

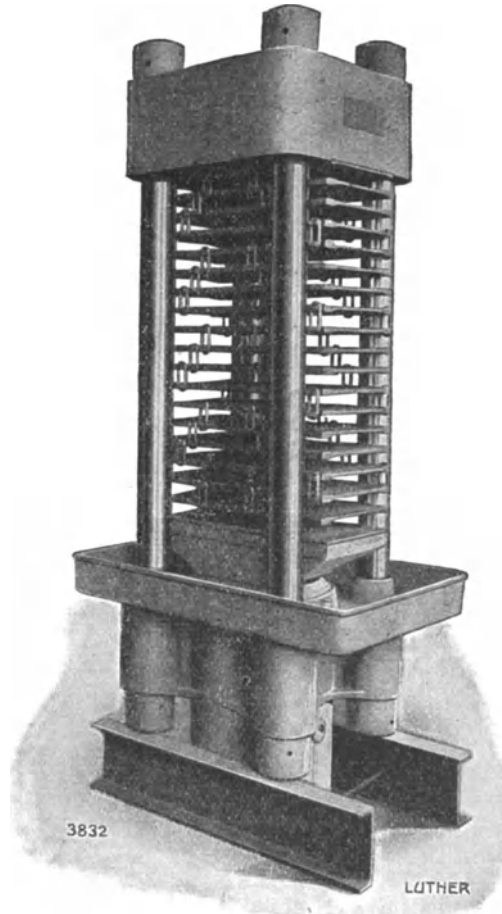


Abb. 187. Etagenpresse, G. Luther AG., Braunschweig.

Auspressen von Ölsaaten u. dgl. verwendete Presse ist die Etagenpresse Abb. 187 (G. Luther A.-G. Braunschweig). Sie hat übereinander aufgehängte Stahlplatten von gewellter oder gerippter Oberfläche, deren Längsseiten erhöht sind, damit sie das Preßgut leichter aufnehmen können. Die Saat wird vorher auf einer Formmaschine genannten Presse geformt und vorgedrückt, dann in ein Preßtuch eingeschlagen und in die Presse eingeschoben.

VII. Die Sondermaschinen und Apparate für die chemische Industrie.

Neben den vorstehend beschriebenen für jeden Fabrikbetrieb wichtigen Maschinen sind in den chemischen Fabriken eine sehr große Anzahl von Sondermaschinen und Apparaten zu finden. Man kann hierzu schon eine Anzahl der früher beschriebenen Maschinen rechnen, z. B. die Pumpen, Kompressoren, Ventilatoren und Luftpumpen, die am Ende des vorigen Abschnitts besprochenen Pressen, soweit sie, wozu oft keine besonderen Bauarten nötig sind, Zwecken der chemischen Industrie dienstbar gemacht werden, auch die Heb- und Transportmaschinen, soweit bei ihnen das gleiche der Fall ist und evtl. der Baustoff den chemischen Einwirkungen der zu bewegenden Stoffe entsprechend gewählt ist. Es gibt aber noch eine außerordentlich große Zahl von Maschinen für ganz besondere Zwecke der chemischen Technik. Alle hier zu behandeln ist nicht möglich, es mögen deshalb nur die wichtigsten Gruppen mit je einigen Vertretern angeführt werden.

Wir können sie in fünf Hauptgruppen einteilen:

- A. Zerkleinerungsmaschinen,
- B. Mischmaschinen,
- C. Maschinen und Vorrichtungen zum Trennen fester und flüssiger Körper,
- D. Maschinen und Apparate zum Schmelzen, Erhitzen, Auflösen, Konzentrieren, Kristallisieren, Extrahieren, Destillieren, Sublimieren und Trocknen.

Die zu dieser Gruppe gehörigen Maschinen und Apparate könnten noch in eine ganze Anzahl von Gruppen eingeteilt werden, kennzeichnend ist für alle die vorwiegende Wirkung von Wärme.

- E. Kältemaschinen und Maschinen zur Verflüssigung von Gasen.

A. Zerkleinerungsmaschinen.

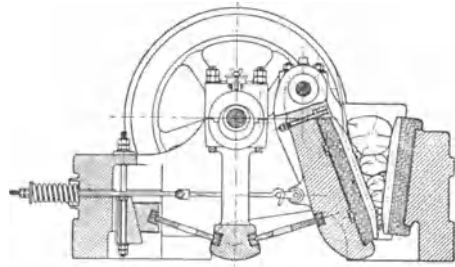
Man unterscheidet Maschinen zum Vorzerkleinern bis etwa Nußgröße, Maschinen zur Herstellung von Schrot und Maschinen zur Herstellung von Mehl. Je nach der erforderlichen Zerkleinerung und der Stückgröße des Ausgangsmaterials erfolgt die Zerkleinerung in einer Maschine oder hintereinander in mehreren Maschinen.

Zum Vorzerkleinern dienen die Steinbrecher, sie bestehen aus zwei Brechbacken aus Hartguß, von denen die eine, gerade, feststeht, während die andere, meist gekrümmte, eine schwingende Bewegung ausführt, wobei sie sich auf der ersten abwälzt, so daß das Material zwischen den Backen zerdrückt wird. Die Brechspalte ist verstellbar. Die bewegte Backe wird durch Exzenterwelle mit Zugstange und Kniehebeln bewegt, wobei die Kniehebel zweckmäßig als leicht auswechselbare Bruchglieder ausgebildet sind, um einen Bruch anderer Teile der Maschinen bei zu starker Beanspruchung durch zu große oder zu feste Stücke zu verhüten.

Unsere Abb. 188 zeigt den Steinbrecher mit Ideal-Brechbacken DRP. für Vor- und Fertigbruch von Joseph Vögele A.-G. Mannheim.

Bekanntlich bricht man ein großes Materialstück um so leichter, je weiter auseinander seine Unterstützungspunkte, auf welchen das Stück zu brechen ist, gelegt werden. Deshalb wird durch die in größerem Abstand voneinander befindlichen höheren Zähne das Material vorgebrochen, durch die engerstehenden niedrigeren Zähne fertiggebrochen. Dadurch, daß die Vorbrechzähne nach unten zu auf die gleiche Höhe und Teilung wie die Fertigbrechzähne auslaufen, wird ein gleichmäßiger, enger Austrittsspalt erzielt.

Der Luthersche Kegelschneidwerkzeug (Abb. 189) besteht aus einem vom Fuß-, Mantel- und Trichterstück gebildeten Gehäuse und der darin befindlichen Brechachse mit dem eigentlichen Brechkörper, dem Brechkegel. Die Brechachse ist oben in dem Trichterstück pendelnd aufgehängt und unten in einer exzentrisch gebohrten Stahlgußbüchse beweglich gelagert, so daß sie bei der Drehung dieser Büchse eine kreispindelartige Bewegung erfährt. Hierbei nähert sich der auf der Brechachse befestigte Brechkegel nacheinander jedem Punkte des in den Mantel eingelegten Brechringes und entfernt sich darauf wieder von demselben. Die Gesteinsstücke lagern sich auf der konkaven Mantelfläche nur mit den Enden, so daß sie vom Brechkegel in der Mitte leicht gespalten werden. Die an sich schon hohe Gleichmäßigkeit des Produkts wird noch erhöht, wenn man dem Brechmaul statt geraden geschwungene Querschnittform gibt.



Brechweise bei gewöhnlichen Brechbacken

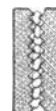
Brechweise bei Patentbrechbacken

Brechmaul oben Vorbruch



Brechmaul oben Vorbruch

Brechmaul unten Fertigbruch



Brechmaul unten Fertigbruch

Abb. 188. Steinbrecher mit Idealbrechbacke DRP. für Vor- und Fertigbruch. (Jos. Vögele AG., Mannheim.)

Zur Herstellung von Schrot verwendet man je nach dem Material Maschinen verschiedener Art, Walzwerke, Kollergänge, Schraubmühlen, Pochwerke, Glockenmühlen, Schleudermühlen und Exzelsiormühlen.

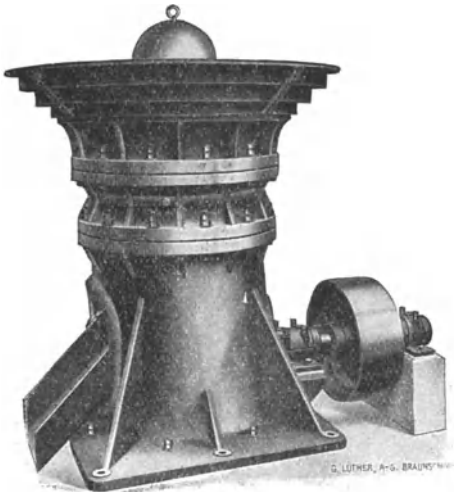


Abb. 189. Kegelbrecher von G. Luther, Braunschweig.

Bei den Walzwerken (Abb. 190) ist eine Walze fest gelagert, sie wird von einem Vorgelege aus angetrieben, die andere durch Pufferfedern, die Brüche verhindern, angedrückte, wird von der ersten durch Zahnräder mitgenommen. Die Walzen sind glatt oder geriffelt, das Material wird meist durch ein Rüttelwerk aufgegeben. Um zu große oder zu harte Stücke stufenweise zu zerkleinern, ordnet man zwei (Abb. 191) oder drei Walzenpaare übereinander an. Walzen, die bei gleichen Durchmessern verschiedene Umdrehungszahlen haben, kombinieren die zerdrückende mit einer zerreibenden Wirkung. Je nach der Härte und Zähigkeit des Aufgabegutes finden verschieden gezahnte, geriffelte oder glatte Walzen Anwendung.

Hierzu bemerkt G. Polysius-Dessau folgendes:

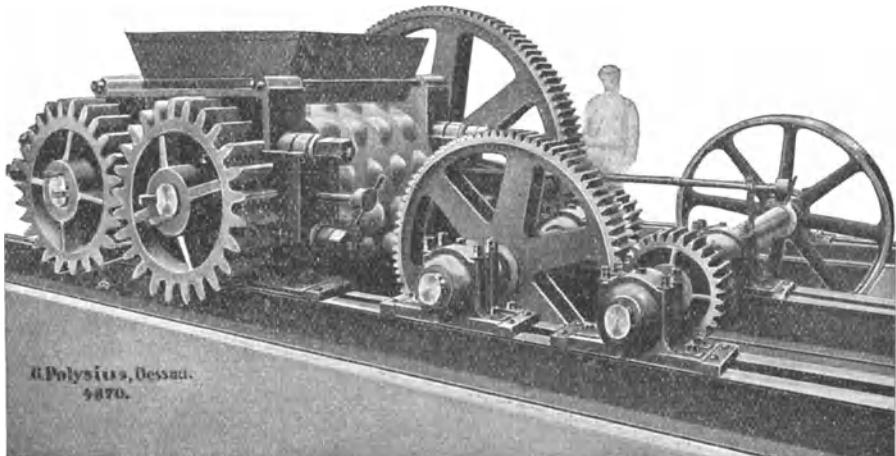


Abb. 190. Einfaches Walzwerk.

Abb. 192. Brechwalzen mit Brechwülsten und Schneiden sind zur Grobzerkleinerung sehr großstückigen Bruchmaterials, wie Kalkstein für Ring-, Schacht- oder Hochofenbetriebe, oder zur Vorzerkleinerung von Kalkstein, Anhydrit usw. für chemische Zwecke zu verwenden. Die Brech-

wülste der einen Walze arbeiten auf die Lücken zwischen den Wülsten der anderen Walze und üben bei dieser Anordnung auf das Brechgut eine zersprengende Wirkung aus. Die Zerkleinerung vollzieht sich hierbei unter möglichster Vermeidung von Grießanfall.

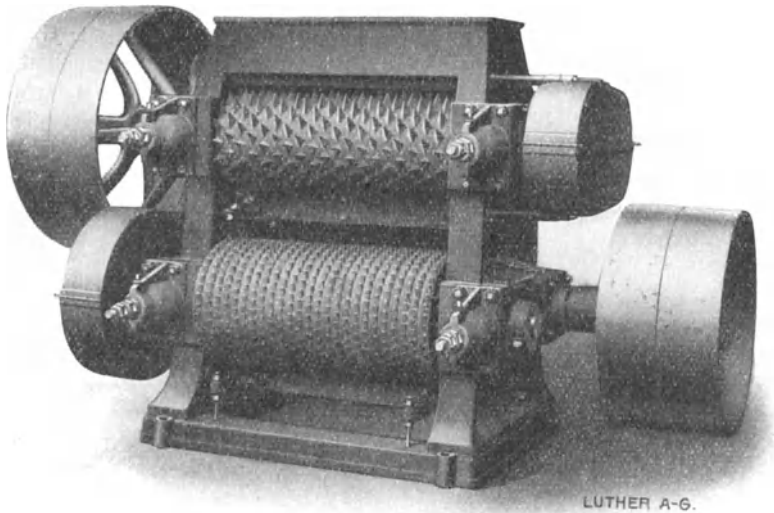


Abb. 191. Walzwerk mit zwei gezahnten Walzenpaaren.

Abb. 193. Brechwalzen mit Reißzähnen üben eine zerreißende Wirkung aus und dienen zur Zerkleinerung von größerem, mäßig hartem Material, wie Förderkohle, Ölkuchen, Asphalt usw.

Abb. 194. Tonwalzen eignen sich zum Zerkleinern mittelharter, feuchter und schlüpfriger Stoffe, wie Mergel, Rohkreide und besonders Ton. Je nach der Beschaffenheit des Materials richtet sich die Länge und der Abstand der Zähne.

Abb. 195. Brechwalzen mit Spitzen und Schneiden sind so angeordnet, daß die Spitzen der einen Walze den Schneiden der anderen gegenüberstehen. Das Material wird zersprengt, so daß eine Grießbildung möglichst vermieden wird. Diese Walzen sind geeignet zur Zerkleinerung von Koks, Steinkohle, Salz usw.

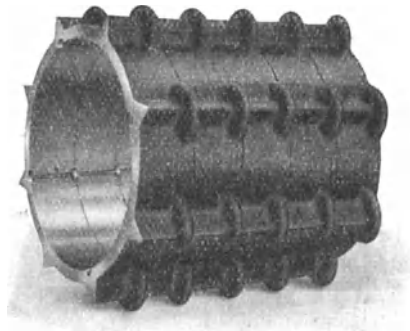


Abb. 192. Walze mit Brechwülsten.

Abb. 196. Walzen mit Feinzahnung ergeben ein mit Schrot und Mehl vermischtes Mahlerzeugnis, eignen sich daher zur Zerkleinerung von Kreide, Asphalt, Salz, Zucker, Gips, zum Vorbrechen von Knochen, Ölkuchen usw.

Abb. 197. Geriffelte Walzen erfassen infolge der schräg verlaufenden Riffelung selbst größere Stücke und ergeben ein mit Grieß und Mehl vermischtes Erzeugnis. Sie sind deshalb besonders für mittelhartes Material, wie Chamotte, Kalkstein, Ton, Chemikalien usw. geeignet.

Abb. 198. Glatte Walzen. a) Glatte Brechwalzen aus Kokillenhartguß dienen zur Zerkleinerung von härteren Gesteinen, z. B. Marmor, Kalkstein, Zementklinker, Schwerspat, Erze, Schlacken usw. Das zerbrochene Gut ist mit Grieß und Mehl reichlich vermisch, weshalb diese Walzen besonders zum Vorschrotten für Feinmahlapparate Verwendung finden. — b) Glatte Quetschwalzen mit rauher Oberfläche, in Sand gegossen, sind zum Quetschen von Leinsamen, ölhaltigen Samen, Raps, Rübsen, Kopra usw. geeignet.

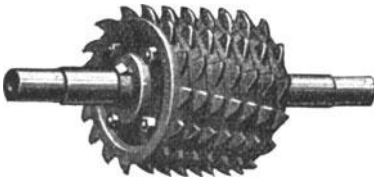


Abb. 193. Walze mit Reißzähnen.

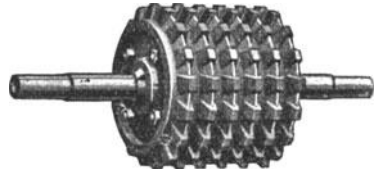


Abb. 194. Tonwalze.

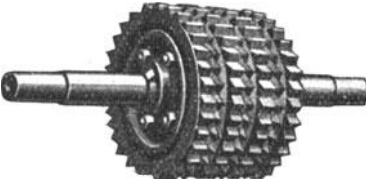


Abb. 195. Walze mit Spitzen und Schneide.

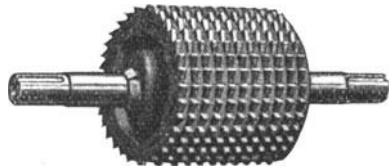


Abb. 196. Walze mit Feinzahnung.

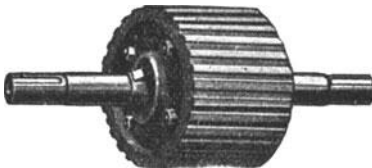


Abb. 197. Geriffelte Walze.

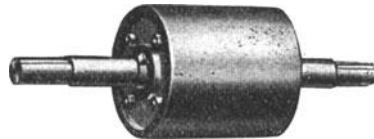


Abb. 198. Glatte Walze.

Die gezahnten oder geriffelten Walzen bestehen aus einem gußeisernen Walzenkörper und einem darüber geschobenen, mit Schrauben befestigten Walzenmantel aus bestem Kokillenhartguß. Der Walzenmantel, der mit der erforderlichen Zahnung oder Riffelung versehen ist, besteht bei gezahnten Walzen aus einzelnen Walzenringen, bei geriffelten indes aus einem Stück. Die glatten Walzen werden je nach dem Verwendungszweck in bestem Kokillenhartguß oder in Sand gegossen.

Die Kollergänge haben zwei Läufer oder Kollersteine aus Hartguß, die an Hebeln so befestigt sind, daß sie sich unabhängig voneinander heben und senken können, sie laufen auf einer tellerförmigen Hartgußbahn. Entweder werden die Läufer durch eine senkrechte Welle angetrieben (Abb. 199) oder die auf Laufrollen gestützte Bahn wird durch Zahnkranz und Zahnrad

in Umdrehung gesetzt (Abb. 200). Man unterscheidet Trockenkollergänge und Naßkollergänge, bei denen das Material unter Wasser vermahlen und mit diesem fortgeführt wird. Abb. 201 zeigt einen Naßkollergang des Krupp-Grusenwerks Magdeburg mit unterem Antrieb.

Der Kollergang (Abb. 200) von Joseph Vögele A.-G. Mannheim hat rotierende Mahlbahn, die Läuferachse ist in ihren an den Ständern angeschraubten Führungen verschiebbar und stark beweglich gelagert, so daß den Läufern bei ihrer springenden Arbeitsweise die notwendige Beweglichkeit gesichert ist. Die Läufer erhalten auswechselbare Hartgußläuferringe, der Teller, auf welchem sie laufen, Hartgußbahn. Im Teller sind am äußeren Umfang, also außerhalb der Kollerbahn, Siebplatten eingelegt, denen das gekollerte Material durch ein Scharrwerk zugeführt wird.

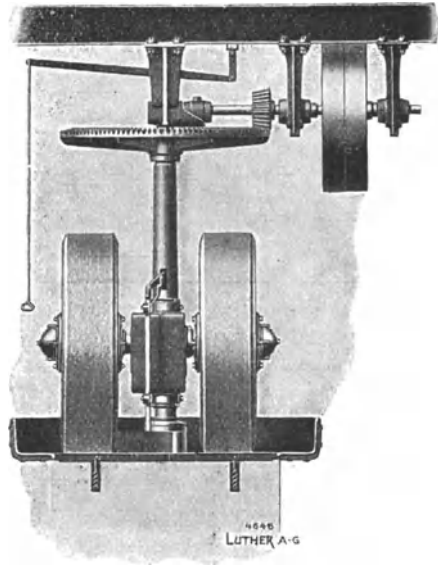


Abb. 199 Kollergang.

Ein unter dem Siebfeld angebrachter ringförmiger Trog fängt das durchgesiebte Mehl auf und Mitnehmerschaufeln, welche am rotierenden Teller angeschraubt sind, führen es nach einer Austragsöffnung des Troges.

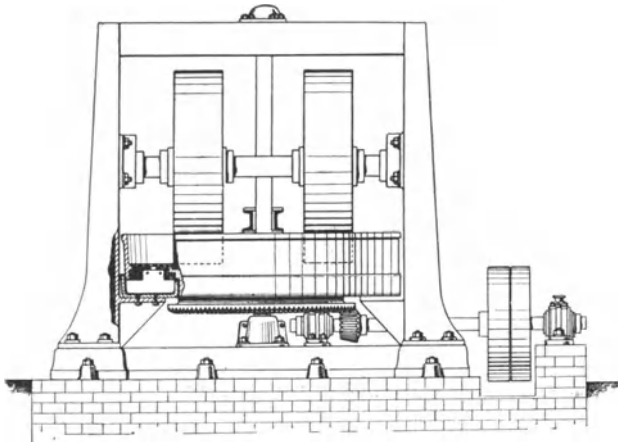


Abb. 200. Kollergang mit rotierendem Teller (Jos. Vögele AG., Mannheim).

Das Scharrwerk im Teller sitzt verstellbar an feststehenden Quereisen, welche mit den Ständern in Verbindung stehen, und zwar derart, daß es das von einem Kollerläufer verarbeitete Material zum Teil über die Siebfelder

zur Absiebung hinstreicht, das nicht genügend Feine immer wieder der Kollergangsbahn zuführt, so daß es vom nächsten Läufer vermahlen wird. Die Schraubenmühlen oder Brechschnecken bestehen aus einer halb

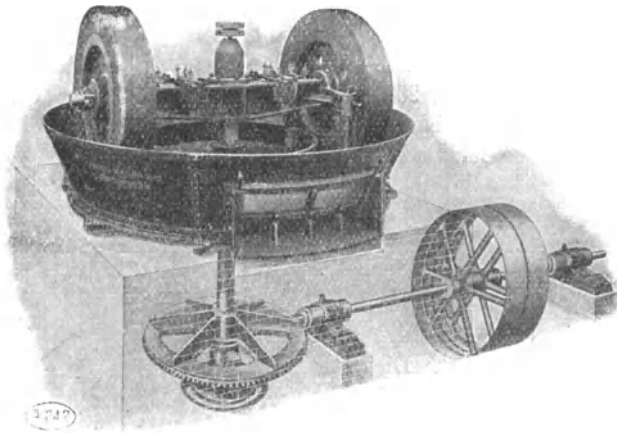


Abb. 201. Naßkollergang.

rechts-, halb linksgängigen Hartgußschnecke, welche in einem Kasten rotiert, dessen Boden ein verstellbarer Rost aus Stahlgußstäben bildet. Die Schnecke drückt das Material gegen den Rost, durch dessen Spalten es nach der Zerkleinerung herabfällt. Die Schraubenmühlen liefern ein Produkt von 10 bis 15 mm Korngröße neben Grieß.

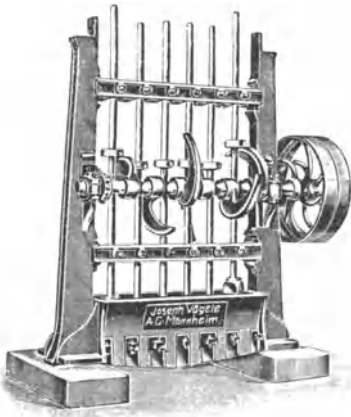


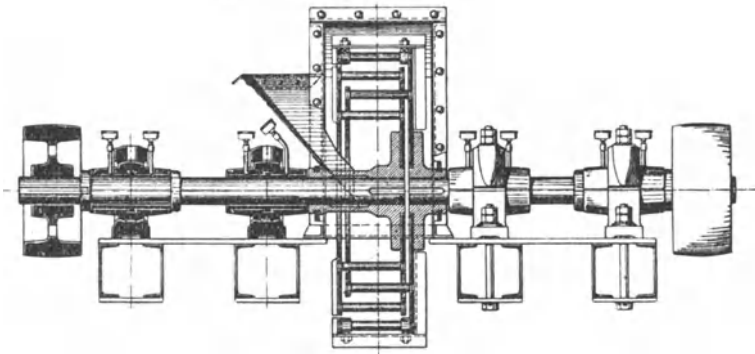
Abb. 202. Pochwerk
(Jos. Vögele AG., Mannheim)

Die Pochwerke bestehen aus einer Anzahl Pochstempel aus zähem Eisen mit Hartgußschuhen (Abb. 202), die von einer gemeinsamen Welle durch gegen einander versetzte Daumen gehoben werden und durch ihr Eigengewicht herabfallen. Die Sohle ist entweder als Rost ausgebildet, durch dessen Spalten das zerkleinerte Material fällt oder sie ist treppenförmig ausgebildet, so daß das Material nach und nach den verschiedenen Stempeln zugeführt wird.

Pochwerke eignen sich nur für harte Materialien, während die Steinbrecher, Walzwerke und Kollergänge für harte und weiche Materialien Verwendung finden können. Nur für weichere Materialien sind die nachstehend beschriebenen Zerkleinerungsmaschinen geeignet.

Die Glockenmühlen bestehen aus einem innen geriffelten schwach konischen feststehenden Mantel und einem sich drehenden gleichfalls geriffelten Konus, der stärker konisch ist, als der Mantel, so daß der Zwischenraum zwischen beiden nach unten immer enger wird. Das Material wird bis

auf Faustgröße vorzerkleinert oben aufgegeben und verläßt die Mühle mit 2 bis 3 mm Korngröße, teilweise schon als Grieß und Mehl. Mantel und Konus sind aus Hartguß, die Riffeln können nachgeschärft werden. Zerkleinerung zu Grieß bei hoher Leistungsfähigkeit erzielt man mit Schleudermühlen oder Desintegratoren (Abb. 203). Sie bestehen aus zwei mit bis zu 1000 Umdr/Min. entgegengesetzt rotierenden Scheiben, auf denen zwei bis drei Reihen von Stahlstiften sitzen (Stiftenkörbe), die Stifte des einen Korbes befinden sich in dem Zwischenraum zwischen den Reihen des anderen. Das durch einen Fülltrichter in der Mitte aufgebene Material wird durch



die Zentrifugalkraft nach außen geschleudert und durch die entgegengesetzt rotierenden Stifte zerkleinert. Abb. 203 zeigt eine Schleudermühle der Maschinenbauanstalt Humboldt, Köln-Kalk im Schnitt und Seitenriß. Abb. 204 läßt die Bewegung des Materials (a) und somit die Wirkungsweise erkennen. Der hohen Umdrehungszahl wegen müssen diese Maschinen sorgfältig bedient und instandgehalten werden. Bei den Disintegratoren oder Schlagstiftmaschinen vom Krupp-Grusonwerk rotiert nur eine Stiftenscheibe, die andere ist am Maschinengestell befestigt.

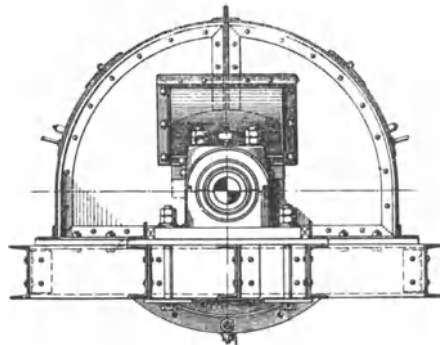


Abb. 203. Schleudermühle oder Desintegrator (Humboldt).

In ähnlicher Weise wirken die Exzelsiormühlen (Abb. 205) vom Fr. Krupp-Grusonwerk in Magdeburg. Die vertikalen Mahlscheiben a, b, von denen eine (a) feststeht, die andere (b) rotiert, sind mit Zähnen von dreieckigem Querschnitt besetzt, so daß jede Zahnreihe der einen Scheibe in der Furche der anderen Scheibe rotiert. Der Scheibenabstand ist verstellbar, außerdem sind die Scheiben auf beiden Seiten verzahnt, so daß sie nach Abnutzung umgedreht werden können. Ein unterhalb des Aufgabetrichters

befindlicher Regulierring f regelt die Materialzufuhr. Zwischen Aufgabetrichter und Regulierring können Brechwalzen zur Vorzerkleinerung eingebaut werden. Die Exzelsiormühle wird auch als Doppelmühle gebaut.

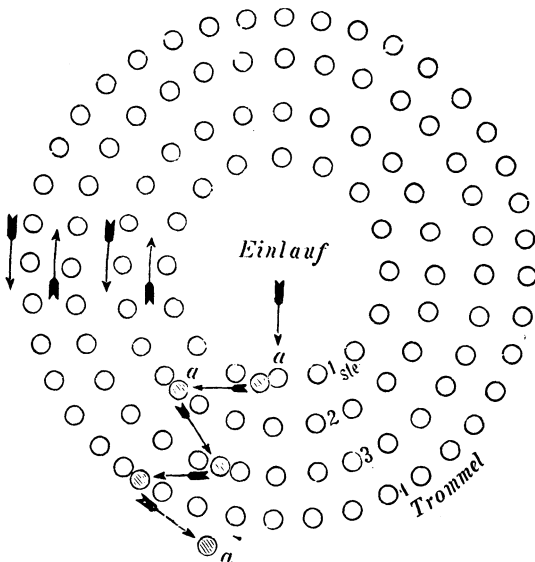


Abb. 204. Wirkungsweise der Schleudermühle (Humboldt).

Da sich die Stifte der Dismembratoren schnell abnutzen, sind diese Maschinen meist von den Exzelsiormühlen verdrängt worden. Eine den Dismembratoren ähnlich wirkende, aber sehr sorgfältig durchkonstruierte Maschine, die die Nachteile der ersteren nicht zeigt, ist die Kaiser-mühle der Maschinenbauanstalt Humboldt-Köln (Schlagkreuzmühle, Desaggregator, Abb. 206), bei der das Material

zwischen einem Schlägerwerk und den gezahnten, auswechselbaren Hartgußseitenwänden, sowie am Umfange der Mahlkammer eingesetzten vierkantigen Stahlstäben zerkleinert

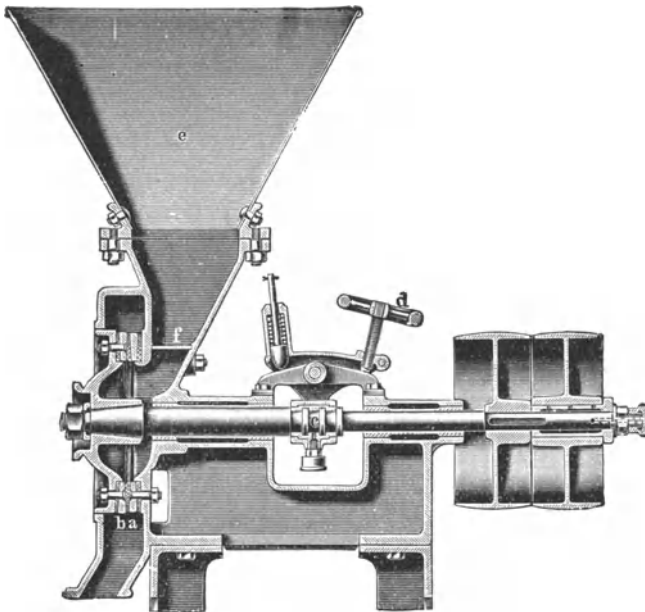
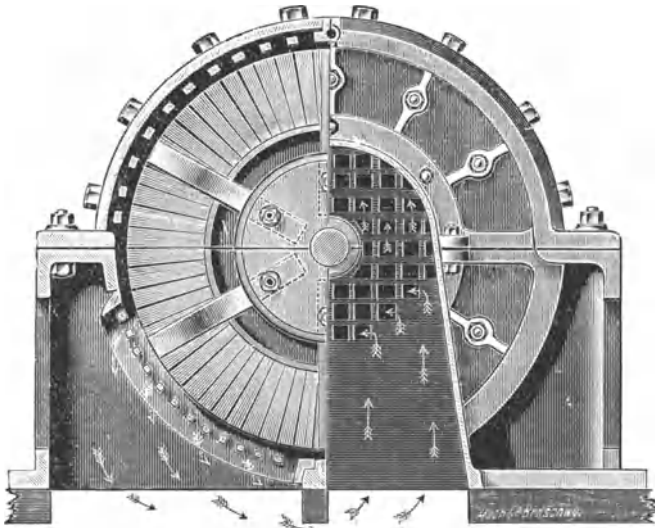


Abb. 205. Exzelsiormühle (Krupp-Grusonwerk).

wird. Letztere können, wenn eine Kante abgenutzt ist, mit einer Viertelumdrehung wieder eingeschraubt werden, so daß man alle vier Kanten

ausnutzen kann. Das zerkleinerte Material fällt durch die Mahlkammer nach unten in abschließende Siebe. Die Zentrifugalkraft erzeugt gleichzeitig einen durch die Pfeile angedeuteten Luftstrom, der das feine Material



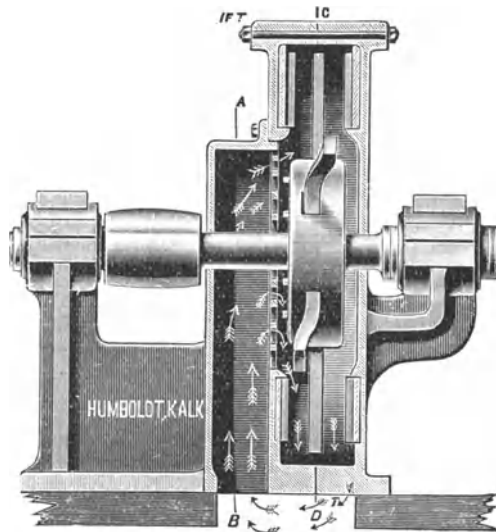
Schnitt durch C—D.

Schnitt durch A—B.

aus der Mahlkammer fortführt und dann in den Kreislauf zurückkehrt.

Zur Zerkleinerung von Stücken von über Kopfgröße bis zur Grießfeinheit dient die Hammermühle von G. Luther in Braunschweig (Abb. 207) bzw. die Donarmühle von Felner und Ziegler, Frankfurt a. M.

Die pendelnd aufgehängten Schläger sind reihenweise angeordnet; sie stellen sich beim Ablauf der Maschine radial ein und können durch diese Anordnung härteren Stücken, die sich beim ersten Schläge nicht sofort zerkleinern lassen, ausweichen. Letztere werden dann von den nachfolgenden Hammerschlägen vollständig zerkleinert. Wenn die Schläger abgenutzt sind, können sie durch die in der Nabe exzentrisch angeordneten Bohrlöcher mehrere Male nachgestellt werden.



Schnitt durch die Mitte.

Abb. 206. Kaisermühle (Humboldt).

Der aus kräftigen Stahlstäben gebildete Rost ist an der dem Einlauf gegenüberliegenden Seite aufgehängt, während er an seinem anderen Ende lose auf einer Platte aufliegt, die der Maschine als Schutzvorrichtung dienen soll, für den Fall, daß größere Eisenstücke in den Mahlraum der Maschine gelangen, die durch den Spalt des Rostes nicht hindurchgehen. Durch die Gewalt der Schläger soll die Platte abgeseuert werden, so daß der Rost sich senken und der Fremdkörper entweichen kann.

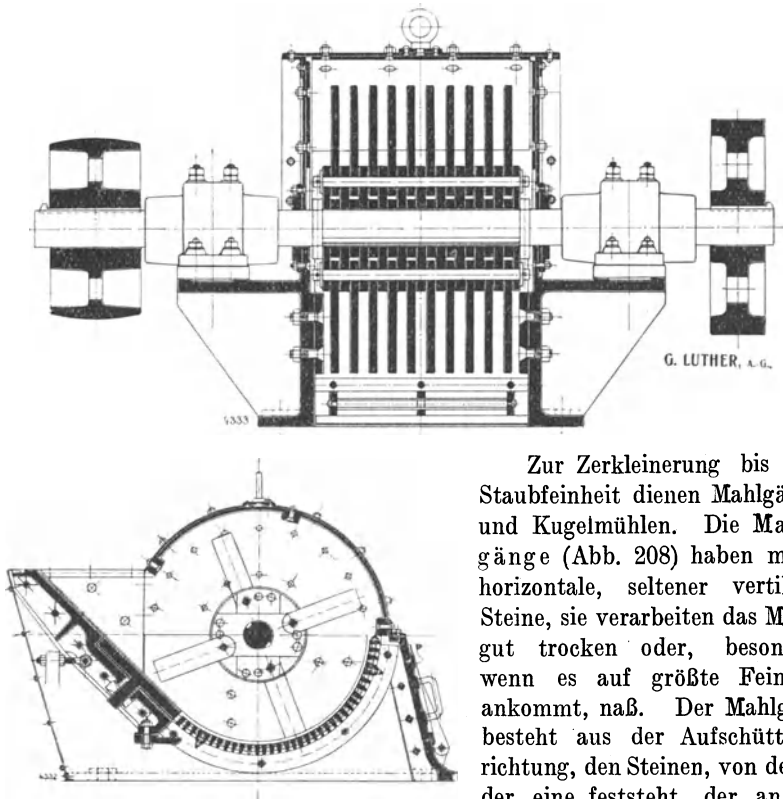


Abb. 207. Hammermühle (Luther).

Zur Zerkleinerung bis zur Staubfeinheit dienen Mahlgänge und Kugelmühlen. Die Mahlgänge (Abb. 208) haben meist horizontale, seltener vertikale Steine, sie verarbeiten das Mahlgut trocken oder, besonders wenn es auf größte Feinheit ankommt, naß. Der Mahlgang besteht aus der Aufschüttvorrichtung, den Steinen, von denen der eine feststeht, der andere durch eine Welle, das „Mühl-eisen“, an der er durch die „Hau“ befestigt ist, in Umdrehung versetzt wird und der Steinstellung, mit der man die Entfernung der Steine verstellen kann. Das Mühl-eisen ist in einem Spur- und einem Halslager gelagert. Von den Aufgabevorrichtungen ist der Rüttelschuh für größere Mengen und grobe Stücke, der Walzenaufgeber, der das Material durch mit Rillen versehene Walzen zuführt, für Material bis zu Haselnußgröße und kleinere Mengen vorzuziehen, daneben sind noch Sonderkonstruktionen besonders für staubfreie Beschüttung in Anwendung.

Der bewegliche Stein heißt Läufer, ist der untere Stein beweglich (Unterläufer), so fällt das Mahlgut auf den Läuferstein, wird durch die Zentrifugalkraft schnell nach unten gezogen und zwischen den Steinen kräftig aus-

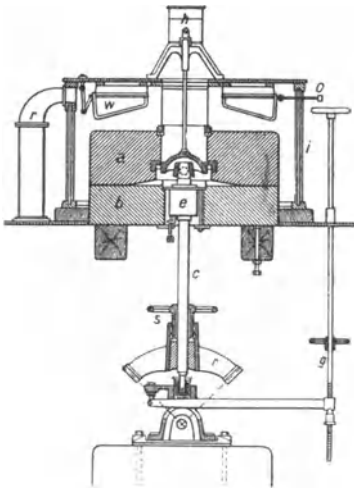


Abb. 208. Mahlgang.

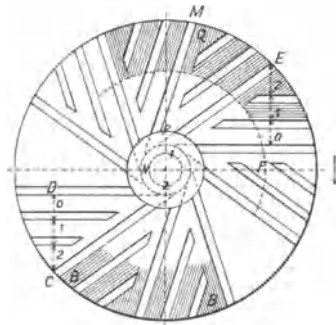


Abb. 209. „Schärfe“ eines Steines.

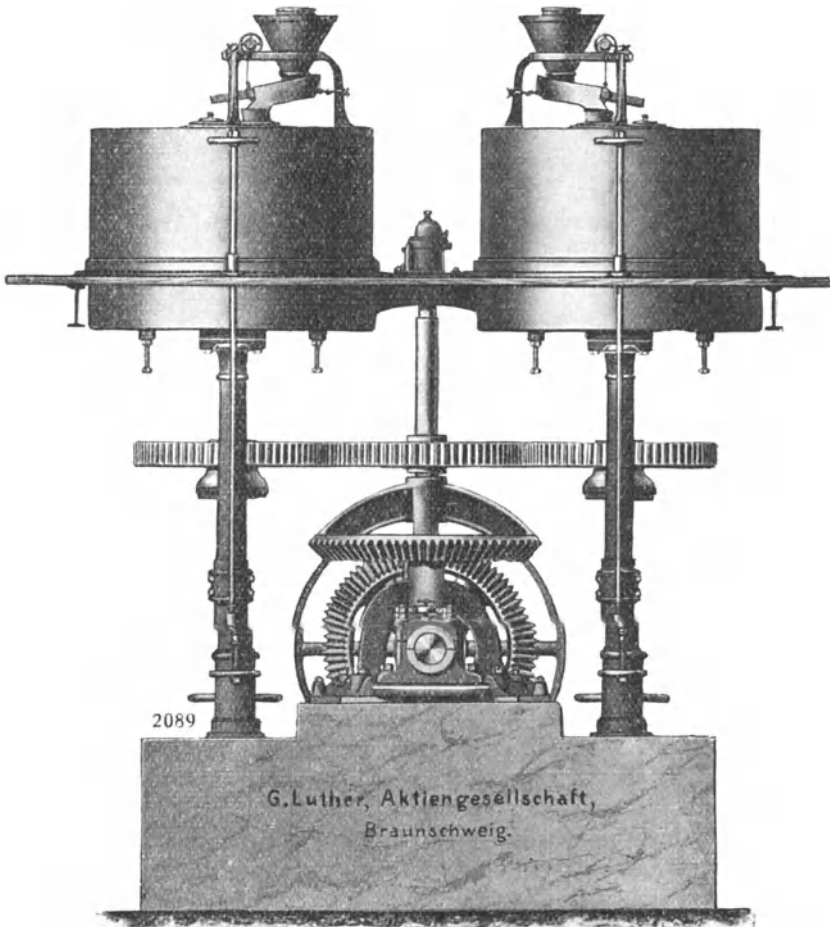
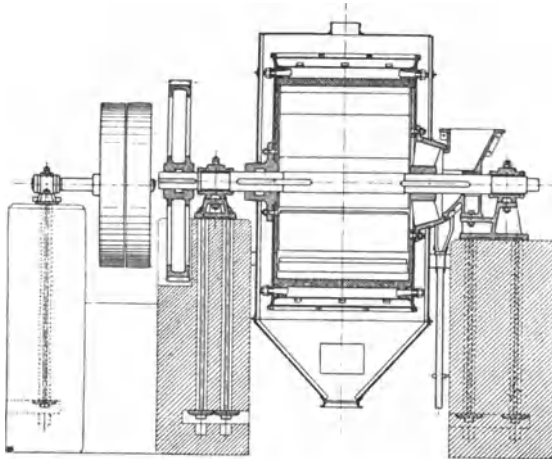


Abb. 210. Oberläufer-Mahlgang in Gruppeneinstellung.

geworfen, man erzielt dabei eine hohe Leistung und sehr feine Vermahlung. In der Müllerei sind die Oberläufer gebräuchlicher. Mahlgänge mit vertikalen Steinen haben drei Steine, von denen die beiden äußeren feststehen, während der mittlere auf der Welle sitzende sich dreht. Sie sollen sich durch geringen Kraftbedarf und geringeren Platzbedarf auszeichnen und da ein Verstellen



des Steinabstandes durch Warmwerden der Spindel nicht eintritt, ein sehr gleichmäßiges Mahlgut liefern. Die Mühlsteine müssen genau eben gehalten und mit Furchen versehen sein (Abb. 209), die das Mahlgut zerkleinern, zum Umfang befördern und gleichzeitig Luft zwischen die Mahlflächen führen. Die zwischen den Furchen stehenblei-

benden „Balken“ werden aufgeraut. Die Einteilung der Steinfläche in Furchen und Balken nennt man die „Schärfe“ der Steine.

Abb. 210 zeigt zwei Luthersche Oberläufer-Mahlgänge in Gruppenaufstellung.

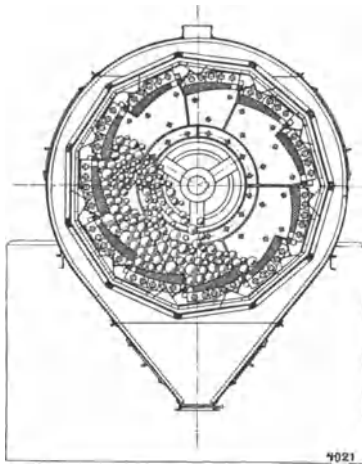


Abb. 211. Kugelmühle
(G. Luther. Braunschweig).

Die Kugelmühlen bieten den Vorteil, daß man Material von mehr als Faustgröße bis zum feinsten Mehl zerkleinern kann, daß also besondere Maschinen zur Vorzerkleinerung entbehrlich werden, auch sind die Anschaffungs- und Betriebskosten gering, ebenso der Platzbedarf. Im wesentlichen bestehen die Kugelmühlen aus einer rotierenden Trommel, in die das Material mit einer Anzahl Stahlkugeln, die es bei der Rotation zerschlagen

und zerreiben, gebracht wird. Während bei den einfachsten Kugelmühlen der ganze Inhalt, also Mahlgut und Kugeln nach dem Mahlen durch Öffnen eines Verschlußdeckels entleert wird, ist bei besseren natürlich auch teureren Bauarten die rotierende Trommel mit Löchern oder Schlitzen versehen, durch die das Mehl durchfällt, die rotierende Trommel von einem feststehenden Mantel, dazwischen oft noch von einem Sieb, welches Mehl und Gries trennt und evtl. noch einem feineren Sieb umschlossen. Dieser Mantel ist unten

nach einer durch einen Schieber verschlossenen Öffnung hin zusammengezogen, so daß man das Mahlgut gesiebt entnehmen kann, ohne die Kugeln mit entleeren zu müssen. Die Grieße werden durch Blehschaufeln in die Trommel zurückbefördert. Die Zuführung des Materials geschieht durch die schiffschraubenartig durchbrochene Seitenwand, wodurch ein Herausspringen der Kugeln in den Fülltrichter verhindert wird. Große Trommeln können durch ein Mannloch bestiegen werden. Nach der Drehrichtung unterscheidet man rechte und linke Kugelmühlen. Die Kugeln haben 30 bis 160 mm Durchmesser, um die Verminderung des Kugelgewichts durch Verschleiß auszugleichen, füllt man große Kugeln nach, da die anderen ja durch den Verschleiß kleiner werden. In den Kugelmühlen treten Temperatursteigerungen bis zu 75° auf, es ist deshalb wichtig, daß die Mahlbahn sich entsprechend ausdehnen kann. Dies ist z. B. bei der in Abb. 211 dargestellten Kugelmühle der G. Luther A.-G. in Braunschweig der Fall, die mit und ohne Siebe geliefert wird.

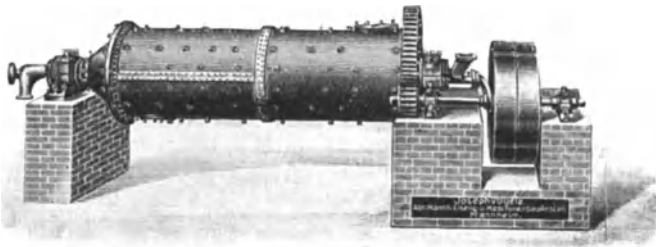


Abb. 212. Rohrmühle (Jos. Vögele AG., Mannheim).

Solche Kugelmühlen werden bis 3 m Durchmesser und 5000 kg Kugelgewicht ausgeführt.

Bei den sog. Rollmühlen wirken die Kugeln nicht durch ihre Schwere, sondern durch die Zentrifugalkraft. Sie werden durch einen Speichenkranz auf einer Rollbahn bewegt, das zentral eingeführte Mahlgut wird durch die Speichen gleichfalls gegen die Rollbahn geworfen und hier durch die Kugeln zermahlen. Durch Veränderung der Umdrehungszahl kann man die Zentrifugalkraft der Kugeln und damit die Mahlwirkung verändern. Bei der so wirkenden Kugelmühle mit Windseparation von Gebr. Pfeiffer in Kaiserslautern wird schließlich das feine Mehl durch einen Luftstrom nach oben getrieben und durch einen Ventilator nach außen geschleudert, wodurch Siebe entbehrlich werden.

Bei der Rohrmühle (Abb. 212), einer besonders langen, nicht um eine Achse drehbaren, sondern auf Laufrollen sich drehenden Kugel- oder Flintsteinmühle wird das Material an einem Ende der Trommel aufgegeben und unter der zerkleinernden Wirkung der Mahlkörper allmählich zum anderen Ende geführt.

Kugelmühlen werden außer aus Stahl und Hartguß, für besondere Materialien auch aus Rotguß und Porzellan ausgeführt, ferner gibt man Kugel- und Rohrmühlen statt glatter Wandungen auch wellenförmige Wandungen, um die Mahlarbeit zu erhöhen.

Bei sehr weitgehender Feinzerkleinerung läßt die Leistung der Kugelmühlen zu wünschen übrig, es eignen sich dann besser die Pendelwalzenmühlen, bei denen pendelförmig aufgehängte Walzen durch die Zentrifugalkraft gegen die Mahlbahn gedrückt werden.

Häufig wird die Kugelmühle in Verbindung mit der Rohrmühle angewendet, derart, daß in der Kugelmühle das Material bis zur Grießfeinheit vermahlen wird, dann selbsttätig der Rohrmühle zugeführt wird, die es zu Feinmehl verarbeitet. Erfahrungsgemäß ist bei dieser stufenweisen Vermahlung ein höherer Feinheitsgrad zu erzielen, als bei direkter Vermahlung großer Stücke.

Den Brechwalzwerken ähnlich konstruiert sind die Walzenmühlen, Farbenreibemaschinen usw.

Bis zu kolloidaler Zerteilung zerkleinert die Kolloidmühle, die einem Dismembrator ähnlich ist, in welchem Schläger angebracht sind, die eine von der Mitte einfließende Flüssigkeit zerteilen. Bei der Kolloidmühle sind aber zwei dicht rotierende Schlagwiderstände eingebaut. Die Schläger wirken also auf den festen Teil des Gehäuses wie ein Hammer auf den Amboß. Zu kolloider Zerteilung ist eine Geschwindigkeit der Schlagnaben von mindestens 40 m/sek. nötig, die Zerteilung ist aber noch abhängig vom Verhältnis des Dispersionsgutes zum Dispersionsmittel und zwar um so günstiger je größer dieses Verhältnis ist. Mit Mühlen dieser Art wie die von der Maschinenbauanstalt Humboldt gebaute „Kekmühle“ der Deutschen Kolloid AG. in Hamburg können Stoffe auch trocken vermahlen werden, wobei durch Aufnahme einer reichlichen Luftmenge das Mahlgut so stark abgekühlt wird, daß auch leicht schmelzende und schmierende Stoffe zu feinen Pulver gemahlen werden können. Auch zur Lösung schwer löslicher Stoffe, zur Verarbeitung breiiger Stoffe, zur Extraktion, zur Herstellung von Emulsionen und Gemischen aller Art, zum Homogenisieren von Gemischen wie auch zur Beschleunigung chemischer Prozesse können solche Mühlen mit Vorteil verwendet werden.

Die mit Trocknung verbundene Zerstäubung nach dem Krause-Trocknungsverfahren der Lurgi Ges. für Wärmetechnik in Frankfurt a. M. wird unter „D“ besprochen.

Für einzelne Materialien sind noch eine Reihe von Sonderzerkleinerungsmaschinen in Anwendung, die hier nicht alle beschrieben werden können. Z. B. die Rübenschneider der Zuckerfabriken, die die Rüben in Schnitzel zerlegen und die Holländer der Papierfabriken, die faserige Stoffe zerreißen. Sie bestehen aus einem länglichen ringförmigen Troge, der nach einer mit Messern besetzten Walze hin steigt, hinter der Walze wieder abfällt. Die mit Wasser aufgeschwemmte Masse wird bei der Umdrehung unter die Walze gezogen und zwischen dieser und einem in dem Boden der Rinne sitzenden Gegenstück zerrissen.

B. Mischmaschinen.

Die einfachste Mischmaschine, aus jedem Material herstellbar, ist eine Trommel, die schräg auf der Achse sitzt, so daß das Material bei der Umdrehung sich nicht nur in der Richtung des Umfangs, sondern auch in der

Längsrichtung hin- und herbewegt. Eine sehr gebräuchliche Mischmaschine ist die Mischschnecke, die nicht wie die Transportschnecke einen fortlaufenden Schraubengang bildet, sondern aus einzelnen Flügeln besteht, die so schräg gestellt sind, daß dadurch eine unterbrochene Schraubenlinie entsteht. Bei der Umdrehung werfen die Flügel pulverförmige Körper durcheinander und schieben sie nach und nach vorwärts, so daß sie am Ende des Schneckenrotrs gemischt entnommen werden können. Die Mischung ist bei diesen sog. Polter-schnecken sehr von der gleichmäßigen Aufgabe der Materialien abhängig. Man hat deshalb die Mischschnecken mit Apparaten ausgerüstet, die die zu mischenden Materialmengen genau abteilen und gleichmäßig zuführen. Eine solche Maschine baut die Firma Fr. Krupp-Grusonwerk in Magdeburg.

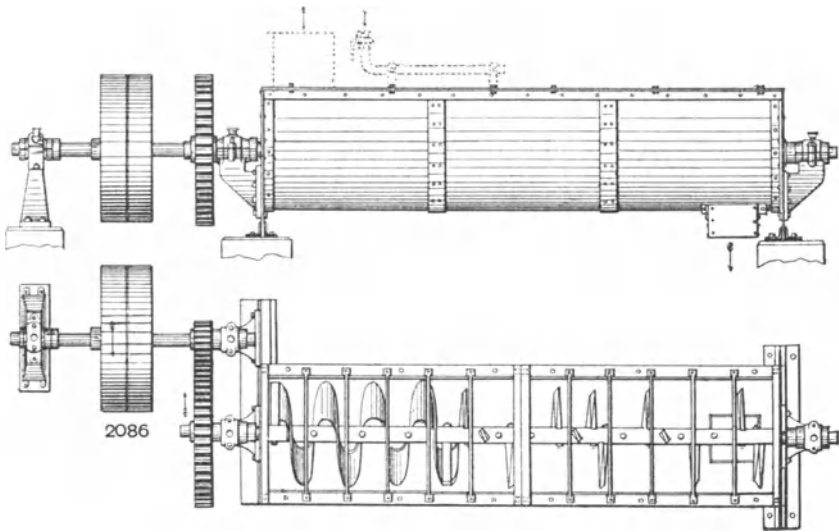


Abb. 213. Misch- und Bewässerungsschnecke (G. Luther AG., Braunschweig).

Abb. 213 zeigt die Misch- und Bewässerungsschnecke der G. Luther A.-G. Braunschweig. In einem kräftigen mit Winkeleisen beschlagenen Troge aus Eisenblech rotiert eine Vierkantwelle, die zur Hälfte mit umlaufendem Schneckenwinde aus starkem Eisenblech, zur anderen Hälfte oder je nach Art des zu mischenden Materials auch ganz mit schräggestellten Mischflügeln versehen ist. Das Schneckenwinde dient hauptsächlich der Beförderung des aufgegebenen Stoffes, während die schräggestellten Flügel dessen innige Mischung besorgen. Damit dem zu mischenden Material Wasser zugeführt werden kann, ist an der Aufgabestelle über dem Troge ein mit feinen Löchern versehenes Rohr angebracht.

Andere Mischmaschinen sind nach Art der Desintegratoren gebaut, das Material fällt in zwei sich mit großer Geschwindigkeit entgegengesetzt drehende mit Stäben versehene Trommeln. Auch hier kommt es auf die gleichmäßige Aufgabe an besten durch automatische Apparate an.

Mischmaschinen anderer Bauart haben an einer Achse befestigte, teilweise durchbrochene Schaufeln von der Gestalt eines steilen Schraubenganges, umschlossen von einer Trommel. Entweder steht die Trommel fest

und die Achse mit den Schraubenflügeln dreht sich, oder diese steht fest und die Trommel dreht sich oder beide drehen sich gegeneinander. Die Trommel wird durch ein Mannloch beschickt und entleert, der Betrieb ist also ein periodischer. In manche dieser Maschinen bringt man auch noch Kugeln ein, um gleichzeitig eine Zerkleinerung zu bewirken.

Mischschaufeln besonderer Art wendet die Firma Werner & Pfeiderer in Stuttgart-Cannstatt an (Abb. 214). Durch die zweckmäßige Sonderform der Schaufeln erzielt man eine außerordentlich gute Mischung und zwar kann die Maschine zum Mischen trockener wie feuchter Körper, also auch als Knetmaschine verwendet werden. Der Trog kann zwecks Entleerung gekippt werden. Die Maschine kann man mit Hilfe eines einfachen Reversierapparats

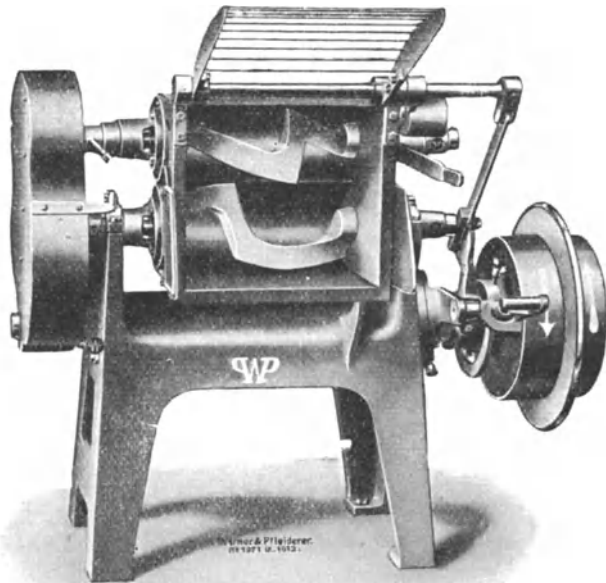


Abb. 214. Mischmaschine von Werner und Pfeiderer, Cannstatt-Stuttgart.
Zur Entleerung gekippt, Schutzdeckel ganz geöffnet.

vorwärts zum Zwecke des Knetens und rückwärts zum Zwecke des Entleerens laufen lassen oder ganz abstellen. Die Firma liefert die Maschinen in verschiedenen Sonderausführungen je nach Art der zu mischenden Materialien.

Alle diese Maschinen eignen sich mehr oder weniger auch zum Mischen von festen und flüssigen Körpern, die Zerkleinerungsmaschinen können teilweise gleichzeitig zum Mischen fester Körper dienen.

Zum Auflösen bzw. Aufschlännen fester in flüssigen Körpern dienen Rührwerke verschiedener Art. Gerührt wird entweder durch an einem Achsenkreuz sitzende Stäbe, auch Ketten und ventilatorähnliche Flügel, im letzteren Falle hat man häufig einen größeren Rührer in der Mitte des Bottichs am Boden und eine Anzahl kleinerer an der Seite, die man teilweise auch ausschalten kann. Das aufgeschlännte Material kann bei periodischem Betrieb seitlich abgelassen werden, bei kontinuierlichem Betrieb fließt

es oben ab. Kontinuierlich arbeitende Mischmaschinen liefern nur bei gleichmäßigen Rohmaterialien eine genügend gleichförmige Mischung.

Es gibt noch recht verschiedenartige Schaufelformen für Mischmaschinen, häufig müssen die Mischtröge auch mit einem Heizmantel oder auch einem Kühlmantel versehen werden, beim Aufschließen mit Säuren muß die Mischmaschine mit Vorrichtungen zum gleichmäßigen Aufgeben der festen Körper und der Säure und zum Abführen schädlicher Gase ausgerüstet sein usw.

Die Abb. 215 bis 219 zeigen eine Anzahl Rührwerke der Joseph Vögele A.-G. in Mannheim, auch die später abgebildeten Kochkessel, Abdampfschalen, Autoklaven usw. sind zum Teil mit Rührwerken ausgerüstet. Abb. 215 zeigt ein offenes Rührwerk mit vertikalen Strombrechern, die in dem oberen den Antrieb tragenden Bügel befestigt sind und schmiedeeisernem Mantel, für Dampfheizung, Abb. 216 ein offenes Rührwerk mit horizontalen, in dem Mantel verschraubten Strombrechern, Abb. 217 ein offenes Rühr- und Mischwerk mit Kühlmantel, das einen zentralen und zwei seitlich angeordnete Rührer hat, die unteren Flügel des zentralen Rührers greifen über die seitlichen über und sind zwischen diesen und dem Mantel nach oben gebogen. Abb. 218 zeigt ein geschlossenes Rührwerk mit gußeisernem Mantel für Dampfheizung, der Rührer ist ein sog. Quirlrührer, er ist im Deckel durch einen Wasser- oder Quecksilberverschluß gedichtet, im Deckel ist außerdem noch eine Hülse zur Einführung eines Thermometers befestigt. Der Antrieb aller dieser Rührer mit vertikaler Achse erfolgt von der horizontalen Welle der Riemenscheibe aus durch ein Kegelradpaar. Abb. 219 zeigt ein horizontales Rührwerk mit direktem Antriebe, die Welle ist in der Trommel zentral gelagert, bei größeren Rührwerken dieser Art liegt die Rührerwelle meist unter der Mitte und wird durch ein Zahnradvorgelege angetrieben.

Bei dem von der Bamag-Meguín A.-G. in Berlin hergestellten Taifunrührwerk wird der Inhalt des Rührgefäßes durch verhältnismäßig kleine Rührflügel in kreisende Bewegung gesetzt, wodurch der Wasserspiegel eine parabolische Gestalt annimmt. Verstellbare Lamellen schälen an den höchsten Stellen die am Rande des Gefäßes aufsteigenden Flüssigkeitsschichten ab und bringen sie zum Zurückstürzen in dessen Mitte. Ein zweiter Kreislauf der bewegten Flüssigkeit erfolgt in der unteren Hälfte des Gefäßes.

Die Mischung zweier Flüssigkeiten erzielt man meist durch Einblasen von Luft in vielen feinen Strahlen (durch mit Löchern versehene Rohre) oder, wo dies zulässig und gleichzeitig eine Erwärmung erwünscht ist, durch Einblasen von Dampf. Im übrigen kann jeder Rührapparat zum Mischen von Flüssigkeiten dienen.

Um Gase mit Flüssigkeiten zu mischen bzw. darin zu absorbieren oder lösen, kann man sie ebenfalls durch die Flüssigkeit blasen oder saugen bzw. die Flüssigkeit in das Gas durch einen Zerstäuber einblasen oder man läßt sie in einem Turm aufsteigen und die Flüssigkeit regenförmig herabfallen oder über eine geeignete sie weitgehend verteilende Füllung mit Steinen, Kugeln, durchlöcherten Platten oder Raschig-Ringen (aufgeschlitzten zylindrischen Ringen) niederfließen. Auch Kaskadenschüsseln kann man einsetzen, die Gase müssen dann die von einer Schüssel zur anderen herabfallende Flüssigkeitsschicht durchdringen.

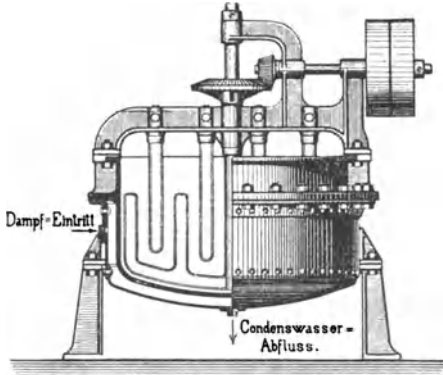


Abb. 215. Offenes Rührwerk mit vertikalen Strombrechern und schmiedeeisernem Mantel für Dampfheizung.

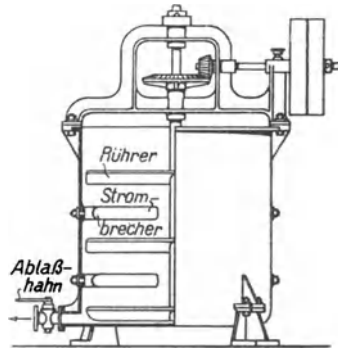


Abb. 216. Offenes Rührwerk mit horizontalen Strombrechern.

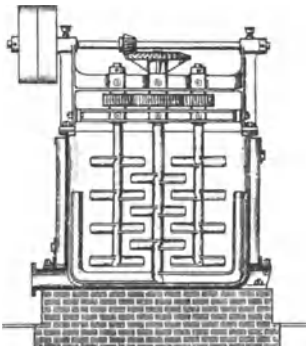


Abb. 217. Offenes Rühr- und Mischwerk mit Kühlmantel.

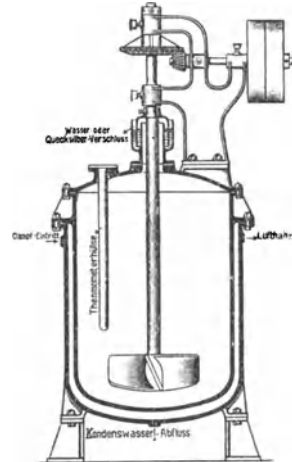


Abb. 218. Geschlossenes Rührwerk mit gußeisernem Mantel für Dampfheizung (Quirlrührer).

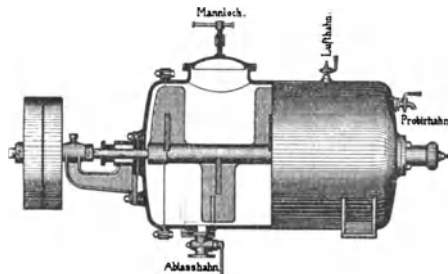


Abb. 219. Horizontales Rührwerk mit direktem Antriebe.

(Jos. Vögele AG., Mannheim.)

Als Beispiel zeigt Abb. 220 einen Reaktionsturm aus Steinzeug der Steinzeugröhrenfabrik G. m. b. H. Muskau in Lugknitz O.-L. Er ist für verschiedene Füllungen zu verwenden, z. B. glatte Röhren, sog. Scheidewandröhren, die durch drei bogenförmige Scheidewände eine größere Oberfläche bieten, als glatte Röhren usw. Je nach Schwere des Füllmaterials werden eine entsprechende Anzahl Lochplatten eingesetzt. Die Abbildung zeigt eine solche in jedem Mittelteil, die Mittelteile werden aber auch ohne die für die Lochplatte bestimmte Tragleiste ausgeführt.

Apparate dieser Art dienen sowohl dazu ein Gas in einer Flüssigkeit zu absorbieren, als auch ein in der Flüssigkeit unlösliches Gas von in ihm enthaltenen Beimengungen zu reinigen, also das Gas zu waschen. Hier ist noch der Ströder-Wäscher, DRP., der Allgem. Vergasungs-G. m. b. H. Berlin-Halensee, der in verschiedenen, den Waschflüssigkeiten angepaßten Baustoffen hergestellt wird, zu nennen. In einem Gehäuse befinden sich zwei gegeneinanderlaufende Wellen auf denen sich gegeneinanderversetzte Scheiben befinden. Diese tauchen mit dem unteren Rand in die Wasch- oder Absorptionsflüssigkeit und zerstäuben diese bei rascher Umdrehung, so daß eine Scheibe einen feinen Flüssigkeitsschleier bildet. Das zu waschende oder zu absorbierende Gas durchströmt den Apparat in der Richtung der Wellen also senkrecht zu den Flüssigkeitsschleiern, wodurch eine ausgezeichnete Reinigung bzw. Absorption erreicht wird.

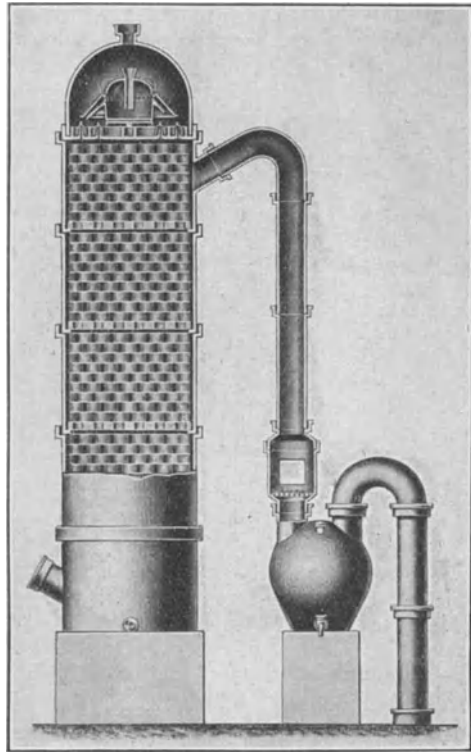


Abb. 220. Reaktionsturm.

Am einfachsten ist das Mischen von Gasen, nur ist hierbei zu beachten, daß man schwere Gase oben, leichte unten einführt, im übrigen durchmischen sie sich leicht von selbst.

C. Maschinen und Vorrichtungen zum Trennen fester und flüssiger Körper.

Soweit es sich um feste Körper handelt, kommt in Frage das Trennen nach der Korngröße und das Trennen nach dem spezifischen Gewicht.

Das Trennen oder Sichten nach der Korngröße geschieht meist durch Siebmaschinen (Abb. 221). Die ältesten Konstruktionen bestehen aus einer in ein Gehäuse eingebauten meist sechskantigen Siebtrommel, mit etwas geneigter Achse, deren Siebrahmen oft auswechselbar sind, über den ganzen Umfang gespanntes Gewebe bietet aber eine größere Siebfläche. Um die feinen Siebe gegen grobe Stücke zu schützen, ist häufig eine Eisenblechtrommel mit grober Perforierung eingebaut. Die Siebfläche wird durch ein Klopffwerk gereinigt oder dadurch, daß man der Welle durch eine geeignete Vorrichtung Stöße erteilt. Die Entleerung des Siebkastens erfolgt periodisch von Hand oder kontinuierlich durch eine in dem nach unten sich verjüngenden Kasten liegende Transportschnecke, grobe Teile verlassen

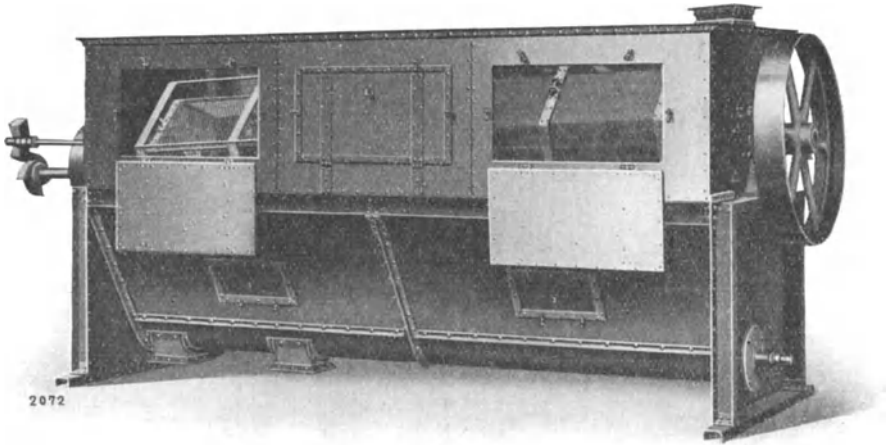


Abb. 221. Siebzylinder mit Eisengehäuse in festem Rahmen und doppelter Absiebung. (G. Luther AG., Braunschweig.)

die Trommel an der der Einführungsstelle entgegengesetzten Seite. Man baut auch doppelte Siebzylinder in gemeinsamem Gehäuse und Maschinen für mehrfache Sortierung mit Trennungswänden und mehreren Ausläufen im Gehäuse.

Bei anderen Siebmaschinen steht die Siebtrommel fest, das Material wird durch rotierende Spiralbürsten durch die Siebmaschine gedrückt, wobei weiche Klumpen zerdrückt werden. Die Siebe sind auswechselbar, die Andrückung der Bürsten regelbar, sie sollen fest auf das Sieb drücken, ohne durch die Maschen hindurchzutreten.

Für gröbere Materialien hat man zylindrische oder konische Trommeln aus perforiertem Blech oder größerem Drahtnetz, sie werden oft in größerer Zahl treppenförmig übereinander angeordnet, so daß das Material der Reihe nach durch mehrere Trommeln geht oder sie erhalten in durch Scheidewände getrennten Abteilungen verschiedene Perforierung.

Leistungsfähiger sind für fein gemahlene Materialien und trockene Materialien, die die Siebe nicht verschmieren, die Zentrifugalsichtmaschinen, infolgedessen ist bei ihnen bei gleicher Leistung die Raum-

inanspruchnahme geringer, ferner ist ihr Kraftbedarf infolge Wegfalls der Klopfvorrichtung geringer. Innerhalb des Siebzylinders befindet sich eine mit weit höherer Umdrehungszahl als der Siebzylinder rotierende Welle, auf der mehrere Scheiben sitzen, zwischen denen sich gekrümmte Blechflügel befinden, die zusammen eine schraubenartige Windung bilden. Sie erfassen das Material, treiben es durch die Zentrifugalkraft gegen das Sieb und schieben es durch die schraubenartige Anordnung der Flügel an diesem entlang zum anderen Ende der Siebtrommel, wo das zu grobe Material ausläuft.

Für kleinere Mengen und solche Materialien, welche die Siebe leicht zerstören würden, verwendet man flache Siebe. Die gewöhnlichen wagerecht liegenden Schaukelsiebe (Schüttelsiebe, Schwingsiebe) (Abb. 222) werden durch Exzenter oder Daumenscheiben in rüttelnde Bewegung versetzt, die Schurrsiebe können auf beliebige Neigung eingestellt werden und erhalten durch unrunde Scheiben, die auf verstellbare Klötzchen wirken, mehr oder weniger heftige Schläge. Man kann bei ihnen mit derselben Maschenweite

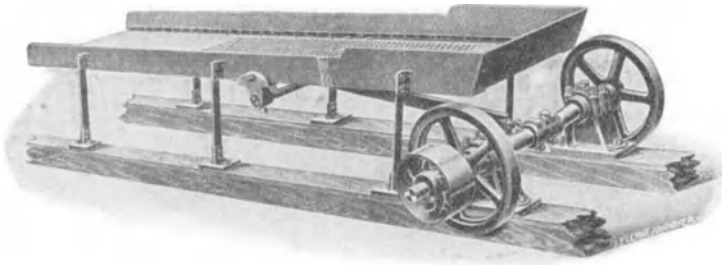


Abb. 222. Schüttelsieb stehender Anordnung (Jos. Vögele AG., Mannheim).

des Siebes verschiedene Feinheit des Siebgutes erzielen, je steiler das Sieb gestellt wird und je schwächer die Schläge sind, um so feiner wird das Siebgut.

Bei den Separatoren oder Windsichtern wird das feine Mehl durch einen Luftstrom geführt und dadurch von dem groben Material getrennt, Siebe kommen also ganz in Wegfall. In einem oben zylindrischen und unten kegelförmigen Gehäuse, in dem noch durch einen inneren Kegel ein ringförmiger Raum abgeteilt ist, sitzt auf einer senkrechten Welle im zylindrischen Teil ein Ventilator und im Saugstutzen desselben ein Streuteller, auf den das zu sichtende Material fällt und von dem es durch die Zentrifugalkraft nach außen in den angesaugten Luftstrom gestreut wird. Die groben, zu schweren Teile fallen in den inneren Kegel, die feinen Teile werden von dem Luftstrom mitgerissen, vom Ventilator gegen die Außenwand des zylindrischen Teils geschleudert und gleiten von da in den Ringraum zwischen Gehäuse und innerem Kegel, die Luft wird aufs neue angesaugt.

Die Trennung nach dem spezifischen Gewicht wird, soweit sie nicht durch Aussuchen von Hand geschieht, durch Aufschlänmen des zerkleinerten Materials und Absetzenlassen bzw. Waschen in sog. Setzsieben bewirkt, die schweren Teile fallen am schnellsten zu Boden, die feineren werden vom Wasser weiter mit fortgeführt.

Zur Trennung von flüssigen Körpern, die in festen eingeschlossen oder auch von diesen aufgesaugt sind, dienen die schon im vorigen Abschnitt besprochenen Pressen.

Eine andere Art von Maschinen, die sowohl zum Trennen flüssiger von festen Körpern wie auch verschieden schwerer Flüssigkeiten voneinander angewandt werden, sind die Zentrifugen, sie beruhen, wie schon der Name sagt, auf der Wirkung der Zentrifugalkraft.

Das zu trennende Gemisch kommt in eine, wenn es sich um die Trocknung eines festen Körpers handelt, perforierte Trommel, die um eine vertikale Achse in sehr schnelle Umdrehung versetzt wird (da die Zentrifugalkraft dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional ist), die Flüssigkeit wird durch die Löcher in der Trommel nach außen geschleudert, der feste Körper

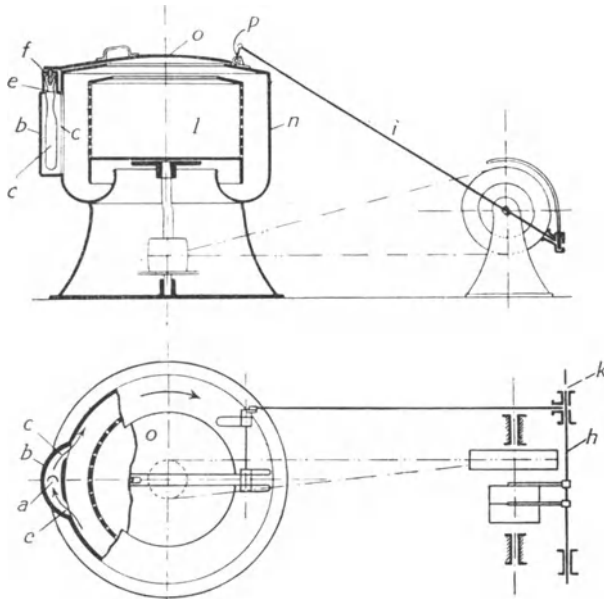


Abb. 223. Zentrifuge von Gebr. Heine, Viersen.

in der Trommel zurückgehalten. Der Antrieb kann oberhalb oder unterhalb der Trommel erfolgen, letzteres ist vorzuziehen, weil die Durchführung der Achse für den oberen Antrieb und der Antrieb selbst die Zugänglichkeit der Trommel (Beschickung und Entleerung) erschwert, auch leicht Schmieröl in die Trommel tropfen kann, auch brauchen diese Zentrifugen kein Steinfundament, sie nehmen aber mehr Bodenfläche in Anspruch. Die Zentrifugentrommeln werden je nach den Anforderungen, die das Material stellt, aus Eisen, Kupfer oder anderen Metallen bzw. Legierungen, aber auch aus Steinzeug, Porzellan usw. hergestellt bzw. emailliert, verbleit oder mit anderen Schutzschichten ausgekleidet. Der Antrieb erfolgt durch Riemtrieb oder Elektromotor, seltener durch Dampfmaschine, am besten durch einen auf der Zentrifugenachse sitzenden Elektromotor. Zum Ausgleich einseitiger Schwerpunktslagen bei ungleichmäßiger Beschickung hat man besondere Regulatoren.

Zum Zwecke besserer Entleerung können die Trommeln häufig seitlich herausgenommen und gekippt werden oder auch, um hierdurch keine Zeit zu verlieren, gegen eine andere ausgewechselt werden. Häufig findet das Zentrifugieren unter Nachspülen mit Flüssigkeiten oder Dampf statt, man muß dann vor die großen Löcher der Trommel ein feineres Gewebe oder Sieb legen, um zu verhindern, daß kleine Teile mitgerissen werden.

Abb. 223 zeigt eine Zentrifuge von Gebr. Heine, Viersen (Rheinland) mit selbsttätigem Verschuß.

In der mit dem Gehäuse n fest verschraubten Kapsel b ist ein Pendel a aufgehängt. Dreht sich die Trommel l, so wirkt der dabei erzeugte kreisende Luftstrom drückend auf den unteren Teil des Pendels ein und bringt es derart zum Ausschlagen, daß sein ösenförmiger Teil über eine mit dem Deckel o verbundene Sperrnase f greift und diese so lange festhält, bis die Trommel l zum Stillstand kommt. Dann erst kehrt das Pendel von selbst in seine senkrechte Lage zurück und gibt den Deckel frei.

Der Deckel o ist mit einer Kurbel p verbunden, welche beim Auf- und Niederklappen des Deckels eine Stange i in der Längsrichtung verschiebt. Die Stange i hält die Ausrückerschiene h des Antriebsvorgeleges so lange fest, bis der Deckel heruntergeklappt ist. Die Zentrifuge kann also nicht in Betrieb gesetzt werden, solange sie offen ist.

Wird die Zentrifuge durch eine Dampfmaschine angetrieben, so wirkt die Stange i derart auf eine Drosselklappe oder einen Hahn der Dampfleitung ein, daß bei geöffnetem Deckel die Drosselklappe geschlossen und bei geschlossenem Deckel die Drosselklappe geöffnet ist. Der Arbeiter ist mithin gezwungen, vor Inbetriebsetzung der Zentrifuge den Deckel herunterzuklappen. In gleicher Weise kann die Stange i mit dem Anlasser einer elektrisch betriebenen Zentrifuge oder den Antriebsteilen einer durch Hand betriebenen Zentrifuge in Verbindung gebracht werden.

Zentrifugen werden in allen Größen und Anpassungen an die verschiedensten Zwecke gebaut.

Eine andere Art feste von flüssigen Körpern zu trennen, ist das Filtrieren. Dem im Laboratorium üblichen Filtrieren entspricht am meisten die Nutsche oder das Vakuumfilter (Abb. 224). Ein Oberteil mit siebförmig durchlöcherter Boden wird luftdicht auf ein Unterteil aufgesetzt, aus dem Luft abgesaugt werden kann. Der durchlöcherter Boden wird mit Filterstoff über-

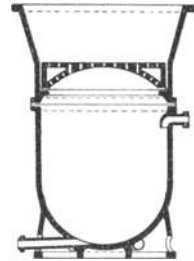


Abb. 224. Nutschenfilter der Steinzeugröhrenfabrik Muskau in Lugknitz OL.

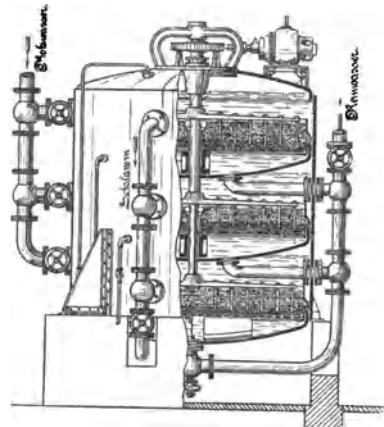


Abb. 225. Geschlossener, auswechselbarer Feinquarzfilter von Franz Seiffert AG., Berlin-Eberswalde.

spannt. Man kann durch Veränderung der Schichthöhe den Feuchtigkeitsgehalt der zurückbleibenden Masse regeln, kann mit Wasser auswaschen, mit nachgesaugter Luft trocknen usw. Größere Nutschen sind zum Zwecke der Entleerung kippbar.

Sandfilter sind Gruben oder Behälter, die schichtenweise mit verschiedenen grobem Kies und Sand gefüllt sind, sie sollen hier nur kurz erwähnt werden. Zur Reinigung industrieller wie Trinkwässer sind die Ausführungen Abb. 225 und 226 der AG. Franz Seiffert u. Co. in Berlin-Eberswalde geeignet. Abb. 225 zeigt einen geschlossenen auswaschbaren Feinquarzfilter, der bis zu 1000 cbm und mehr stündlicher Leistung ausgeführt wird, in ein-, zwei- und dreifacher Etagenform. Das Auswaschen der Filtermasse, die weder

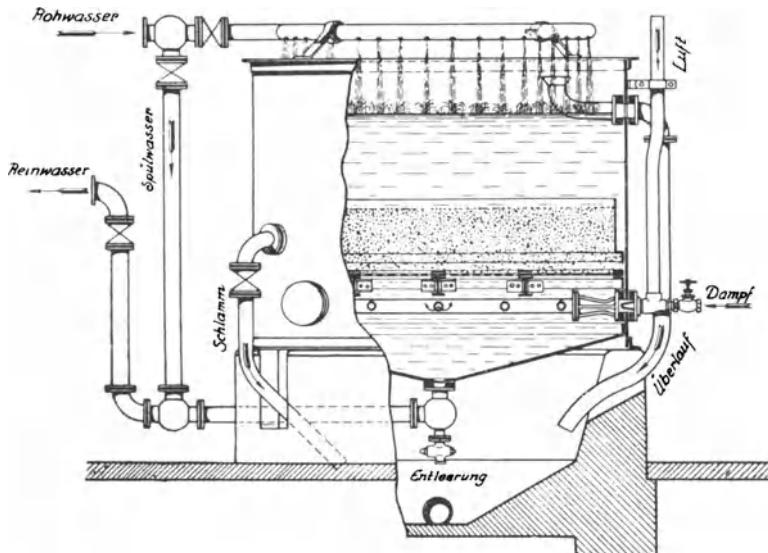


Abb. 226. Offener Feinquarzfilter von Fr. Seiffert AG., Berlin-Eberswalde.

Verschleiß noch Verbrauch durch Fortspülen unterliegt, wird durch Einschalten des in der Abbildung ersichtlichen Rührwerkes und Rückspülung mittels Reinwassers bewirkt. Offene Feinquarzfilter finden zweckmäßig nur dort Anwendung, wo das Filtrat den Verbrauchsstellen frei zufließen kann und der Betrieb eine mehr oder weniger lange Unterbrechung für die Reinigung gestattet. Bei den einfacheren Bauarten ist die Reinigung der Filtermasse nur durch Rückspülung während der Betriebspause möglich. Durch Einbau eines Luftdruckapparates unter den Filter kann die Rückspülung beschleunigt und der Wasserverbrauch vermindert werden. Bei Mehrkammerfiltern ist die Filterfläche in zwei oder mehrere Kammern eingeteilt, wodurch es möglich ist, die Durchspülung des Filtermaterials in den einzelnen Kammern getrennt vorzunehmen, so daß keine Betriebsunterbrechung nötig ist. Abb. 226 zeigt einen offenen Feinquarzfilter von Fr. Seiffert AG., Berlin-Eberswalde. Das Filterbett ist auf einem mit Bronzedrahtgewebe bespanntem Siebboden aufgelagert, der Wasserstand wird so hoch gehalten, daß die Filterhaut durch äußere Einflüsse nicht

beeinträchtigt werden kann. Um Überlaufen zu verhüten, wird ein Überlaufrohr angebracht. Verschmutzung der Filterschicht und Notwendigkeit des Auswaschens derselben erkennt man am Ansteigen des Wasserstandes.

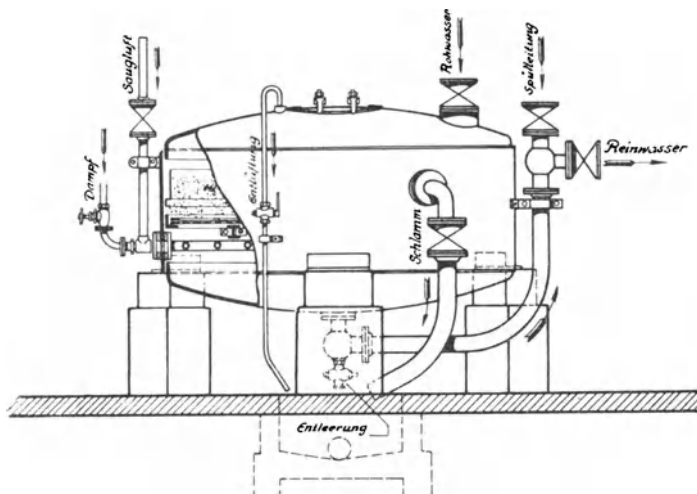


Abb. 227. Geschlossener Filter von Franz Seiffert AG., Berlin-Eberswalde.

Die SchwemmfILTER (Dehne-Halle) bestehen aus zwei Behältern für das gereinigte und darüberliegend für das zu filtrierende Wasser, einem Filterapparat, der aus einer Anzahl durch Metallsiebe gebildeten Kammern besteht und einem darunter liegenden Behälter, in dem faserige Stoffe wie Asbest, Zellulose oder dgl. mit Wasser angerührt werden. Diesen Brei läßt man zuerst in den Filterapparat laufen, wo er sich auf den Metallsieben gleichmäßig verteilt, hierdurch werden die Filter zum Filtrieren des Wassers gebildet. Die Masse muß von Zeit zu Zeit ausgewaschen werden.

Wenn das Wasser nicht frei ablaufen kann, sondern in einen höher stehenden Behälter gedrückt werden muß, werden geschlossene Filter nach Abb. 227 angewendet.

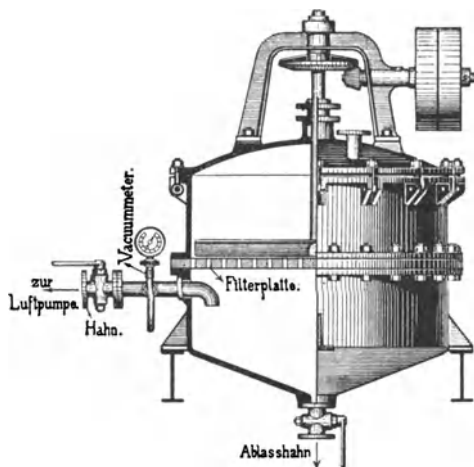


Abb. 228. Saug- und Druckfilter mit Rührwerk (Jos. Vögele, Mannheim).

Das Rohwasser tritt hier unter Druck von Klärzylindern zunächst auf eine im Innern des Filters angeordnete Prellplatte, die es gleichmäßig verteilt. Das Auswaschen geschieht wie bei vorher beschriebenen Filtern unter Aufrühren der Filter-

masse durch Luftdruck oder auch durch einen Rührrechen, dessen Zinken tief in die Filtermasse eingreifen. Das abfließende Schlammwasser tritt über einen am ganzen Umfang angebrachten Schlammriemen nach allen Seiten aus, so daß einseitige Anhäufung des Filtermaterials durch das abfließende Wasser beim Auswaschen vermieden wird.

Ein Saug- und Druckfilter mit Rührwerk von Jos. Vögele AG. in Mannheim zeigt Abb. 228. Die Einzelheiten sind aus der Abbildung ersichtlich.

Am häufigsten finden aber im chemischen Fabrikbetrieb die Filterpressen Anwendung. Sie bestehen aus einer Anzahl durch feste Scheidewände getrennten Kammern, zwischen denen Filtertücher eingespannt werden. Die Kammerwandungen sind von Kanälen durchsetzt, welche die zu filtrierende Masse verteilen und die abfließende Flüssigkeit ablaufen lassen,

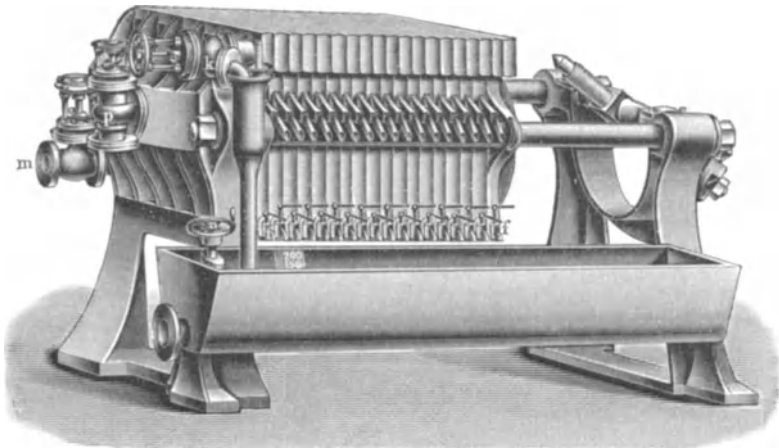


Abb. 229. 50kamm. Monstre-Filterpresse in Eisen, Plattengröße 1500 mm Quadrat, mit absoluter Auslaugung von A. L. G. Dehne-Halle.

Waschflüssigkeit zuführen usw. Die Kammern lassen sich auf zwei horizontalen Tragschienen verschieben und werden zwischen ein festes und ein bewegliches Kopfstück eingepreßt und zwar bei kleineren Pressen durch Schrauben oder Hebel, bei größeren durch hydraulischen Druck. Die zu filtrierende Flüssigkeit wird unter Druck zugeführt, sie durchdringt die Filtertücher und setzt die festen Bestandteile auf denselben als sogenannte Kuchen ab. Die Kammern sind, wenn nötig, mit Heiz- oder Kühlkanälen versehen, auch mit Einrichtung zum Durchpressen von Luft durch die Kuchen. Das am meisten verwendete Material ist Gußeisen, wo Eisen nicht verwendbar ist, auch Holz, Hartblei, Bronze, Aluminium oder verzinn-tes, verbleites oder mit Hartgummi überzogenes Eisen.

Man unterscheidet Kammerpressen und Rahmenpressen. Bei den Kammerpressen wird der Raum für die Kuchen durch die vorstehenden Ränder zweier Filterplatten gebildet. Die Platten haben in der Mitte Löcher, durch die die zu filtrierende Masse zugeführt wird. Beim Öffnen der Presse fallen die Kuchen frei herab. Nach der Anordnung der Kanäle für das Auswaschen unterscheidet man Wasserkammern und Saftkammern, die abwechselnd eingebaut werden. Bei der Rahmenpresse befindet sich zwischen

je zwei Filterplatten ein Rahmen, der den Kuchen umschließt. Die Zuführung geschieht durch Kanäle in den Rahmen, die, da sie bei der geringen Breite derselben (20–30 mm) sehr eng sind, sich leicht verstopfen.

Abb. 229 zeigt eine 50kammerige Filterpresse von A. L. G. Dehne-Halle a. S., eine besonders große Ausführung mit Platten von 1,5 m im Quadrat für absolute Auslaugung (siehe weiter unten). Abb. 230 und 233 geben verschiedene Plattenformen, Abb. 230 solche für Rahmenpressen, Abb. 233 solche für Kammerpressen. Die Platten sind quadratisch und werden mit feinkannelierten Flächen oder mit gelochten Eisenblechen überzogen ausgeführt. Bei Holzeinsätzen, die wegen des geringeren Gewichts leichter zu handhaben sind und auch oft Anwendung finden, wenn Eisen des chemischen Angriffs wegen nicht anwendbar ist, sind Filterfläche und Dichtungsrand aus einem Stück herausgearbeitet, was der Ausführung mit Füllung und Umrahmung gegenüber den Vorteil einer größeren Haltbarkeit bietet. Um ein

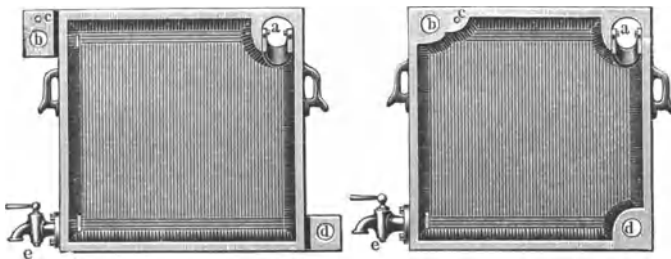


Abb. 230. Platten für Rahmenpressen.

Werfen der Holzplatten zu verhüten, sind die Pressen mit Holzeinsätzen bei Nichtgebrauch stets geschlossen und etwas feucht zu halten.

Für die Aufstellung und den Betrieb der Filterpressen gibt A. L. G. Dehne-Halle folgende Anleitung:

Die kleinen Pressen werden auf dem festen Boden montiert ohne Verankerung, die größeren Pressen werden auf Mauersockeln montiert und verankert.

Man stellt zunächst das feste Kopfstück, also das mit einem Fuß versehene, auf, befestigt die Tragspindeln an demselben und schiebt auf das andere Ende der Spindeln das bewegliche Kopfstück und den Bock. Aus diesen Teilen besteht dann das Gestell der Filterpresse. Man hat darauf zu achten, daß die Tragspindeln jede für sich und beide gegeneinander in der Wage, d. h. genau horizontal liegen. Dann hängt man von oben her die Platten und Rahmen ein.

Die Filtertücher zu den Pressen werden in passender Qualität und fertig zugerichtet geliefert. Gewöhnlich verwendet man „Doppeltücher“, also zwei aufeinander gelegte und zusammengenähte Tücher.

Wenn a die Anzahl der Kammern einer Presse ist, besteht ein Satz Tücher aus $a-1$ ganzen Tüchern und 2 halben Tüchern. Haben die Pressen seitliche Taschen, so kommen noch ebensoviel Manschetten, durch die die seitlichen Taschen gegeneinander abgedichtet werden, hinzu.

Die ganzen Tücher und Manschetten sind für die Platten, die halben Tücher und Manschetten sind für die beiden Kopfstücke bestimmt. Mit dem Überziehen fängt man bei dem festen Kopfstück an, nachdem man das bewegliche Kopfstück und alle Platten und Rahmen soweit als möglich nach hinten geschoben hat.

Ein halbes Tuch wird dann an dem festen Kopfstück an die Tuchnägel angebunden, siehe Abb. 231a. Haben die Pressen mittleren Eingangskanal, wie Abb. 231a u. b, so haben die Tücher entsprechende Löcher und werden an denselben durch den Rand der Verschraubung gegen die Platten abgedichtet, siehe Abb. 231a. Es ist darauf zu achten, daß die Ränder der Tücher bei dem Anziehen der Verschraubung keine Falten bilden, sondern glatt bleiben, damit eine gute Abdichtung erzielt wird.

Ist das halbe Tuch in dieser Weise an dem festen Kopfstück befestigt, so hängt man von oben ein ganzes Tuch über die erste Platte und befestigt

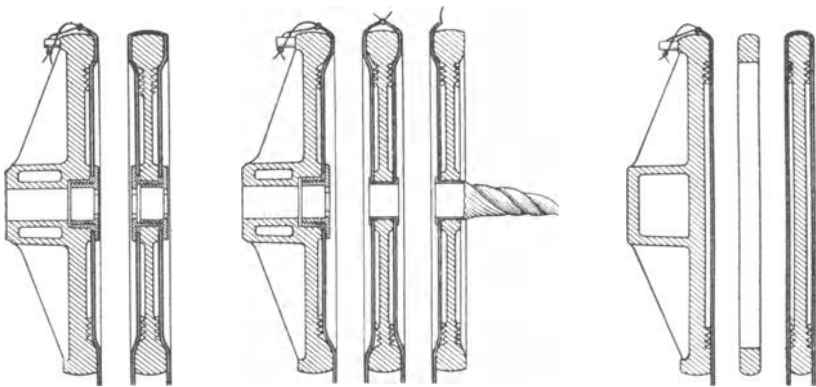


Abb. 231 a.

Abb. 231 b.

Abb. 232.

Abb. 231. Überziehen der Kammerpresse.

Abb. 232. Überziehen der Rahmenpresse.

dasselbe um das Loch mittels der Verschraubung wie vorher, siehe Abb. 231a. Die Tücher werden dann an den Plattenrändern glatt gezogen und die erste Platte wird fest gegen das Kopfstück geschoben. Haben die Pressen seitliche Taschen, so werden diese mit den Manschetten überzogen. An den Kopfstücken werden die halben Manschetten angebunden, an den Platten werden ganze Manschetten übergestreift. Das Überziehen der Tücher und Manschetten geschieht natürlich zu gleicher Zeit. Man kann die Verschraubungen der Mittellöcher an den Platten auch vermeiden, wenn man Tücher zum Durchziehen nimmt. In diesem Falle sind immer zwei Tücher an dem Loch durch einen Schlauch verbunden; sie können also nicht von oben übergehängt werden, sondern man muß das eine Tuch zusammendrehen, durch das Loch der Platte ziehen, dann hinter der Platte wieder ausbreiten und oben über der Platte mit dem anderen Tuche zusammenbinden, siehe Abb. 231b. Diese Art des Überziehens ist aber umständlich und wird daher selten gewählt. An den Kopfstücken muß natürlich die Befestigung durch Verschraubungen beibehalten werden. Bei den Rahmenpressen werden die Tücher nur übergehängt,

siehe Abb. 232. Nachdem nun die Presse je nach der Art in geschilderter Weise mit Tüchern überzogen ist, wird dieselbe durch die Verschlußvorrichtung fest zusammengezogen und ist dann zum Betrieb fertig. Die vorher erwähnten Taschen der Filterpressen werden auch so eingerichtet, daß die Seitenkanäle in diesen Taschen nicht durch die Manschetten abgedichtet werden, sondern durch Gummiringe, welche in eingefrästen Ringnuten befestigt sind. Die mit den Ringnuten versehenen Platten können aber bei Nichtverwendung der Gummipuffer auch mit den bisher gebräuchlichen Leinwandmanschetten, welche über die Ansätze (Taschen) geschoben werden, abgedichtet werden.

Die zu filtrierende Masse wird jetzt der Presse zugeführt. Die Art der Zuführung ist verschieden und von Umständen abhängig. Wenn eine Filtration unter höherem Druck nötig ist, soll man stets darauf achten, daß die Steigerung des Druckes nur allmählich und proportional der Kuchenbildung eintritt. Wird die Masse durch Pumpe zugeführt, so soll die Pumpe nicht mehr als 30–40 Umdrehungen i. d. Min. machen und möglichst große Druckwindkessel haben. Die Filtration kann man als beendet ansehen, wenn das Filtrat nur noch langsam aus den Ablaufhähnen tropft. Man hört dann mit der Zuführung der Masse auf, schließt das Ventil zum Masseintritt und läßt die noch in dem Massezuleitungskanal der Presse befindliche Masse durch den Ablaufhahn am beweglichen Kopfstück ablaufen. Werden die Kuchen nicht ausgelaut, so kann man nun die Presse öffnen und entleeren, werden die Kuchen ausgelaut, so ist der Vorgang folgender:

Die Auslaugung hat den Zweck, die in den gebildeten Filterkuchen noch vorhandenen Flüssigkeiten oder löslichen Bestandteile durch Wasser oder eine andere geeignete Flüssigkeit herauszuziehen. Zu dem Zwecke tritt Wasser oder eine andere Flüssigkeit durch geeignete Kanäle unter Druck in jede Kammer auf einer Seite hinter das Filtertuch ein, durchdringt dieses und den Kuchen unter Mitnahme des Löslichen und wird auf der anderen Seite des Kuchens hinter dem Tucho abgeleitet. Damit die passenden Kanäle an den Platten stets in richtiger Reihenfolge liegen, ist darauf zu achten, daß die Platten genau nach der Numerierung eingehängt werden.

Der Gang der einfachen Auslaugung ist folgender:

Die Hähne mit langen Küken bzw. die Kniehebelhähne mit Knopf am Hebel werden geschlossen und wird dann das Wasser durch das am feststehenden Kopfstücke an der Ecke sitzende Ventil eingelassen. Das Wasser durchdringt dann die Kuchen, sammelt sich hinter denselben und fließt aus den Hähnen mit kurzen Küken ab.

Vollkommener in der Wirkung ist die absolute Auslaugung. Es ist dieses die einzige Einrichtung, welche eine vollständige Auswaschung der Kuchen ermöglicht, in kürzester Zeit, in vollkommener Weise und mit geringstem Wasserverbrauch.

Der Gang dieser Auslaugung ist in der Abb. 233 verdeutlicht. Rechts und links ist je eine Platte in der Ansicht gezeichnet, in der Mitte ein ideeller Schnitt durch sechs Platten.

Vor Beginn der Auslaugung werden alle Hähne *f* geschlossen, und die beiden Hähne *i*, welche an den Enden des durchgehenden Kanales *i* sitzen, geöffnet. Dann öffnet man das an dem Kanal *m* befindliche Ventil, durch welches das zum Auslaugen bestimmte Wasser oder eine andere Flüssigkeit

eintritt. Von diesem Kanal tritt das Wasser durch einen in der Schnittfigur sichtbaren kleinen Kanal, siehe Platte 1, 3, 5, nach dem Inneren, also in die Kammer, und zwar hinter das Tuch, steigt in den Kannelierungen hoch und verdrängt vor sich die Luft, welche durch den oben befindlichen kleinen Kanal aus der Kammer nach dem Kanal i und durch die Hähne i nach außen entweicht. Tritt aus diesen Hähnen Wasser, so ist die Presse entlüftet und diese Hähne werden auch geschlossen und die Ventile k geöffnet.

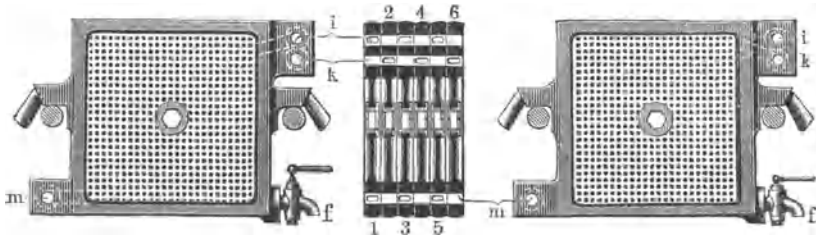


Abb. 233. Absolute Auslaugung.

Das Wasser tritt jetzt unter Druck und muß den Filterkuchen auf der ganzen Fläche wagerecht durchdringen, sammelt sich hinter dem Tuch in den Kannelierungen und fließt durch einen kleinen Seitenkanal oben aus, siehe Schnittfigur Platte 2, 4, 6, nach dem Sammelkanal d, von da durch einen Kontrollapparat nach der Meßrinne. Der Kontrollapparat hat den Zweck, ein Aräometer aufzunehmen, an welchem man den Gehalt des Auslaugeertrages ablesen kann. Die vorher durch einen Schieber abgesperrte Rinne

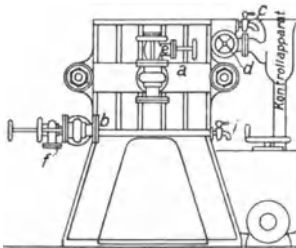


Abb. 234 a.

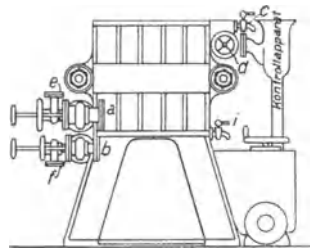


Abb. 234 b.

Abb. 234. Anordnung der Ventile und Hähne für die Auslaugung.

fängt das Auslaugewasser auf. In der Rinne ist eine Skala angebracht. Man braucht also nur einmal den Gang der Auslaugung durch das Aräometer zu kontrollieren und beobachtet dabei, wieviel an Flüssigkeit sich in der Rinne ansammelt, wenn der Auslaugeprozeß bis zu dem gewünschten Grade vorgeschritten ist. Es ist dann für später nur nötig, dem Arbeiter anzugeben, die Auslaugung so lange zu betreiben, bis die Rinne wieder bis an den bestimmten Teilstrich gefüllt ist, und man hat denselben Ertrag der Auslaugung.

In Abb. 234 a u. b sind die zu den Kanälen gehörigen Ventile, welche auch schon oben angeführt sind, bezeichnet. Die Bezeichnung ist bei Kammer- und Rahmenpressen die gleiche.

Die Abbildungen zeigen eiserne Filterpressen. Bei den hölzernen Filterpressen sitzen Ventil d und Lufthahn c auch auf der linken Seite. Der Kontrollapparat fällt bei diesen Pressen fort.

Durch das Schlammventil a wird so lange Schlamm zugeführt, bis sich in den Kammern feste Kuchen gebildet haben; das Zeichen hierfür ist, daß das Filtrat aus dem Hahn i nur tropft. Das durch das Wassereintrittsventil b hereingedrückte reine Wasser oder eine andere Auslaugeflüssigkeit tritt durch den hinteren schließenden Kanal in die 1., 3., 5. usw. Platte unten ein, hat aber keinen Zugang zur 2., 4. usw. Platte. c ist der Lufthahn, welcher die in der 1., 3., 5. usw. Platte von dem unten eintretenden Wasser verdrängte Luft austreten läßt. d ist das Austrittsventil für das Auslaugewasser, nachdem dasselbe die Kuchen durchdrungen hat. Das Ventil mündet in den sogenannten Kontrollapparat, in welchem durch ein darin schwimmendes Aräometer der Gehalt des Auslaugewassers an gelösten Substanzen kontrolliert werden kann. Ferner ist am Schlammkanal noch das Ventil e angebracht, durch welches derselbe mit Dampf oder komprimierter Luft abgeblasen werden kann, und am Auslaugewasserkanal das Ventil f zum Ablassen des reinen Wassers vor dem Öffnen der Presse.

Die Leistung von vornherein anzugeben, ist unmöglich, da dieselbe vor allem von der Art und Beschaffenheit der Masse abhängt. Bei gut filtrierbaren Stoffen dauert die Kuchenbildung etwa eine halbe Stunde, häufig sogar noch kürzere Zeit.

Wegelin & Hübner, Halle a. S., bauen eine Spezialfilterpresse mit runden Filterplatten, die besonders zur Filtration unter Luftabschluß und mit perfekter Auslaugung dient und besonders verwendet wird, wenn es gilt Lösungsmittelverlust zu vermeiden. Statt gewöhnlicher Filtertücher verwendet man bei diesen Pressen Asbesttucheinlagen.

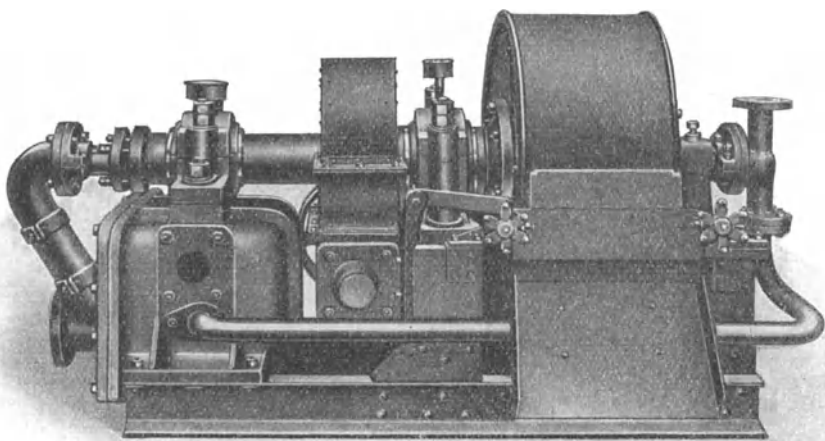
Die Zuführung der zu filtrierenden Flüssigkeit kann durch den hydrostatischen Druck aus einem höher liegenden Behälter, durch Druckluft, Plungerpumpen oder Membranpumpen geschehen. Druckluft dient auch zum Trocknen der Kuchen.

Die Filterpressen haben den Nachteil, daß sie zum Zwecke der Entnahme der Kuchen auseinandergebaut werden müssen. In vielen Fällen sind deshalb stetig wirkende Drehfilter vorzuziehen. Abb. 235 zeigt das patentierte „Urfilter“ von G. Polysius, Dessau. Es besteht im wesentlichen aus einer Filtertrommel mit Trog und Abstreicher, einer Reinigungsvorrichtung für das Filtertuch, einem Rührwerk, einer Waschvorrichtung, dem Flüssigkeitssammler und dem Antriebe, alles auf gemeinsamer Sohlplatte montiert. Die der besseren Zugänglichkeit des Trommelinneren wegen nur einseitig gelagerte Filtertrommel sitzt auf einer Hohlwelle. Sie ragt mit ihrer unteren Hälfte in den Trog mit der zu filtrierenden Flüssigkeit. Aus diesem Troge saugt die in gleichgroße Zellen unterteilte Filtertrommel, die je nach der Eigenart des zu filtrierenden Materials mit Tüchern oder Sieben bespannt ist, durch ein von einer Luftpumpe erzeugtes Vakuum auf ihrem Umfange ununterbrochen die festen Stoffe an und entzieht diesen die anhaftende Flüssigkeit. Der Abstreicher, der mit einer Feineinstellung durch Handräder und Spindeln in die vorteilhafteste Entfernung vom Trommelumfang gebracht werden kann, hebt mit einer auswechselbaren Glas- oder

Stahlschneide die getrocknete Masse ab und leitet sie den Auffangvorrichtungen zu.

Die durch das Filtertuch in das Innere der Trommel eingesaugte Flüssigkeit und Luft gelangen in die Vorkammer derselben und werden von hier durch zwei Rohrleitungen getrennt voneinander dem Flüssigkeitssammler zugeführt, wodurch die Schwankungen der Luftleere im Filter außerordentlich vermindert werden, so daß ein ruhiges und stetiges Arbeiten gewährleistet ist. Diese Wirkungen erhöhen sich noch besonders dadurch, daß der Flüssigkeitssammler unmittelbar an die Vakuumleitung angeschlossen ist, und außerdem die Flüssigkeit selbst an der tiefsten Stelle durch einen Ablaßstutzen ununterbrochen abfließen kann.

Zur Steigerung der Leistungsfähigkeit ist der Urfilter mit einer Reinigungsvorrichtung versehen. Sie hat den Zweck, die Poren des Filtertuches



G. Polysius, Dessau.
3166

Abb. 235. Drehfilter (Urfilter) von G. Polysius-Dessau.

nach Abgabe der Materialschicht von festen Stoffen frei zu spülen, damit letzteres stets im Zustande größter Aufnahmefähigkeit in den Trog eintaucht. Dieses wird erreicht durch die schon genannte Zelleneinteilung der Trommel und die sinnreiche Ausbildung eines flachschieberartig wirkenden Zellschalters, welcher die Möglichkeit gibt, den Teil des Filtertuches, der zwischen dem Abstreicher und der Flüssigkeitsoberfläche liegt, mit Druckluft oder Druckflüssigkeit rückläufig zu beschicken. Zugleich bewirkt dieser Zellschalter die Absperrung der von der Schicht befreiten Zellen vom Vakuum, so daß der nicht zu unterschätzende Zustrom von „falscher Luft“ unterbunden und infolgedessen eine bedeutende Saugluftersparnis erzielt wird.

Das Urfilter ist ferner noch mit zwei gegenläufigen Rührwerken ausgestattet, die im Troge angeordnet sind und ein Absetzen des zugeführten Schlammes auf dem Boden desselben verhindern.

Auch kann das Urfilter für gewisse Materialien, die eines Auswaschens (Deckens) bedürfen, mit einer Waschorrichtung versehen werden. Diese sorgt dafür, daß die Auswaschflüssigkeit in einem gleichmäßigen, feinen Schleier der auf dem Umfang der Trommel lagernden Schicht zugeführt wird. Im Anschluß hieran sei zugleich erwähnt, daß das Urfilter auf Wunsch mit einer Vorrichtung ausgerüstet werden kann, die eine getrennte Ableitung der Waschflüssigkeit von der filtrierten Flüssigkeit gestattet. Dies wird erreicht, ohne daß der Bau der Trommel selbst geändert wird, oder besondere Stopfbüchsen, Ventile oder dgl. notwendig sind.

Der R. Wolf Zellenfilter-Saugtrockner DRP. wird mit einer bis 5 mm dicken homogenen Verbleiung, Verzinnung, Verkupferung oder auch Hartgummiauskleidung geliefert.

Die Bamag-Meguin Aktiengesellschaft in Berlin NW. 87 baut ununterbrochen wirkende Zellenfilter-Saugtrockner in Größen von 0,25 qm, 1,5 qm, 3,0 qm, 6,0 qm, 9,0 qm, 12,0 und 18,0 qm Filterfläche. so daß durch diese Typen allen Leistungen und Ansprüchen genügt werden kann.

Zu einer vollständigen Anlage gehören neben dem Zellenfilter eine Vakuumpumpe zur Erzeugung des benötigten Vakuums, ein Wasserabscheider zur Trennung des Filtrates von der angesaugten Luft, eine Filtratpumpe zur Abführung des Filtrates aus dem Wasserabscheider und, wenn keine Preßluft vorhanden, ein Gebläse mit Windkessel zur Erzeugung der benötigten Preßluft.

Die Leistungen der Apparate sind je nach Art und Beschaffenheit des zu verarbeitenden Materials naturgemäß auch sehr verschieden. Die folgende Tabelle gibt einige Zahlen über die Leistung je Quadratmeter Filterfläche und Stunde an:

Chlorkalium	800—1000 kg	7—11,5 % H ₂ O
Salzschlämme	bis 2200 „	bis 12 % H ₂ O
Flot. Kohlenschlamm	bis 1400 „	16—24 % H ₂ O
Kreide	80—180 „	22—26 % H ₂ O
Kartoffelmehl	175	38 %
Kaolin	30—70 „	30—38 % H ₂ O

D. Maschinen und Apparate zum Schmelzen, Erhitzen, Auflösen, Konzentrieren, Kristallisieren, Extrahieren, Destillieren, Sublimieren und Trocknen.

Das Wesentliche bei allen diesen Apparaten ist Erwärmung bzw. Abkühlung zum Teil unter Druckänderung, es kann deshalb hier auf manches verwiesen werden, was schon in dem Kapitel Dampfkessel und Feuerungen gesagt worden ist. Über die Feuerungen für feste und flüssige Brennstoffe wie die sogenannte Halbgasfeuerung ist danach nichts mehr zu sagen, bei der Gasfeuerung, die ihrer guten Regelbarkeit wegen in den meisten Fällen den Vorzug verdient, sind die besonders zur Erzielung hoher Temperaturen aber auch zum Zwecke besserer Ausnützung des Brennstoffes angewandten Methoden der Vorwärmung von Gas und Verbrennungsluft unter Ausnutzung der Abwärme noch zu erwähnen. Es können entweder Heizgas und Luft (natürlich getrennt) vorgewärmt werden oder nur die Luft,

letzteres wenn die Gase bei höherer Temperatur Kohlenstoff abscheiden. Zu unterscheiden ist das Regenerator- und das Rekuperatorsystem.

Bei der Regenerativfeuerung (Abb. 236) leitet man die heißen Abgase des Ofens durch je eine von paarweise vorhandenen Kammern, die mit gitterförmigem feuerfestem Mauerwerk ausgesetzt sind, bei Luftvorwärmung ein Paar, bei Gas- und Luftvorwärmung zwei Paar, eins für Gas, eins für Luft. Die Abgase erhitzen das gitterförmige Mauerwerk, worauf man umschaltet, Gas und Luft (bzw. nur die Luft) durch die erhitzten Kammern leitet und inzwischen die zweite Kammer bzw. das zweite Paar durch die Abgase der Feuerung erhitzt. Je häufiger man umschaltet, um so höher wird die erzielte Temperatur. Wo Flugasche auftritt, hat diese Feuerungsart natürlich den Nachteil, daß diese die Kammern verschmutzt; im übrigen

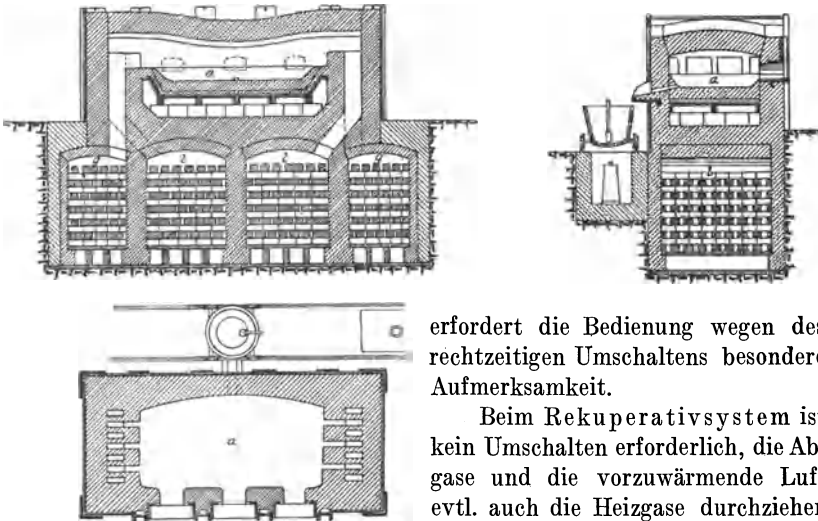


Abb. 236. Regenerativfeuerung.

erfordert die Bedienung wegen des rechtzeitigen Umschaltens besondere Aufmerksamkeit.

Beim Rekuperativsystem ist kein Umschalten erforderlich, die Abgase und die vorzuwärmende Luft evtl. auch die Heizgase durchziehen im Gegenstrom den aus dünnwandigen Rohren oder Kanälen gebildeten

Rekuperator, die Wärmeübertragung geschieht durch die Rohr- bzw. Kanalwandungen hindurch und ist deshalb nicht so vollständig wie beim Regenerator.

Eine gute Ausnutzung der in den Verbrennungsgasen enthaltenen Wärme zur Vorwärmung des Einsatzes und der im Einsatz enthaltenen Wärme zur Vorwärmung der Verbrennungsluft bildet auch der Ringofen, der z. B. in Ziegeleien Anwendung findet. Zwölf oder mehr ringförmig aneinander gereihete Kammern, durch Zwischenwände, die sich ausschalten lassen (oft aus Papier, das bei Erreichung einer gewissen Temperatur wegbrennt), getrennt, sind jede mit Heizung (jetzt meist Gasheizung), Luftzuführungs- und Fuchskanal (zur Abführung der anfangs entweichenden Wasserdämpfe meist noch einem sogenannten Schmauchkanal verbunden. Wenn z. B. 10 Kammern in Betrieb sind, ist die Feuerung in der 5. Kammer angestellt, die Verbrennungsluft tritt durch die erste ein und wärmt sich an dem Einsatz der Kammern 1–4 vor, diesen abkühlend, die Verbrennungsgase treten aus Kammer 10 aus und haben ihre Wärme in den Kammern 6–10 vollständig abgegeben, den Einsatz vorwärmend. Die Kammern 11 und 12 sind

kalt und durch die Zwischenwände gegen die im Betrieb befindlichen Kammern abgeschlossen, sie können inzwischen entleert und neu beschickt werden, worauf man die Zwischenwände, Feuerung, Lufttritt und Abgasaustritt um eine Kammer in der Richtung des Luftstromes verschiebt.

In vielen Fällen erhitzt man durch heiße Luft, die in Kaloriferen erhitzt wird, dies sind von außen geheizte, von der Luft durchströmte Apparate mit möglichst großer Heizfläche. 1 qm Heizfläche liefert in der Stunde bei geripptem Gußeisen 1500, bei glattem Gußeisen 2000, bei Schmiedeeisen 2200 Wärmeinheiten.

Nachdem die Dampfkessel und Dampffässer schon im Kapitel III behandelt worden sind, sind hier zunächst die Apparate zum Schmelzen, Abdampfen usw. zu besprechen. Von den in der Hauptsache nur zum Schmelzen von Metallen verwendeten Tiegeln abgesehen handelt es sich hier um Kessel oder Pfannen, die meist die Form eines Kugelabschnitts haben. Die Wahl des Materials richtet sich nach dem zu erhitzenden Stoff, namentlich bei gußeisernen Kesseln ist die richtige Beschaffenheit des Gußeisens (siehe den Abschnitt Materialien) von größter Bedeutung, man darf deshalb solche Kessel nicht in der ersten besten Gießerei herstellen lassen. Die Feuerung ist häufig Unterfeuerung mit festen Brennstoffen. Abgesehen davon, daß bei dieser die Ausnützung des Brennstoffheizwerts eine sehr schlechte ist, tritt auch häufig eine sehr ungleichmäßige Erhitzung ein. Eine stark örtliche Überhitzung ist aber nicht nur dem zu erhitzenden Stoff meist schädlich, sondern auch dem Schmelzkessel selbst. Bei der Heizung mit Generatorgas läßt sich leichter eine gleichmäßigere Erhitzung und bessere Ausnützung des Heizwerts der Gase erzielen. Bei Feuerung mit festen Brennstoffen empfiehlt es sich meist auch über dem Rost noch Luft zuzuführen, um eine bessere Verbrennung der aus dem Brennstoff sich bildenden brennbaren Gase zu erzielen und die Abgase entweder in einem Rekuperator zur Vorwärmung der Verbrennungsluft oder zu anderen Zwecken, für die weniger hohe Wärmegrade erforderlich sind, zu verwenden. Neuerdings bürgert sich auch vielfach die Öffeuerung ein, die sich wie die Gasfeuerung durch gute Regulierfähigkeit auszeichnet und, da das Öl fein zerstäubt und vergast in innigere Berührung mit der Luft gebracht werden kann, auch eine gute Brennstoffausnützung ergibt. Aus dem gleichen Grunde ist in vielen Fällen die Anwendung von Kohlenstaubfeuerung zu erwägen.

Seltener in Anwendung sind in der chemischen Industrie Öfen mit Oberfeuerung (Flammöfen), das sind Öfen, bei denen die Flamme über das auf einem Herd befindliche Material streicht, dieses also direkt berührt. Die Wärmeausnützung ist hier natürlich viel besser als bei Öfen, bei denen die Wärme durch eine Wand hindurch auf das zu erhitzende Material übertragen werden muß. Dem steht aber der Nachteil gegenüber, daß das Material durch Flugasche verunreinigt, auch durch die Bestandteile der Verbrennungsgase chemisch verändert und schließlich von den Flammgasen in mehr oder minder erheblichem Maße mitgerissen werden kann.

Über die elektrische Heizung ist im Kapitel IV das Notwendigste gesagt, sie ist im allgemeinen erheblich teurer als andere Heizungsarten, dafür aber am saubersten und am besten regulierbar.

Wo man nur Temperaturen unter 100° erzielen will, wird die Dampfheizung mit Hilfe eines Dampfmantels oder mit Hilfe von durch Rohrschlangen geleitetem Dampf angewandt, hierfür kann Frischdampf oder Abdampf der Maschinen verwendet werden. Zweckmäßige Wärmewirtschaft wird natürlich danach streben, allen Abdampf und Abgase in dieser Weise voll auszunutzen.

Die Abb. 237—240 zeigen einige Kochkessel und Abdampfschalen.

Kochkessel und Abdampfschalen werden in den verschiedensten Formen für direkte Befuerung oder mit Dampfheizung, Ölbad, Wasserbad usw.



Abb. 237. Kochkessel in Rohguß emailliert.

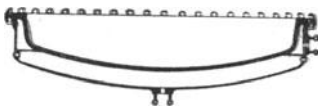


Abb. 239. Normale Abdampfschale mit schmiedeeisernem Dampfmantel

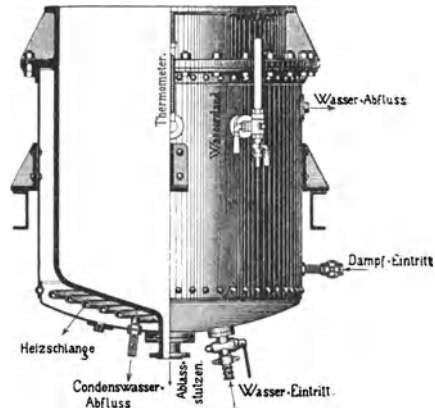


Abb. 238. Kessel mit Heizschlange für Wasserbad usw. mit Einrichtung zum Kühlen

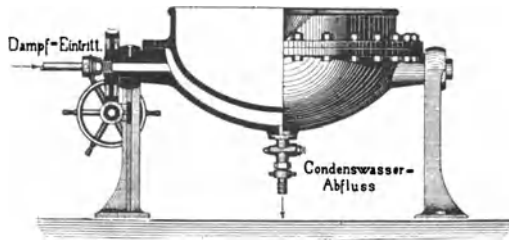


Abb. 240. Abdampfschale mit Kippvorrichtung.

(Jos. Vögele AG., Mannheim.)

ausgeführt. Abb. 237 zeigt einen gewöhnlichen Kochkessel mit Dampfmantel in Rohguß, innen emailliert; Abb. 238 einen Kessel mit Heizschlange für Wasserbad oder dgl. und einer Einrichtung zum Kühlen (Wassereintritt unten, Abfluß rechts oben). Abb. 239 zeigt eine normale flache Abdampfschale mit schmiedeeisernem Dampfmantel und Abb. 240 eine Abdampfschale tieferer Form mit überstehendem Rande, mit Vorrichtung zum Kippen. Die Dampfzuführung geschieht durch die Drehachse.

Materialien, die unter Abschluß der Luft erhitzt werden sollen, bringt man in kastenförmige oder zylindrische Muffeln oder Retorten, die abgeschlossen und nur von außen von den Flammengasen umspült werden.

Die Zahl der Sonderausführungen von Öfen ist außerordentlich groß, es können hier nur die wichtigsten kurz Erwähnung finden, im übrigen muß auf Spezialwerke verwiesen werden.

Die schon oben genannten Flammöfen sind oft von beträchtlicher Länge und als Fortschaufelungsöfen mit vom Fuchs nach dem Rost etwas geneigter Sohle und seitlichen Arbeitsöffnungen so eingerichtet, daß man das zu erhitzende Material am Fuchs, also der kältesten Stelle einsetzen und allmählich bis zu der den Herd von dem Rost trennenden Feuerbrücke, also der heißesten Stelle der Flamme, entgegenschaukeln kann. Bei den zum Abrösten der Zinkblende dienenden Hasenclever-Öfen sind mehrere langgestreckte Muffeln dieser Art übereinander angeordnet, dazwischen Feuerzüge, die hier nur durch den Vorgang selbsterzeugte Reaktionswärme zu ergänzen haben, um trotz der äußeren Abkühlung die Reaktionstemperatur aufrecht zu erhalten. Das Material wird also im Zickzack von oben nach unten durch den Ofen bewegt. Bei den Maletraöfen zum Abrösten von Feinkies (Eisenkies) fallen die Feuerzüge fort. Öfen ähnlicher Art sind auch mit mechanischen Fortschaufelungseinrichtungen z. B. bei tellerförmigen Herden mit sich um eine Achse drehenden die Schaufeln tragenden Armen ausgerüstet. In der Hüttenindustrie sind noch eine Anzahl anderer Ofenkonstruktionen im Gebrauch, so die Schachtöfen, zylindrische, kegelförmige oder faßförmige, seltener rechteckige Schächte, in die das zu erhitzende Material mit dem Brennstoff abwechselnd am oberen Ende, der Gicht, eingeführt und das erhitzte Material (meist das reduzierte bzw. geschmolzene Material) unten abgestochen wird. Die Verbrennungsluft wird seitlich durch eine Anzahl Düsen (Windformen) eingblasen und kann in Regeneratoren oder Rekuperatoren unter Ausnutzung der Heizkraft der Abgase vorgewärmt werden. Der größte Ofen dieser Art ist der zur Eisengewinnung dienende Hochofen von durchschnittlich 18–20 m Höhe mit 5–9 Winderhitzern (zylindrischen) mit gitterförmigem Mauerwerk ausgesetzten Türmen, in denen die Abgase verbrennen und durch die nach dem Umschalten die Gebläseluft geleitet wird, der bekannteste der in der Gießerei zum Einschmelzen des Eisens dienende Kupolofen. Der Hauptnachteil dieser sonst wenig verwendeten Öfen ist die direkte Berührung des zu erhitzenden Materials mit dem Brennstoff. Schachtöfen sind auch für Verwendung flüssiger und gasförmiger Brennstoffe eingerichtet worden. In der chemischen Industrie finden die Schachtöfen wenig Anwendung, wohl nur vereinzelt als Kalzinieröfen.

Auf Sonderkonstruktionen wie Glaswannen- und Glashafenöfen mit Siemens-Regenerativfeuerung, die Brennöfen der Porzellanfabriken mit übereinanderliegenden Kammern u. a. kann hier nicht näher eingegangen werden. (Siehe Lehrbuch der Chemischen Technologie und Metallurgie von Prof. Dr. Bernh. Naumann, 2. Aufl.)

Zur Erzielung gleichmäßiger Erhitzung des Einsatzes hat man um horizontale oder vertikale Achsen rotierende Öfen, bei den um horizontale Achsen rotierenden erzielt man gleichzeitig eine gute Durchmischung des Materials. Man läßt zu diesem Zwecke einzelne Steine der Ausfütterung nach innen vorstehen, so daß sie den Einsatz bei der Drehung mit hochnehmen. Bei den Öfen mit vertikaler Achse ist zum Durchmischen ein besonderer Mechanismus erforderlich oder das Durchmischen muß von einer in über dem

drehbaren tellerförmigen Herd feststehenden Gewölbe befindlichen Arbeitstür mit Krücken und Schaufeln von Hand geschehen.

Zum Brennen von trockenem oder schlammigem Gut, wie Zementrohmaterial, Kalk, Kalkschlamm, Magnesit u. dgl., Agglomerieren und Rösten

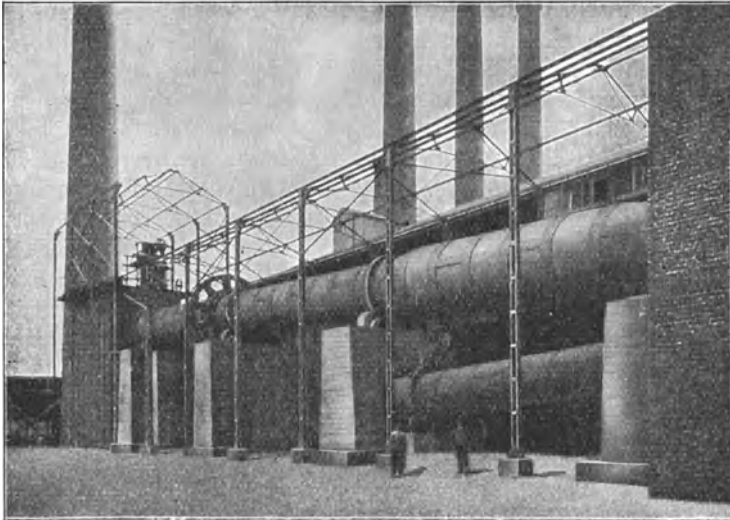


Abb. 241. Drehofen mit darunterliegender Kühltrommel.

von Erzen, Kalzinieren und Sintern für alle Bedarfsfälle der chemischen Industrie (kohlen saure Magnesia, Strontianschlamm, Tonerde, Bauxit usw. dienen die Drehrohröfen. Sie liefern anderen Ofentypen gegenüber hohe Leistungen bei sparsamem Brennstoffverbrauch. Das Material wird der

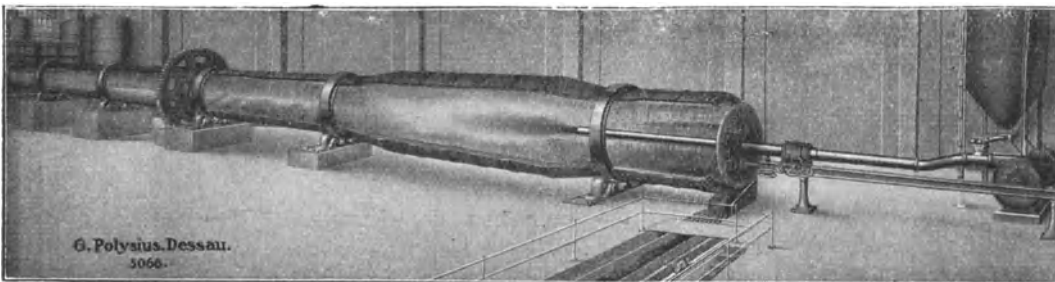


Abb. 242. „Solo“-Ofen mit erweiterter Sinterzone, DRP. G. Polysius-Dessau.

Flamme entgegen, der Drehung und Neigung des Ofens folgend gleichmäßig durch den Drehrohröfen bewegt und kommt dann in eine darunter liegende Kühltrommel (Abb. 241). Bei dem Soloofen von G. Polysius in Dessau (Abb. 242) ist diese Kühltrommel entbehrlich, er besteht aus einem einzigen mit feuerfestem Material ausgekleideten, geneigt gelagerten und sich drehenden Ofenrohr, in dem sowohl der Brand als auch die Kühlung des Gutes erfolgt. Hieraus

ergeben sich als besondere Vorteile niedrige Lagerung und Fundamente, geringe Baukosten und übersichtliche Bedienung ohne Treppen, Laufstege und Bühnen. Da der Brenn- und Kühlvorgang sich in demselben Rohr abspielt, wird die Abwärme des gebrannten Gutes ohne die sonst unvermeidlichen Verluste auf das zu brennende Gut übertragen, die erweiterte Sinterzone vermindert den Kohlenverbrauch, verringert die Ansatzbildung und erhöht die Haltbarkeit des Futters.

Die Drehöfen bestehen aus einem mit feuerfestem Material ausgekleideten Blechmantel, der sich mit Stahlgußlaufringen auf Rollenlagerungen durch Zahnkranz angetrieben, dreht. Zur Feuerung dienen Gas, Kohlenstaub oder Öl.

Soll die Erhitzung unter Druck geschehen, so bedient man sich der Autoklaven (Abb. 243 und 244), meist zylindrischer Gefäße mit halbkugelförmigem Boden mit dicht aufschraubbarem Deckel von einer der Höhe des

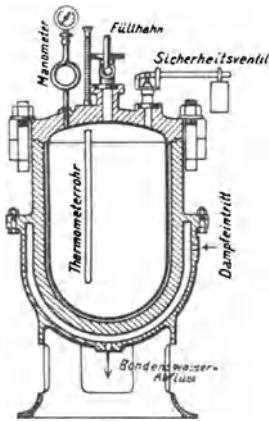


Abb. 243. Autoklav mit auswechselbarem Einsatz und Mantel für Dampfheizung.

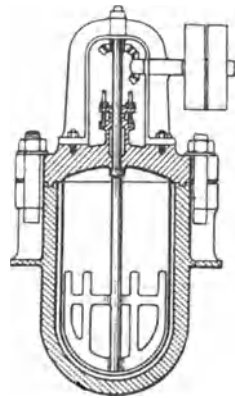


Abb. 244. Autoklav mit Rührwerk, kann Mantel für Dampfheizung oder Ölbad für direkte Befuerung erhalten.

(Jos. Vögele AG., Mannheim.)

Druckes entsprechenden Wandstärke. Sie erhalten neben einer verschließbaren Füllöffnung noch ein Manometer, ein Rohr zum Einführen eines Thermometers, ein Sicherheitsventil und ein Absperrventil, durch welches die durch die Erhitzung entstehenden Gase abgelassen werden können. Die Erhitzung geschieht meist durch Dampf, der einen besonderen Dampfmantel durchströmt, seltener durch direktes Feuer, in welchem Falle gleichfalls oft ein mit Wasser, Öl oder auch Legierungen gefüllter Mantel angewandt wird, um eine gleichmäßigere Erwärmung zu erzielen. Häufig sind die Autoklaven noch mit einem Rührwerk ausgerüstet. Das Material ist meist Gußeisen, nach Bedarf mit Bleiausfütterung oder emaillierten Einsätzen, es ist jedoch ein hochwertiges Gußeisen zu verwenden und der Guß mit besonderer Sorgfalt auszuführen, weshalb man nur Spezialgießereien damit beauftragen soll, seltener (besonders für große Abmessungen) wird Schmiedeeisen oder Kupfer verwendet. Die Prüfung der Autoklaven geschieht mit einem Probedruck von 100–200 at.

Wie bei den Autoklaven mit direkter Feuerung verwendet man auch bei Gefäßen zum Abdampfen usw. oft einen Zwischenkörper zur Wärmeübertragung und zwar bei den niedrigsten Temperaturen Wasser, bei höheren Öl und Sand, bei den höchsten Metallegierungen. Man erzielt dadurch eine gleichmäßigere Erhitzung, vermeidet das Springen von keramischen Gefäßen wo Metallgefäße nicht anwendbar sind und die Entzündung feuergefährlicher Flüssigkeiten. Auch heiße Luft kann zur Wärmeübertragung dienen. Die Flüssigkeit im Inneren soll bei keramischen Gefäßen bei Beginn der Erwärmung möglichst höher stehen als der die Wärme übertragende Körper außen, damit ungleichmäßige Spannungen vermieden werden.

Bei Erhitzung durch Rohrschlangen müssen die Rohre fortlaufend schwaches Gefälle haben, damit nicht Kondenswasser sich an einzelnen Stellen ansammeln kann.

Das Gegenstück zu den Autoklaven, in denen die Erhitzung unter höherem Druck stattfindet, sind die Vakuumpapparate, kugelförmige, eiförmige oder zylindrische Gefäße mit gewölbten oder kegelförmigen Böden und Deckeln, mit verschiedenen Stutzen für Vakuummeter, Thermometer, Probenehmer, Butterhahn (zum Einbringen des das Schäumen verhindernden Fettes) Dampf-, Wasser- und Saftsaugventilen, am Boden einer verschließbaren Ablassöffnung und am oberen Teile einer anderen mit Dampfableitung und Saftfängerhaube. Man hat solche zum Verdampfen dienende Apparate in stehender und liegender Anordnung und um die Heizwirkung des Dampfes besser auszunutzen, auf dem Gegenstromprinzip gestaltete Zwei- und Mehrkörperapparate, mit im Inneren liegenden Heizrohrsystemen, solchen, die in den Wänden des Gefäßes angeordnet sind und auch mit Dampfmänteln. Um die beim Verdampfen mitgerissenen Flüssigkeitsteilchen nicht zu verlieren, wendet man im Inneren oder im Dom Schaumabscheider an. Das sind bewegliche Deckel, gegen welche die Schaumbläschen stoßen, wobei sie platzen und als Tropfen wieder herunterfallen. Die Erzeugung des Vakuums durch Kondensation wurde schon im Abschnitt Dampfmaschinen beschrieben, die hierzu verwendeten Pumpen im Abschnitt Pumpen und Gebläse.

In einer gewöhnlichen Mehrkörperdampfanlage gestaltet sich die Verdampfung wie folgt: Die einzudampfende Lösung wird mit Hilfe einer Pumpe durch einen oder mehrere Vorwärmer in den ersten Körper, der mit Frischdampf geheizt wird und von diesem infolge der in denselben herrschenden Spannungsunterschiede in die folgenden Körper, die mit dem Brügendampf des ersten Körpers, nachdem dieser eine Laugenfangvorrichtung passiert hat, geheizt werden, jedoch auch für Heizung mit Frischdampf eingerichtet sind. Aus dem letzten Körper wird die eingedampfte Lösung durch eine Pumpe oder andere Vorrichtung abgezogen. Wenn die Fertigungskonzentration bei höherer Temperatur oder unter Druck vorzunehmen ist muß die Lösung im Gegenstrom bewegt, also aus dem Körper mit niedriger Temperatur in den vorgeschalteten höhergespannten gepumpt werden. Scheiden sich während der Verdampfung Salze aus, so werden unter den Verdampfern Salzscheider angeordnet, in die die Salze abgelassen und in denen sie nach Zurücksaugen der Lauge in den Verdampfer ausgewaschen werden können.

Eine wesentliche Verbesserung bilden die Kompressions-Vakuum-Verdampfer, System Metallbank-Gensecke der Lurgi Ges. f. Wärmetechnik

in Frankfurt a. M. Eine sogenannte Wärmepumpe, die sowohl als Turbo-kompressor als auch als Dampfstrahlkompressor ausgebildet worden ist, saugt die Brüden des Verdampfers an, verdichtet dieselben, wobei sie eine höhere Temperatur annehmen und drückt sie dann als Heißdampf in das Heizsystem desselben Verdampfers, aus dem sie entstanden sind.

Hierdurch werden also mehrere Kochapparate vermieden, wodurch die Anlage verbilligt wird, während die Mehrkörperverdampfer in der Regel bei der Vierfachverdampferanlage infolge der hohen Anlagekosten unwirtschaftlich werden. Außerdem wird eine tiefe Kochtemperatur erzielt, so daß auch Flüssigkeiten ausgedampft werden können, die die hohe Temperatur im ersten Körper der Mehrkörperanlagen nicht vertragen. Die Dampf- und Kohlenersparnis kann über die der Vierfachverdampfung bei Mehrkörperanlagen getrieben werden. In Sonderfällen z. B. wenn wie bei inkrustierenden Flüssigkeiten die Temperaturdifferenz an der Heizfläche einengewissen Betrag nicht unterschreiten darf, verwendet man Kombinationen zwischen dem Brüdenkompressions- und dem Mehrfachverdampferverfahren. Im übrigen muß auf die Druckschrift obiger Firma verwiesen werden.

Beim Kristallisieren wird statt der Erhitzung häufig Abkühlung angewandt, die erforderlichen Apparate unterscheiden sich nicht wesentlich von den für Erhitzung, nur treten an Stelle der Heizrohrschlangen Kühlmäntel bzw. Kühlrohrschlangen.

Bei den Extraktionsapparaten werden die zu extrahierenden Stoffe unter Dampfdruck gekocht und die Flüssigkeit durch Dampf, Wasser oder Druckluft abgedrückt, wobei man, um eine vollständige Extraktion zu erzielen, mehrere Apparate im Gegenstrom hintereinanderschalten kann. Genaue Temperatur- und Druckregelung ist hier wegen der Empfindlichkeit vieler Stoffe von größter Bedeutung, auch muß man den Wasserstand beobachten und die Konzentration prüfen können, die Apparate sind deshalb mit Manometer, Thermometer und Probierhähnen auszurüsten, auch sind Vorwärmer für die Flüssigkeit von Vorteil. Je nach der Art der zu extrahierenden Stoffe und Extraktionsmittel zeigen die einzelnen Konstruktionen viele Abweichungen in der Bauart und in den Baustoffen, es gibt stehende und liegende Extrakteure mit und ohne Rührwerk und selbst rotierende, es wird hier genügen, das Prinzip dieser Apparate an einem Beispiel, Abb. 245, zu zeigen.

Bei den Destillationsanlagen (Abb. 246—249) kommt zu dem Apparat zur Erhitzung noch die Kühlvorrichtung und ein Gefäß zur Aufnahme des Destillates. Die Kühlapparate sind meist zylindrische Behälter, die von einer Rohrschlange, die sich an das Helmrohr des Verdampfapparates anschließt, durchzogen sind und durch die nach dem Gegenstromprinzip Kühlwasser geleitet wird.

Abb. 246 zeigt einen gewöhnlichen eingemauerten Destillationskessel mit Unterfeuerung für feste Brennstoffe und unterem seitlichen Ablauf; Abb. 247 einen kleinen Destillationsapparat und Abb. 248 eine normale Destillationsanlage, innen emailliert mit gußeiserner Kühlschlange und Vorleger, Ausführungen der Maschinenfabrik Jos. Vögele AG. in Mannheim.

Entstehen bei der Destillation verschiedene Dämpfe, die sich durch verschiedene Siedepunkte unterscheiden, so verwendet man die sogenannten

Kolonnenapparate (Abb. 249). Diese bestehen aus einem Zylinder mit einer Anzahl Zwischenböden, die den Dampf durch entsprechende Öffnungen durchlassen, eine gewisse Menge durch die Kondensation entstehende Flüssigkeit aber zurückhalten. Die in der Flüssigkeit jedes Bodens kondensierenden Dämpfe treiben durch die bei der Kondensation freiwerdende Wärme zugleich leichter siedende Bestandteile der Flüssigkeit aus. Um dies zu ermöglichen, muß von oben her eine gewisse Menge leichter siedender Stoffe zugeführt werden, weshalb man aus dem Kondensator, der sich an den obersten Teil der Kolonne anschließt, den dort als Kondensat niedergeschlagenen Teil der Dämpfe auf den obersten Boden der Kolonne zurückfließen läßt. Das nicht im Kondensator verdichtete wird in dem anschließenden Kühler vollständig kondensiert und in die Vorratsgefäße geleitet.

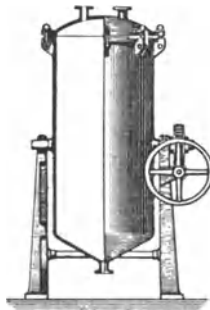


Abb 245 Extrakteur mit Kippvorrichtung. (Jos. Vögele AG., Mannheim.)

Man unterscheidet Siebkolonnen und Glockenkolonnen. Erstere bestehen aus durchlöchernten verzinnnten Kupfer- oder Eisenblechböden mit je einem Überlaufrohr, welches in eine Schale des nächsten Bodens taucht. Die von oben kommende Flüssigkeit verteilt sich vom Umfang der Schale auf den Boden und fließt nach Bestreichen der ganzen Bodenfläche durch das Überlaufrohr an der anderen Seite auf den nächsten Boden. Der Nachteil der Siebkolonnen ist, daß viel Flüssigkeitsteilchen mit zur nächst höheren Kolonne gerissen

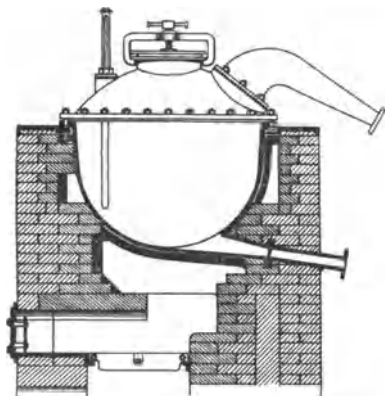


Abb. 246. Destillationskessel mit unterem, seitlichem Ablauf, für direkte Befuerung eingerichtet.

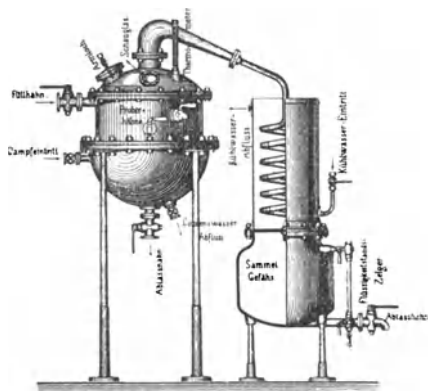


Abb. 247. Destillationsapparat.

(Jos. Vögele AG., Mannheim.)

werden. Dies ist bei der Glockenkolonne nicht der Fall, auch ist der erforderliche Arbeitsdruck bei der Glockenkolonne geringer. Die Konstruktion ist aus Abb. 249 ersichtlich. Statt einer Glocke können bei größeren Apparaten eine größere Anzahl über die Bodenfläche verteilt werden. Damit auch hier die Flüssigkeit den ganzen Boden bestreichen muß und nicht etwa der von oben kommende Rücklauf aus dem Fallrohr unmittel-

bar in das benachbarte Abflußrohr fließt, ordnet man dann eine Scheidewand an, die die Flüssigkeit umfließen muß. Die Menge des Rücklaufs läßt sich

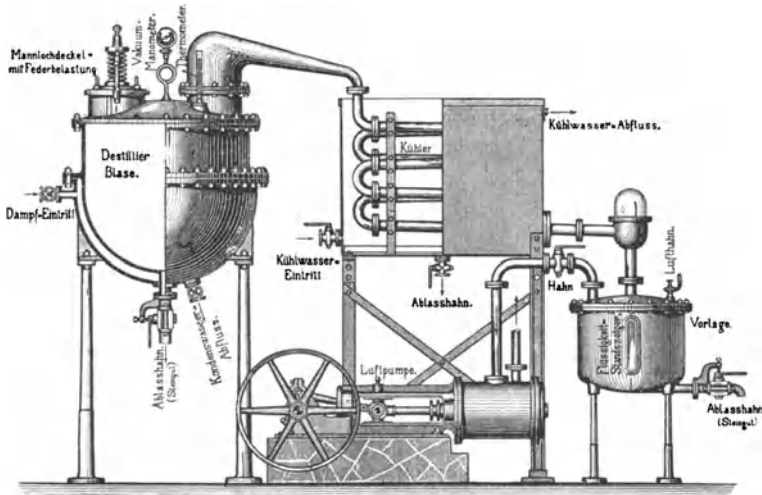


Abb. 248. Normaldestillationsanlage, innen emailliert, mit gußeiserner Kühlschlange und Vorlage. (Jos. Vögele AG., Mannheim.)

durch Veränderung der Kühlfläche des Kondensators regeln.

Von großer Bedeutung sind für die chemische Industrie auch Trockenanlagen und da das Trocknen auch meist durch Erwärmen geschieht, soll ihre Besprechung hier angeschlossen werden.

Um einen festen Körper zu trocknen, das heißt von beigemengter Flüssigkeit (meist Wasser) zu befreien, kann man sich zunächst mechanischer Verfahren bedienen; zunächst durch Ablaufenlassen auf Geweben oder durchlochten Platten oder auf schiefen Ebenen, dann durch Zentrifugieren, durch Pressen, Filterpressen usw. Diese Apparate sind bereits besprochen worden. Die auf diese Weisen nicht zu entfernende Flüssigkeit muß verdampft werden. Soweit eine stärkere Erhitzung nicht zulässig ist, geschieht dies durch Luftzufuhr, ist stärkere Erhitzung zulässig durch Er-

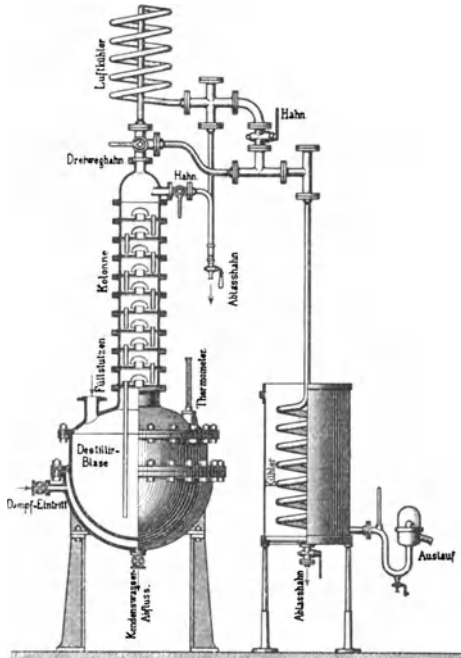


Abb. 249. Destillationsanlage. Blase mit Rektifizierkolonne. (Jos. Vögele AG., Mannheim.)

wärmung meist unter gleichzeitiger Luftzufuhr, manchmal auch im Vakuum.

Der einfachste Trockenapparat ist die offene Plandarre, eine ebene Fläche aus Eisen- oder Tonplatten, unter der sich die Feuerzüge einer Rostfeuerung befinden. Bei Dampfheizung ordnet man am besten ein Rohrsystem an. Den Dampf direkt in die Züge eintreten zu lassen, ist nur zulässig, wenn diese zuverlässig abgedichtet sind. Die Wärmeverluste sind natürlich sehr groß, die Erhitzung der untersten Schicht auch viel stärker als die der oberen, was durch Umschaukeln ausgeglichen werden kann. Bei kreisrunden Trockendarren kann das Umschaukeln auf mechanischem Wege durch an einer zentralen Welle sternförmig angeordnete Schaufeln geschehen. Die Wärmeverluste können durch Tieferlegen und Abdecken der Darre vermindert werden, doch macht dies künstliche Ventilation nötig und erschwert die Beschickung, Entleerung und Kontrolle der Trocknung.

In den letzten Jahren finden die Walzentrockner häufiger Anwendung, die als Tauchtrockner und als Walzentrockner mit mechanischer Auftragung des Trockengutes gebaut werden und unter Umständen im Vakuum arbeiten können. Die Tauchtrockner, bei denen die rotierende, mit Dampf geheizte Walze in das Naßgut eintaucht, können nicht, wie die Walzentrockner mit mechanischer Auftragung in allen Fällen verwendet werden, sondern nur, wenn die Adhäsion zwischen Naßgut und Walze genügt ersteres in gleichmäßiger Schicht auf der Walze festzuhalten.

Besser sind die Trockenkammern, meist gemauert, aber auch aus Holz- oder gut mit Wärmeschutzmitteln umkleideten Eisenwänden gebildet und je nach der Art des Trockengutes mit Gestellen ausgerüstet, die Horden, flache Schalen u. dgl. tragen, auf denen das Trockengut in möglichst lockerer dünner Schicht mit ausreichendem Luftraume darüber, ausgebreitet werden kann. Die Gestelle bzw. Horden müssen entweder ausziehbar sein oder bei größeren Kammern von Gängen aus für den Arbeiter bedienbar sein, die Türen müssen gut schließen und gegen Wärmeausstrahlung geschützt sein, die Temperatur muß gut regulierbar sein und der Wasserdampf zuverlässig abgeführt werden, was durch eine kurze Verbindung mit einem gut ziehenden Schornstein oder durch einen Exhauster geschehen kann. Die Erwärmung geschieht durch direkte Feuerung, strahlende Wärme einer Heizfläche, äußere Erhitzung der dann aus dünnem Eisenblech bestehenden Wände oder heiße Luft.

Soll Schornsteinzug wirksam sein, so muß in der Trockenkammer die Temperatur erheblich über 100° sein, anderenfalls ist für Zu- und Abfuhr frischer Luft zu sorgen, dabei aber auch dafür, daß diese Luft den ganzen Einsatz gleichmäßig bestreicht. In der Nähe des Lufteintritts wird dabei der Einsatz stark abgekühlt, es ist deshalb besser statt kalte Luft durchzusaugen, die Luft vorzuwärmen und mit schwachem Überdruck durch die Kammer zu drücken. Hierbei sind auch Undichtigkeiten weniger schädlich und die Trocknung in den sogenannten toten Ecken wird besser.

Den Trockenkammern entsprechen für kleinere Leistungen die Trockenschränke, die auch, da bei der Trocknung mit Luft vielfach Verflüchtigung einzelner Bestandteile, Verunreinigungen durch Staub, chemische Veränderungen u. a. auch Entzündung durch die Feuerung eintreten kann, für

Trocknung durch wasserentziehende Mittel, als welches hauptsächlich Ätzkalk als das billigste in Frage kommt, eingerichtet werden. Bei anderen Trockenschränken werden durch eine Vakuumpumpe die entstehenden Gase abgesaugt.

Da die oben genannten Bedingungen gleichmäßiger Verteilung der Wärme und der Luft bei Trockenkammern nur schwer zu verwirklichen sind, verdient im allgemeinen ein anderes Prinzip den Vorzug, nämlich das Trockengut der erhitzten Stelle langsam und gleichmäßig entgegen zu bewegen. Dies geschieht in Trockenkanälen dadurch, daß man das Trockengut auf Wagen, um Umladen zu vermeiden, oft gleich auf den Transportwagen, die mit Hilfe einer Winde bewegt werden, dem heißen Luftstrom entgegenbewegt. Den Luftstrom läßt man, um die Arbeiter nicht durch die heißen Gase zu belästigen, zweckmäßig einige Wagenlängen hinter der vorderen Tür eintreten. Je nachdem das Trockengut mit den Feuergasen in Berührung kommen darf oder nicht, wird die Luft mit den Feuergasen gemischt oder in besonders konstruierter Feuerung (Kalorifere) von diesen nur erhitzt. Das Absaugen geschieht durch Schornsteinzug oder der besseren Regulierung wegen durch Ventilator. In besonderen Fällen verwendet man auch senkrechte Kanäle und auch Schachtöfen, in denen das Material oben aufgegeben und unten durch seitliche Türen abgezogen wird.

Bei der Trockentrommel, die als der vollkommenste Trockenapparat zu bezeichnen ist, wird das Material in einem von innen oder außen oder innen und außen geheizten Zylinder, der in ständige Umdrehung versetzt und mit einer zentrale Schaufeln oder Arme oder eine Transportschnecke tragenden Achse ausgerüstet ist, die stillsteht oder sich in entgegengesetztem Sinne dreht wie der Zylinder (seltener steht der Zylinder fest und die Achse dreht sich) von einem Ende des Zylinders zum anderen bewegt, was durch geneigte Lage des Zylinders oder Anwendung einer kegelförmigen Trommel noch begünstigt werden kann, in diesem Falle ist die Achse mit den Schaufeln u. U. entbehrlich, es werden dann Schöpfvorrichtungen am Mantel angebracht, die das Gut umwerfen. Heizgase und Luft bzw. nur die erhitzte Luft bewegen sich wie bei der Trockenkammer in der Regel dem Trockengut entgegen. Hierbei wird das Material zugleich umgerührt, was das Trocknen beschleunigt und eine gleichmäßige Trocknung begünstigt. Der Antrieb der Trommel erfolgt durch Zahnräder oder besser durch Schneckentrieb, da die Trommel sich nur langsam umdreht.

Bei den Trockentrommeln mit geneigter Achse und Schöpfvorrichtungen am inneren Mantel kann man durch verschieden starke Neigung der Trommel die Geschwindigkeit der Bewegung des Gutes verändern, bei wagerechter Lage findet nur ein Umschauen statt, je größer die Neigung ist, um so schneller wird das Trockengut durchgesetzt.

Bei anderen mehr den Trockenkanälen gleichenden Trockenapparaten wird das Trockengut auf Transportbändern, die in mehreren Etagen übereinanderliegen, bewegt, es fällt von einem Band auf das andere und wird so mehrmals hin- und herbewegt.

Es wurde schon gesagt, daß sich das Trockengut in der Regel den heißen Gasen entgegenbewegt: Gegenstromprinzip, doch findet auch das Gleichstromprinzip Anwendung, insbesondere für klebriges Gut, welches möglichst

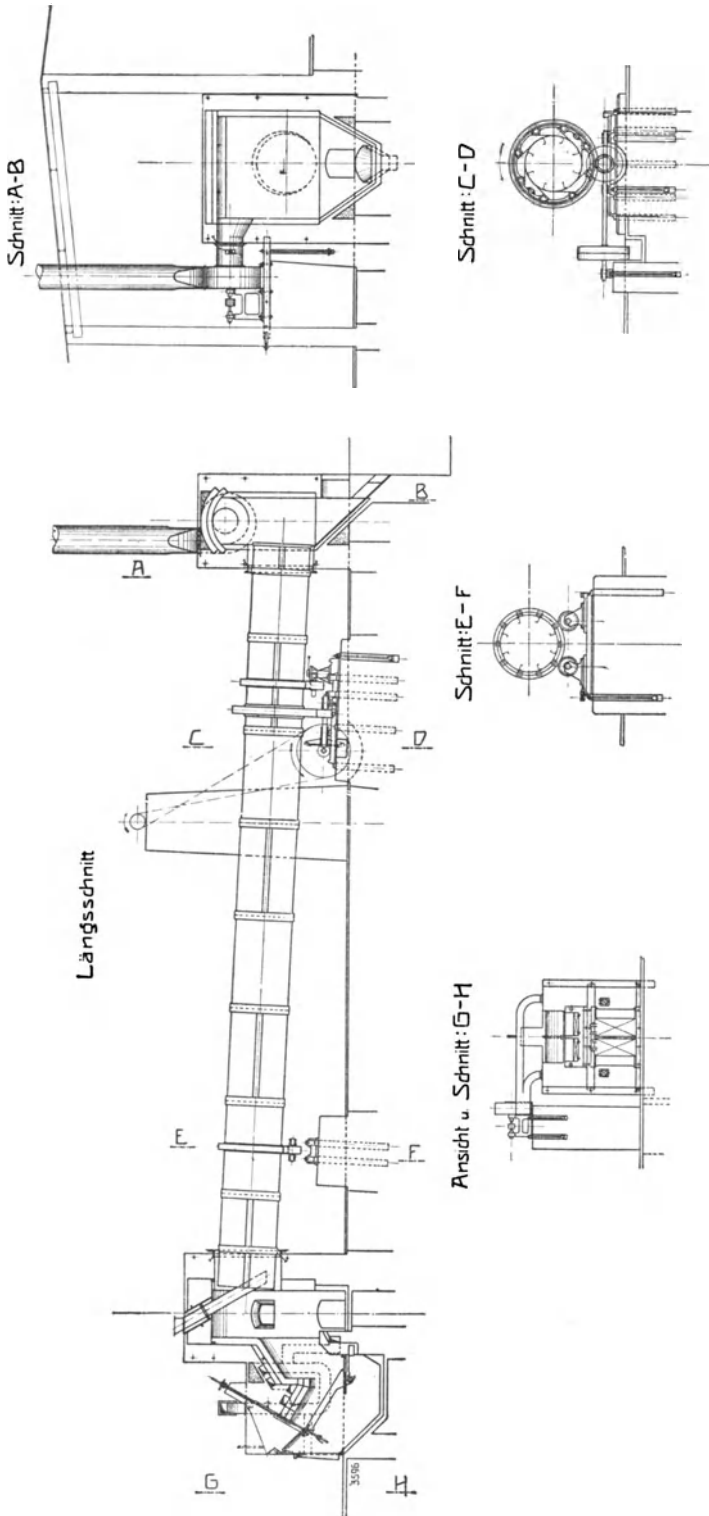


Abb. 250. Freiliegender Trockner nach dem Gleichstromprinzip.

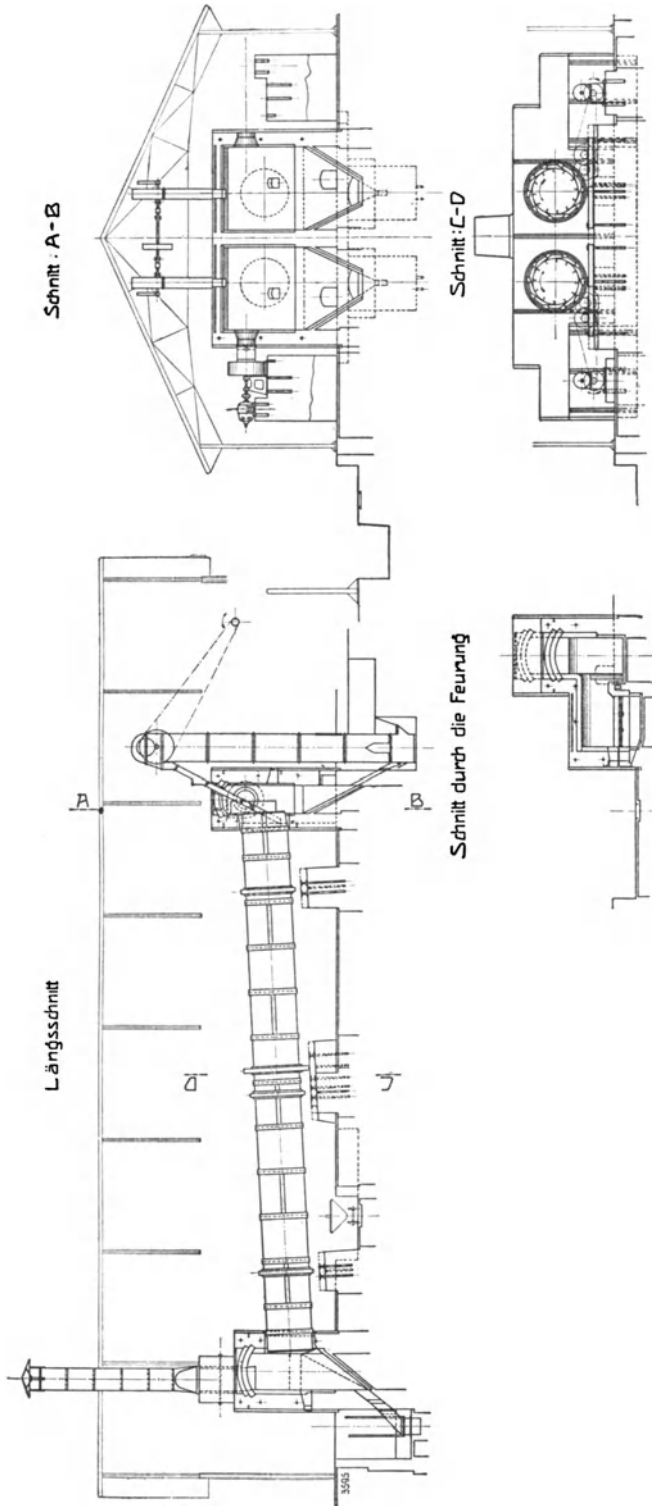
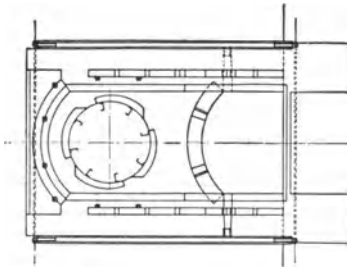
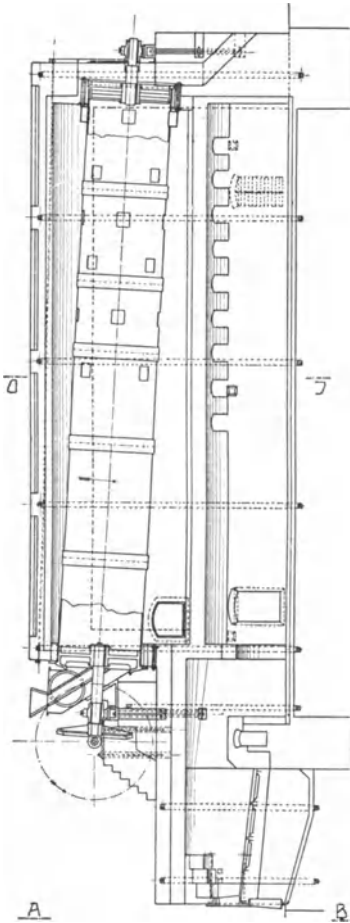


Abb. 251. Trockenanlage nach dem Gegenstromprinzip.

Schnitt : C-D



Längsschnitt



Schnitt u. Ansicht : A-B

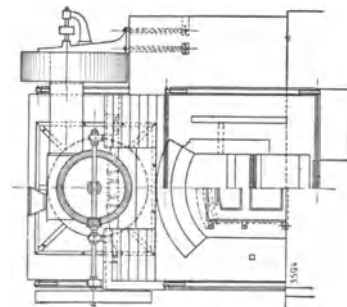


Abb. 252. Trockentrommel in Zapfen gelagert mit Ummantelung.

schnell zunächst einer Oberflächenverdampfung ausgesetzt werden muß, damit es an den Seitenwandungen der Trommel nicht anbackt.

Wenn das Trockengut der Stichflamme nicht ausgesetzt werden darf, wird die Trommel zunächst von den Feuergasen außen umspült, dann erst treten die etwas abgekühlten Gase in die Trommel. Darf das Trockengut überhaupt nicht mit den Heizgasen in Berührung kommen, so wird nur Außenheizung angewandt oder besser in Kaloriferen erhitzte reine Luft durch die Trommel geleitet.

Für die Heizung mit Steinkohlen kommen Planrost-, für Braunkohlen Schrägrostfeuerungen, für Gasfeuerung Brennerdüsen, meist aber noch eine Planrosthilfsfeuerung in Anwendung.

Die Abb. 250—252 zeigen Ausführungen von Trockentrommeln der G. Luther AG. in Braunschweig.

Abb. 250 stellt einen freiliegenden Trockner, nach dem Gleichstromprinzip arbeitend, dar. Gelagert ist derselbe mittels unstarr befestigter Laufringe auf Rollen. Als Feuerung ist Schüttrostfeuerung für Braunkohle vorgesehen. Die Verbrennungsluft wird sowohl direkt als auch indirekt angewärmt eingepreßt. Heizgase und Wasserdämpfe werden am Auslauf der Trommel durch einen wassergekühlten Exhaustor abgesaugt.

Abb. 251 zeigt eine Trockenanlage nach dem Gegenstromprinzip, wie sie in außergewöhnlicher Größe zum Trocknen eines besonderen Materials ausgeführt wurde. Als Feuerung ist eine Planrostfeuerung für Steinkohle

vorgesehen. Die Anordnung des Gegenstromprinzips wurde aus dem Grunde gewählt, um die abziehenden Wasserdämpfe bei der gewaltigen Länge der Trommel nicht wieder mit dem in Trocknung befindlichen Material in Berührung zu bringen. Beim Anheizen passieren die Rauchgase nicht die Trommeln, sondern gelangen durch einen Kamin direkt ins Freie. Während des Vollbetriebes werden Feuergase und Wasserdämpfe durch einen starken Exhaustor aus der Trommel abgesogen, der direkt mit einem Elektromotor gekuppelt ist. Sowohl dieser Motor als auch der zum Antrieb der Trommel dienende haben Einrichtung für Tourenregulierung.

Bei Trocknern mit Gichtgasfeuerung gelangt das Gichtgas vom Hochofen mittels einer Rohrleitung in einen Doppelbrenner und entzündet sich über dem Hilfsfeuer des Planrostes. Die Gase umstreichen die Trommel, passieren dann dieselbe und werden am Materialeintrittsende durch einen

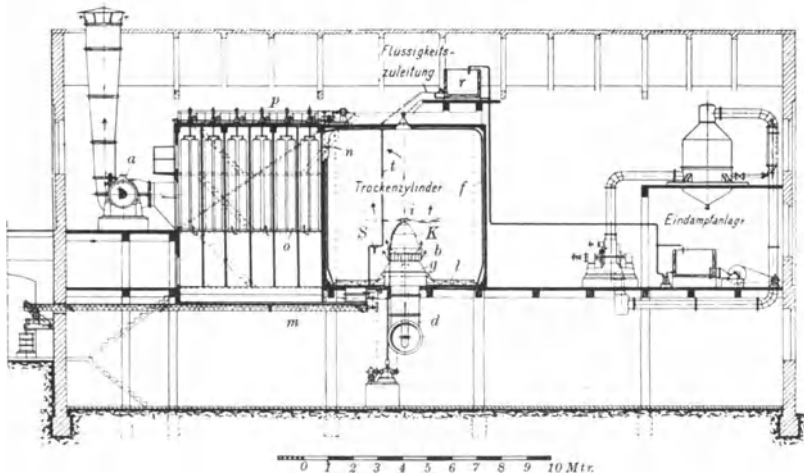


Abb. 253. Trocknungsanlage nach Dr. h. c. G. A. Krause (Krause Trocknungs-Apparate-Bau-G. m. b. H., Frankfurt a. M.)

Exhaustor abgesaugt. Bei dieser Anordnungsweise ist einmal berücksichtigt, daß das Trockengut nicht mit der Stichflamme in Berührung kommt, dann aber, daß die Wasserdämpfe nicht mit dem getrockneten Gut zusammen treffen, weshalb in diesem Falle das Gegenstromprinzip wieder zur Anwendung kommt. Bemerkenswert ist noch, daß die Lagerstellen der Trommel frei zugänglich sind.

Abb. 252 veranschaulicht einen Trockner in Zapfenlagerung. Die Trommel ist vollständig ummauert. Für die Feuerung ist ein Planrost für Steinkohle vorgesehen. Die Heizgase streichen über eine Feuerbrücke, durch welche Vorwärmflucht hindurchströmt, und gelangen in eine unterhalb des Trockners gelegene Kammer, die in ihrem hinteren Teile Gewölbeöffnungen besitzt. Ebenfalls hat die Trommel in ihrem hinteren Teile in geeigneter Weise überdeckte Öffnungen, durch welche die Heizgase in deren Innenraum gelangen, um so nach dem Gegenstromprinzip noch voll ausgenutzt zu werden. Am Einlauf werden die Gase durch einen kräftigen Exhaustor

abgesaugt, um von hier aus nach Passieren eines Zentrifugalausscheiders ins Freie zu gelangen.

Ein viel verwendetes Trocknungsverfahren, welches den zu trocknenden Stoff zugleich fein zerstäubt und bei niedriger Temperatur arbeitet, ist das Verfahren nach Dr. h. c. G. A. Krause. In dem Trockenzylinder f (Abb. 253) wird eine Zerstäubungs- oder Schleuderscheibe i durch Dampfturbine oder Elektromotor in 5000 bis 24 000 Umdr./Min. versetzt. Auf die Mitte dieser Scheibe fließt aus dem über dem Trockenzylinder angebrachten Gefäß r die meist in einer Eindampfanlage Jesse-Genseke (s. d.) vorkonzentrierte Flüssigkeit. Sie kann auch durch Rohr t und Regelorgan s von unten auf die Scheibe fließen. Durch den Ventilator a wird Luft durch den ganzen Apparat gesaugt, die ein Frischluftfilter und einen mit Dampf geheizten Lufterhitzer durchströmt und durch das Rohr d und den Turm g durch den Leitapparat n in geeigneter Weise verteilt in den Trockenzylinder eintritt und den durch die Zerstäuberscheibe gebildeten horizontal ausgebreiteten Nebelschwaden durchsetzt, wobei eine so intensive Trocknung stattfindet, daß ein Zusammenbacken der staubfeinen Teilchen vermieden wird. Das Trockenprodukt fällt teilweise zu Boden und wird durch einen Räumer l ständig in einen Ausfalltrog und von hier auf eine horizontale Transportschnecke m abgeführt. Die von der Luft mitgerissenen Teilchen werden in einem Saugschlauchfilter abgeschieden, das die Teilchen an der inneren Fläche der senkrechten Stoffschläuche o zurückhält und durch eine Schüttelvorrichtung abschüttelt, wobei sie gleichfalls auf die Transportschnecke m fallen.

Das Trockengut hat im allgemeinen nur noch 1 bis 5 v. H. Wassergehalt. Die Apparate, die den besonderen Anforderungen entsprechend mancherlei Abänderungen erfahren, können mit einer Leistung von wenigen Litern bis zu mehreren tausend Litern stündlicher Wasserverdampfung geliefert werden.

E. Kältemaschinen und Maschinen zur Verflüssigung von Gasen.

Während es sich bei den Maschinen und Apparaten der vorigen Gruppe vorwiegend um Erwärmung handelt, ist hier die Abkühlung das Wesentliche, daneben zum Teil gleichzeitig die Anwendung von hohem Druck. Da die Abkühlung heute fast ausschließlich durch Verdampfung verflüssigter oder Expansion stark komprimierter Gase erzielt wird, so ist ein geeigneter Kompressor der Hauptbestandteil der Anlage, die Kühlvorrichtungen sind in der Hauptsache Rohrschlangen oder anders geformte Kühlelemente, ausgerüstet mit Rührvorrichtungen.

Eine ausführliche Abhandlung über Kälteerzeugung, flüssige Luft, verflüssigte und verdichtete Gase findet sich in dem Lehrbuch der Chemischen Technologie und Metallurgie von Prof. Dr. Bernh. Neumann, 2. Aufl., Verlag S. Hirzel in Leipzig, hier kann auf Einzelheiten nicht eingegangen werden.

Die Kältemaschine oder Eismaschine beruht in der Hauptsache darauf, daß ein Kühlmittel (Ammoniak, Schweflige Säure oder Kohlensäure) mit Hilfe eines Kompressors (Abb. 254) verdichtet wird, in einem Kühler oder Kondensator wird ihm die Kompressionswärme entzogen und dasselbe ver-

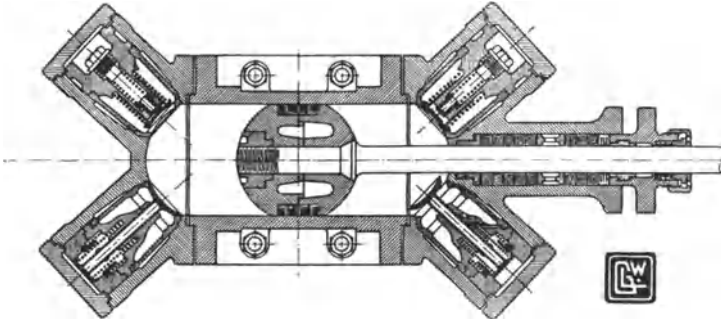


Abb. 254. Liegender Ammoniakverdichter. Schnitt durch Zylinder, Ventile und Kolben. Gesellschaft für Lindes Eismaschinen AG., Wiesbaden.

flüssigt, worauf es in einem Verdampfer, dessen Rohrschlangen von der zu kühlenden Flüssigkeit (Kochsalz- oder Chlorkalziumlösung) umspült ist, verdampft, der zu kühlenden Flüssigkeit Wärme entziehend. Die Dämpfe werden wieder vom Kompressor verdichtet. Abb. 255 zeigt einen offenen Ammoniakverflüssiger mit Rührwerk, der Verdampfer ist fast genau so gebaut. Die Abb. 256 zeigt einen Elementen-Ammoniakverflüssiger, Abb. 257 einen Elementen-Ammoniakverdampfer für Eiszerzeugung.

Das Prinzip der Verflüssigung schwer zu verflüssigender Gase ist folgendes. Das Gas wird komprimiert, die Kompressionswärme durch Kühlung entzogen, durch Expansion eines Teiles des komprimierten und gekühlten Gases wird dem nachströmenden Teil Wärme entzogen, wobei die Temperatur immer tiefer sinkt, bis die Verflüssigung eintritt.

Durch Verdampfen verflüssigter Luft lassen sich Stickstoff, der zunächst verdampft und Sauerstoff trennen. Man verwendet dabei einen Fraktionier- oder Rektifizierapparat und erhält dabei die Bestandteile ziemlich rein. Was Einzelheiten betrifft, muß auf obige Quelle verwiesen werden.

Die Versendung komprimierter und verflüssigter Gase geschieht in Krause, Maschinenkunde.

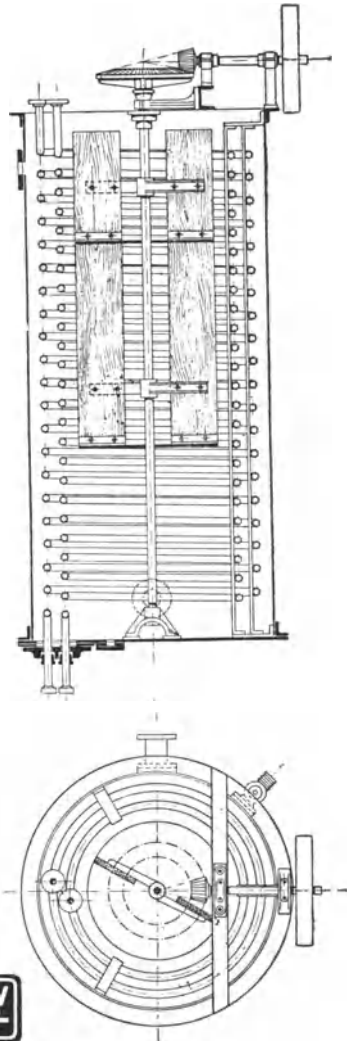


Abb. 255. Offener Ammoniakverflüssiger mit Rührwerk. Gesellschaft für Lindes Eismaschinen AG., Wiesbaden.

Stahlflaschen. Im verflüssigten Zustande können nur solche Gase in den Handel gebracht werden, deren kritische Temperatur über Lufttemperatur,

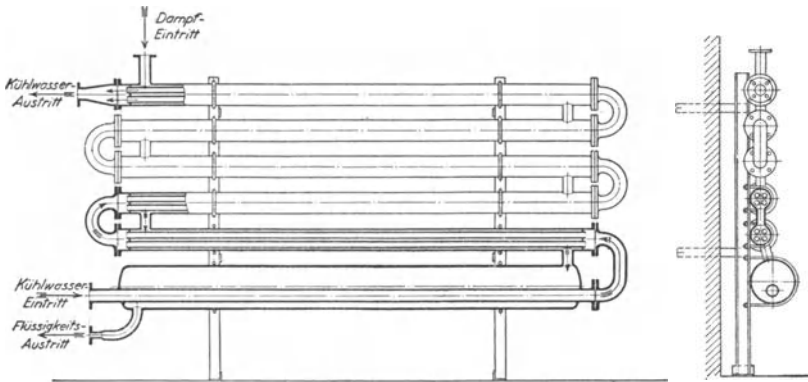


Abb. 256. Elementen-Ammoniakverflüssiger. Gesellschaft für Lindes Eismaschinen AG., Wiesbaden.

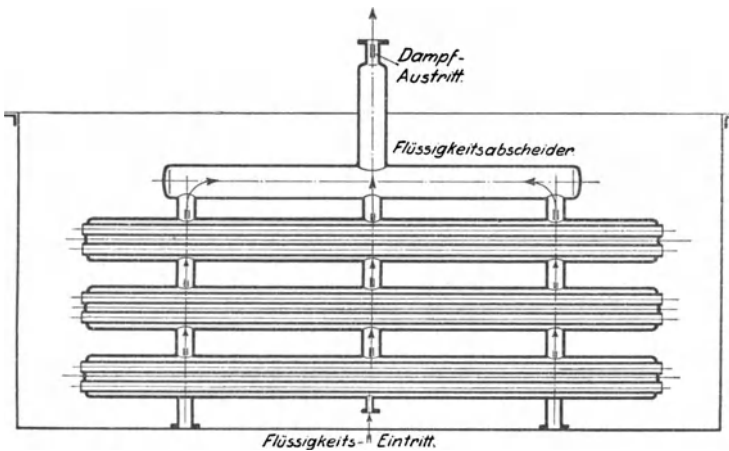


Abb. 257. Elementen-Ammoniakverdampfer für Eiserzeugung. Gesellschaft für Lindes Eismaschinen AG., Wiesbaden.

also mindestens über 30° liegt, das sind Ammoniak, Schweflige Säure, Chlor, Kohlensäure und Stickoxydul, andere werden in stark komprimiertem Zustande (aber nicht über 150 at) in den Handel gebracht.

VIII. Die Maschinenteile.

Unter Maschinenteilen oder Maschinenelementen versteht man diejenigen Teile, die in gleichartiger oder ähnlicher Ausführung an einer größeren Anzahl von Maschinen vorkommen. Sie lassen sich, wenn wir der üblichen Einteilung gegenüber einiges zusammenfassen, nach ihrem Zwecke einteilen in

- A. Verbindende Maschinenteile,
- B. Maschinenteile der drehenden Bewegung,
- C. Maschinenteile der geradlinigen Bewegung.
- D. Maschinenteile zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in eine drehende und umgekehrt.
- E. Maschinenteile zur Fortleitung von Flüssigkeiten, Dämpfen und Gasen einschließlich der Abschlußorgane.
- F. Bedienungselemente.

Die Behandlung der Maschinenteile erfolgt in diesem Buche nach der Besprechung der Wirkungsweise der einzelnen Maschinen, weil sonst bei dem Leserkreise, an den sich das Buch wendet, vielfach das Verständnis für die Aufgabe, die diese Teile zu erfüllen haben, fehlen würde. Die Behandlung kann in aller Kürze erfolgen, da der Chemiker nur selten in die Lage kommen wird, diese Teile selbst zu konstruieren, im übrigen sei auf die 4. Auflage der „Maschinenelemente“ des Verfassers verwiesen.

Vorausgeschickt seien einige Erläuterungen über allgemeine Konstruktionsgrundsätze und die wichtigsten Festigkeitsberechnungen.

Über allgemeine Konstruktionsgrundsätze.

Bei der Gestaltung von Maschinenteilen ist ausschließlich die Zweckform durchzubilden, alles Überflüssige wie z. B. Zierart ist zu vermeiden. Weiter ist bei der Gestaltung der Teile auf die Herstellung Rücksicht zu nehmen, die Teile müssen sich leicht formen lassen, die Massen müssen gleichmäßig verteilt sein, so daß Lunker, Saugstellen und Gußspannungen vermieden werden. Plötzliche Querschnittsänderungen sind zu vermeiden, da sie leicht zu unzulässigen Spannungen führen, das gilt auch für Schmiedestücke. Bei der Bearbeitung mit schneidenden Werkzeugen müssen sich die Teile bequem auf Drehbank, Hobel- oder Fräsmaschinen aufspannen und möglichst

ohne Umspannen fertig bearbeiten lassen. Arbeitsflächen, welche gehobelt werden, führt man ungeteilt aus, solche, die gefräßt oder von Hand nachgearbeitet werden, löst man in Arbeitsleisten (schmale Einzelflächen) auf, die nicht breiter als notwendig sein sollen. Der Zusammenbau soll möglichst leicht ausführbar sein, Keilnuten, Schraubenlöcher usw. sind so anzuordnen, daß die Keile und Schrauben leicht eingezogen werden können, bei schweren Teilen z. B. in der Lage, die sie durch das Eigengewicht einnehmen. Vorspringende Teile sind bei allen bewegten Maschinenteilen der Unfallgefahr wegen zu vermeiden oder zu verdecken. Teile, die an verschiedenen Maschinen verwendet werden können, wie Handräder, Ventile usw., werden übereinstimmend gestaltet: normalisiert. Die Normblätter des Normenausschusses der Deutschen Industrie, Berlin NW 7, Sommerstr. 4a (D. I. N. oder Dinorm = Deutsche Industrie-Norm) sind bei allen Konstruktionen, bei denen derartige Teile Verwendung finden, zu beachten.

Über die wichtigsten Festigkeitsberechnungen.

Man unterscheidet die Festigkeitsbeanspruchungen, bei denen sich die Belastung (P) gleichmäßig über den Querschnitt verteilt: Zug-, Druck- und Schub- oder Scherfestigkeit (bei der die Kräfte wie die Backen einer Schere wirken), bei denen die Spannung, d. i. die Belastung pro Flächeneinheit

$$s = \frac{P}{f} \text{ bzw. } f = \frac{P}{k}$$

(wenn k die zulässige Spannung) ist, von den Beanspruchungen, bei denen die äußeren Schichten größere Spannung erhalten als die inneren: Biegung, Verdrehung und Knickung. Bei Biegungs- und Verdrehungsbeanspruchung wirken die Kräfte an einem Hebelarm, man muß das statische Moment der biegenden Kraft M_b (bzw. deren Summe) gleich dem statischen Moment der Materialspannungen setzen, dies führt zu der Formel

$$M_b = W k_b$$

bzw. bei Verdrehung, wenn M_d das Drehmoment ist

$$M_d = W \cdot k_d.$$

Hierbei ist das sogenannte Widerstandsmoment $W = W$:

Querschnitt	bei Biegung	bei Verdrehung
Rechteck	$\frac{bh^2}{6}$	—
Kreis	$\frac{d^3}{10}$	$\frac{d^3}{5}$
Ring	$\frac{D^4 - d^4}{10 D}$	$\frac{D^4 - d^4}{5 D}$
I oder □	$\frac{bh^3 - b_1 h_1^3}{6 h}$	—

Bei Beanspruchung auf Knickfestigkeit, das heißt bei Druckkräften, bei denen infolge großer Länge des Teils in Richtung der Druckkraft ein seitliches Ausweichen zu befürchten ist, ist nach Abb. 258 I—III für den Fall

$$\begin{aligned} \text{I. } m \cdot P &= \frac{\pi^2 EJ}{4 l^2} \\ \text{II. } m \cdot P &= \pi^2 \frac{EJ}{l^2} \\ \text{III. } m \cdot P &= 4 \pi^2 \frac{EJ}{l^2} \end{aligned}$$

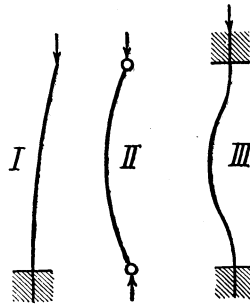


Abb. 258. Knickbeanspruchung.

Hierbei ist E der Elastizitätsmodul, J das kleinste Trägheitsmoment des Querschnitts und m der Sicherheitsgrad, P die zulässige Gesamtbelastung, $m \cdot P$ also die Bruchlast.

Das Trägheitsmoment ist für rechteckigen Querschnitt (h in Richtung des Ausknickens zu rechnen)

$$J = \frac{bh^3}{12}$$

für Kreisquerschnitt

$$J = \frac{D^4}{20}$$

für Ringquerschnitt

$$J = \frac{D^4 - d^4}{20}$$

für Γ oder \square Querschnitt

$$J = \frac{bh^3 - b_1 h_1^3}{12}$$

Bei zusammengesetzter Festigkeit kann man Zug-, Druck- und Biegungsspannungen (die auf der einen Seite der neutralen Faserschicht Zug-, auf der anderen Druckspannungen sind) unmittelbar zusammenzählen und prüfen, ob die Gesamtspannung unter der zulässigen bleibt. Tritt noch eine Schub- bzw. Verdrehungsspannung hinzu, so berechnet man eine ideelle Spannung wie folgt: Ist s die Zugspannung und t die Verdrehungsspannung, so ist die ideelle Spannung (die $\leq k_z$, der zulässigen Zugspannung zu setzen ist)

$$s_i = 0,35 s + 0,65 \sqrt{s^2 + 4t^2}$$

Wirken ein Biegemoment M_b und ein Drehmoment M_d zugleich, so kann man den Körper wie nur auf Biegung beansprucht berechnen, wenn man an Stelle des Biegemoments in die Biegungsgleichung das ideelle Moment

$$M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + \alpha_0 M_d^2}$$

setzt, wobei

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d}$$

ist.

Die zulässige Spannung ist um so niedriger zu wählen, je mehr die Belastung Schwankungen unterworfen ist, oder gar stoßweise auftritt. Die in nachstehender Tabelle gegebenen Werte gelten bei wechselnder Belastung, die fortgesetzt zwischen 0 und einem Höchstwert, der der Berechnung zugrunde zu legen ist, schwankt. Bei einer zwischen zwei entgegengesetzt gerichteten Höchstwerten (also z. B. Zug und Druck) schwankenden Belastung, nimmt man nur die Hälfte, dagegen bei ruhender, d. h. sich immer gleichbleibender Belastung das 1,5fache dieser Werte.

Festigkeitskoeffizienten.

Material	Zulässige Belastung in kg/qcm				Elastizitätsmodul kg/qcm	
	Zug	Druck	Schub	Drehung	für Zug u. Druck	für Schub
	kz	k	ks	t	E	E ₁
Schmiedeeisen	600	600	480	240	2 000 000	800 000
Gußeisen	200	600	160	130	1 000 000	400 000
Stahl	900	900	700	360	2 000 000	800 000
Gußstahl	1000	1000	800	400	2 150 000	800 000
Bronze	200	400	150	100	700 000	280 000
Eichenholz	80	45	5	50	117 000	8 000
Kieferholz	50	30	3	100	120 000	7 000
Ziegelmauerwerk	—	10	—	—	—	—

Die vorstehenden Ausführungen können natürlich ein eingehendes Studium der Festigkeitslehre nicht ersetzen, sollen vielmehr nur die aller-notwendigsten Grundlagen zum Verständnis der nachfolgenden Formeln zur Berechnung von Maschinenteilen geben.

A. Verbindende Maschinenelemente.

Unlösbare Verbindungen.

Zu den unlösbaren Verbindungen gehören die Verbindungen durch Nieten, Schrumpfen, Schweißen, Löten, Leimen und Kitten.

Nietverbindungen.

Die Herstellung der Nietverbindungen zeigt Abb. 259. Die zu verbindenden Platten sind durchbohrt, durch die Bohrung wird ein Stück Rundmetall (Schmiedeeisen, Kupfer, Messing, auch Nickelstahl, in der Regel dasselbe Metall, wie die zu verbindenden Teile) gesteckt und an beiden Seiten ein Kopf angestaucht, der die Platten zusammenpreßt. Der eine Kopf ist meist schon vorgebildet, er heißt Setzkopf, der zweite erst bei der Vernietung erzeugte Schließkopf. Kupfer- und Messingniete, sowie Eisenniete unter 10 mm Durchmesser werden kalt, größere Eisenniete warm eingezogen. Bildet man den Nietkopf von Hand, so gibt man ihm manchmal einfache Kegelform, meist aber bekommt er die Form eines Kugelabschnitts. Diese wird mit Hilfe

eines entsprechend ausgehöhlten „Schellhammers“ gebildet, der auf das vorstehende Ende des Niefschafts gesetzt und auf den dann mit einem Zuschlaghammer geschlagen wird. Umfangreichere Nietungen führt man mit meist hydraulisch oder pneumatisch betriebenen Nietpressen aus.

Wenn der vorstehende Nietkopf stört, verwendet man versenkte kegelförmige Köpfe. Wenn ein Niet bei der Zerstörung in einem Querschnitt durchgeschnitten wird, nennt man die Verbindung einschnittig (Abb. 260), wenn die Zerstörung in zwei oder mehr Querschnitten erfolgt, zwei- oder mehrschnittig.

Nach der Zahl der Nietreihen unterscheidet man einreihige, zweireihige und mehrreihige Nietverbindungen und nach der Anordnung der Niete in den Reihen Parallel- oder Kettennietungen mit gleicher Nietstellung und versetzte oder Zickzacknietungen, Abb. 261. Sind die zu verbindenden Platten wie in Abb. 260 übereinandergelegt, so nennt man die Nietung Überlappungsnietung, sind sie stumpf gegeneinander gestoßen und durch ein oder zwei besondere schmale Platten verbunden, einseitige (Abb. 263) oder zweiseitige Laschennietung (Abb. 264).

Die Nietlöcher können gestanzt oder gebohrt werden, Flußeisenbleche sollten nur gebohrt werden, gestanzte Löcher sind evtl. aufzubohren, um Risse in der Lochwand zu beseitigen.

Nach den Anforderungen, welche an eine Nietverbindung gestellt werden, unterscheidet man: 1. Vernietungen, welche ausschließlich Kräfte zu übertragen haben: feste Vernietungen; 2. solche, welche nur kleine Kräfte auszuhalten haben, aber einen dichten Abschluß herstellen müssen: dichte Vernietungen; 3. solche, welche sowohl bedeutenden Kräften widerstehen, als auch abdichten müssen: feste und dichte Vernietungen.

Zu den ersteren gehören die an Eisenkonstruktionen (Dach- und Brückenträgern), zu den zweiten die an Wasser- und Gasbehältern, zu den dritten die an Dampfkesseln vorkommenden Vernietungen.

Vernietungen, welche dichthalten sollen, müssen verstemmt werden, d. h. die Kante des einen Bleches wird mit Hilfe des Stemmeisens fest auf das andere gepreßt. Um dies zu erleichtern, werden die Blechkanten unter einem Winkel von 18° behauen oder behobelt (Abb. 259). Auch die Nietköpfe werden häufig verstemmt. Bei Laschennietnähten nimmt man oft eine wellenförmig begrenzte Lasche, um dieselbe wirkungsvoller verstemmen zu können.

Sowohl für Kessel- wie für Eisenbauniete hat der N. A. D. I. folgende Reihe der rohen Nietdurchmesser angenommen: 10, 13, 16, 19, 22, 25, 28, 31, 34, 37, 40 und 43. Die Löcher werden durchweg je 1 mm größer gebohrt, so daß geschlagene Niete jeweils 1 mm größer sind. Für Eisenbauniete wurden ferner noch die Durchmesser 4, 5, 6 und 8 mm gewählt. Der Kopfdurch-

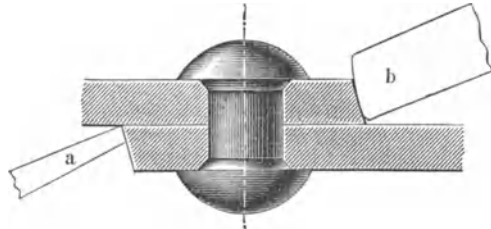


Abb. 259. Nietverbindung.

messer der Kesselniete wurde auf das 1,8fache des rohen Nietdurchmessers, abgerundet auf ganze Millimeter, die Kopfhöhe auf 0,66 d, abgerundet auf ganze oder halbe Millimeter, festgesetzt. Das kleine Versenk zwischen Schaft und Kopf, das unsere Abbildungen noch zeigen und das häufig bei weniger sorgfältiger Aussenkung der Bleche an der Setzkopfseite aufsaß, ohne daß der Kopf richtig anlag, wurde durch eine Ausrundung mit einem Halbmesser von ungefähr $\frac{d}{10}$ ersetzt. Die Längenabstufung wurde bis 60 mm auf 2 mm, über 60 mm auf 3 mm festgesetzt.

Für den Eisenbau wurden statt des korbboogenförmigen Kopfes der bisherige Schiffbaunietkopf mit 1,6 d Kopfdurchmesser und 0,66 d Höhe vorgeschlagen, der Übergang ist nur mit der sich aus der Herstellung der Gesenke ergebenden Abrundung, die 0,05 d auch infolge Abnutzung der Gesenke nicht überschreiten soll, vorgesehen, so daß die Löcher nur abgegratet zu werden brauchen.

Verwiesen sei noch auf die Normblätter für Halbrundniete für den Eisenbau (124), für den Kesselbau (123), Linsensenkniete (303), Senkniete (302). Blechniete usw.

Eine Nietnaht kann zerstört werden durch Gleiten der Bleche aufeinander (da die warm eingezogenen Niete nach dem Erkalten das Nietloch nicht mehr ausfüllen), durch Abscheren der Nietschäfte, Abreißen des Nietkopfes, Zerreißen des Bleches zwischen den Nieten und Ausreißen des Bleches zwischen Nietloch und Blechrand. Eine richtig dimensionierte Nietnaht soll allen diesen Beanspruchungen gegenüber gleiche Festigkeit bieten, woraus sich die nachstehend nach C. v. Bach „Maschinenelemente“ gegebenen Verhältnisse ergeben, die näher abzuleiten hier zu weit führen würde. In besonderen Fällen erhält man auch passende Verhältnisse, wenn man sich, um jeden Niet einen bandförmigen Blechstreifen gelegt denkt, dessen Zugfestigkeit gleich der Schubfestigkeit des Niets ist, also $a \cdot b k_z = \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_s$

wenn k_z die zulässige Zugspannung und k_s die zulässige Schubspannung ist.

Wegen der Zusammenziehung beim Erkalten warm eingezogener Niete spielt auch die Temperatur und die Nietlänge zwischen den Köpfen eine Rolle. Lange Niete dürfen nicht auf der ganzen Länge glühend gemacht werden, wenn die Köpfe beim Erkalten nicht unter Umständen abspringen sollen. Hellrote Stauchttemperatur und größere Schaftlänge wird eine stärkere Zusammenziehung, also auch größeren Gleitungswiderstand zwischen den Platten erzeugen als dunkelrote Stauchttemperatur und geringere Schaftlänge zwischen den Nietköpfen. Zu beachten ist ferner, daß bei einseitiger Laschennietung und Überlappungsnietung die Kräfte klemmend wirken und so den Gleitungswiderstand vergrößern, bei Doppellaschennietung nicht, auch ist bei dieser, da die beiden Bleche nie ganz genau gleichstark sind, immer die eine Naht weniger fest als die andere.

Nach Versuchen von Bach und Baumann (Z. d. V. D. I. 1912) wird der Entstehung von Nietlochrissen durch Anwendung starken Druckes der Nietmaschine Vorschub geleistet. Das glühende, bildsame Material des Nietschafte pflanzt den axialen Druck in radialer Richtung fort, wobei das Material der Lochwand überanstrengt werden kann und dabei an Zähig-

keit bedeutend einbüßen muß. Die Erwärmung des Lochwandmaterials wirkt in ähnlichem Sinne.

Die Versuche zeigten, daß bei Anwendung der üblichen hohen Kräfte in den Nietmaschinen die Bleche in der Nähe der Nietlöcher über die Streckgrenze beansprucht werden, wobei die Bleche sich wölben, die Nietköpfe eingeprägt werden usw. und im Bleche Risse entstehen.

Bei gut aufeinanderliegenden Blechen ist die von der Nietmaschine geäußerte Schließkraft ohne Einfluß auf die Kraft, mit der die erkalteten Nieten die Bleche zusammenpressen, die Zusammenziehung des Nietschaftes beim Erkalten genügt zur Hervorbringung des erforderlichen Gleitwiderstandes. Die erforderliche Schließkraft scheint also nur bedingt dadurch, daß gut ausgebildete, verstemmbare Köpfe gebildet werden müssen und dadurch, daß die Bleche, wenn sie die Neigung haben zu klaffen, zusammenzuziehen sind. Bei zu großer Schließkraft nimmt die Festigkeit der Verbindung ab.

Die Länge der Zeit, während welcher der Schließdruck aufrechterhalten wird, ist nur dann von Einfluß, wenn die Bleche das Bestreben haben, auseinanderzufedern. Im letzteren Falle hat sich, wenn der Stempel nicht gekühlt ist, eine Schließzeit von 1 Minute als ausreichend erwiesen.

Eine Verminderung der Festigkeit der Verbindung und der Zähigkeit des Bleches kann auch beim Verstemmen eintreten. Von der bei Verwendung eines scharfen Stemmeisens leicht eintretenden Beschädigung abgesehen, wird auch bei Benutzung des abgerundeten Stemmeisens das Material örtlich stark gequetscht, die Streck- oder Quetschgrenze überschritten. Das Verstemmen ist also mit Vorsicht auszuführen.

Neuerdings bürgern sich die Jöllenbeckschen Nieten mit kegelförmig vorgepreßtem Setzkopf (Durchmesser nach dem Schaftende zu größer werdend) ein, bei denen beide Köpfe gleichzeitig gebildet werden und das Verstemmen unnötig ist.

Die Nietnähte sind nach C. v. Bach wie folgt zu dimensionieren:

a) Feste und dichte Vernietungen. Ist s die Blechstärke in Zentimetern, so macht man erfahrungsgemäß den Nietdurchmesser für

einschnittige	Vernietungen	$d = \sqrt{5s} - 0,4$	cm
zweischn. einreihige	„	$d = \sqrt{5s} - 0,5$	„
„ zweireihige	„	$d = \sqrt{5s} - 0,6$	„
„ dreireihige	„	$d = \sqrt{5s} - 0,7$	„

Der Durchmesser des Nietloches muß, damit man die Niete im glühenden Zustande einbringen kann, 0,5–1 mm größer als der Nietdurchmesser sein.

1. Einschnittige, einreihige Vernietung (Abb. 260). Die Belastung der Nieten kann man nehmen 600–700 kg pro Quadratzentimeter Nietquerschnitt, die Entfernung von Mitte zu Mitte Niet, die Nietteilung

$$t = 2d + 0,8,$$

die Entfernung des Lochmittels vom Blechrand

$$e = 1,5 d.$$

2. Einschnittige, zweireihige Vernietung. Belastung 550 bis 650 kg pro Quadratzentimeter Nietquerschnitt.

a) Zickzacknietung (Abb. 261),

$$t = 2,6 d + 1,5; \quad e = 1,5 d; \quad e_1 = 0,6 t,$$

b) Parallelnietung,

$$t = 2,6 d + 1; \quad e = 1,5 d; \quad e_1 = 0,8 t.$$

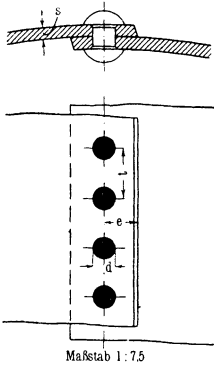


Abb. 260. Einreihige Überlappungsnietnaht.

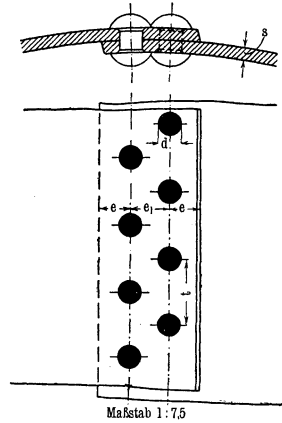


Abb. 261. Versetzte zweireihige Überlappungsnietnaht.

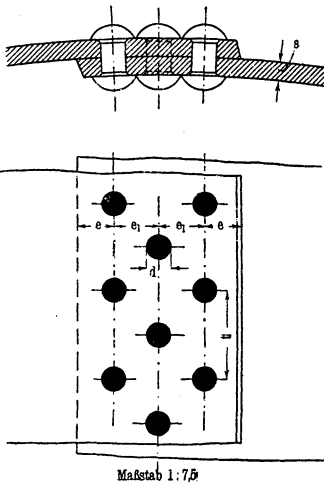


Abb. 262. Dreireihige Überlappungsnietnaht.

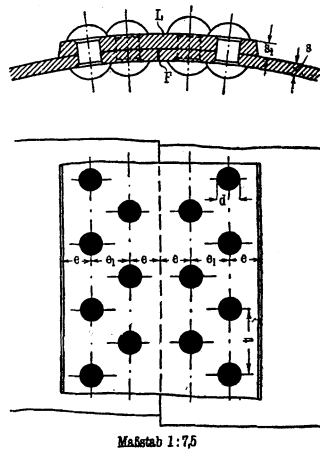


Abb. 263. Einseitige Laschennietnaht.

3. Einschnittige, dreireihige Vernietung (Abb. 262). Belastung 500–600 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt,

$$t = 3 d + 2,2; \quad e = 1,5 d; \quad e_1 = 0,5 t.$$

4. Einseitige Laschennietnähte (Abb. 263). Die Lasche hat die gleiche Beanspruchung auszuhalten wie das Blech; da sie aber durch Stöße,

Abrosten u. dgl. leichter angegriffen wird als das volle Blech, so macht man die Laschenstärke

$$s_1 = \frac{9}{8} s.$$

Die einseitige Laschennietnaht kann ein-, zwei- und mehrreihig ausgeführt werden und wird dann wie die entsprechenden Überlappungsniethen dimensioniert.

5. Zweischnittige, einreihige Vernietung. (Doppelte Laschennietnaht wie Abb. 264.) Da der Widerstand gegen Gleiten hier in zwei Berührungsflächen wirkt, kann man die Verbindung mit 1000–1200 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt belasten, wobei natürlich für jede Niete

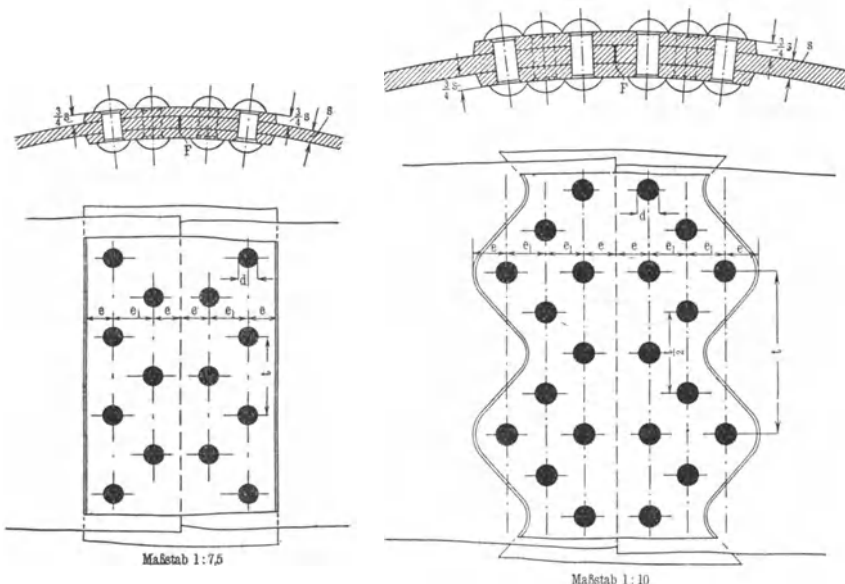


Abb. 264. Doppelte Laschennietnaht.

Abb. 265. Dreireihige Doppellashennietnaht.

nur ein Querschnitt (nicht wie bei der Schubfestigkeitsrechnung zwei) einzusetzen ist.

Die Laschenstärke müßte hier gleich der halben Blechstärke sein, wird aber aus schon obengenanntem Grunde etwas stärker genommen, und zwar

$s_1 = \frac{5}{8} s$ bis $\frac{2}{3} s$; $t = 2,6 d + 1$; $e = 1,5 d$; Abstand vom Laschenrand $0,9 e$.

6. Zweischnittige, zweireihige Vernietung (Abb. 264). Belastung 950 bis 1150 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt.

$$t = 3,5 d + 1,5; \quad e = 1,5 d; \quad e_1 = 0,9 e; \quad s_1 = \frac{5}{8} s \text{ bis } \frac{2}{3} s;$$

$$\text{Reihenabstand } e_2 = 0,5 t.$$

Ist die Nietteilung der äußeren Nietreihe doppelt so groß als die der inneren (Abb. 265), so macht man die erstere

$$t = 5d + 1,5 \text{ cm},$$

ferner

$$s_1 = 0,8s; \quad e = 1,5d; \quad e_1 = 0,4t.$$

7. Zweischnittige, dreireihige Vernietung. Belastung bis 1100 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt.

$$t = 6d + 2 \text{ (äußere Nietreihe)};$$

$$t_1 = \frac{t}{2} \text{ (innere Nietreihe)};$$

$$c = 0,8\delta; \quad e = 1,5d; \quad e_2 = \frac{3}{8}t; \quad e_1 = e.$$

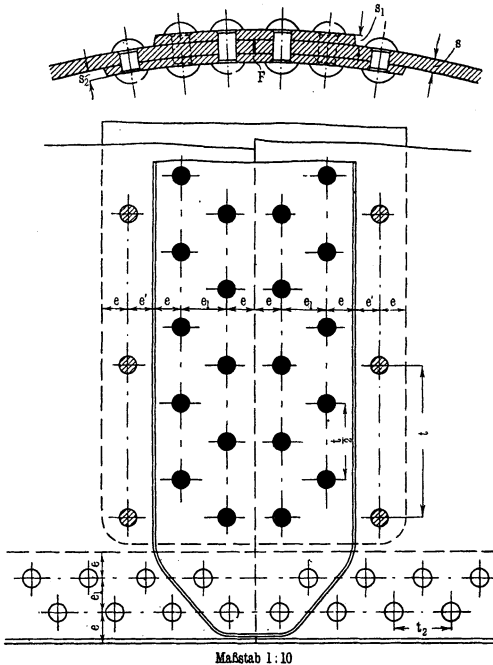


Abb. 266. Dreireihige Doppellaschennietnaht.

Nietdurchmesser wählen:

$$d = \sqrt[5]{s} - 0,2 \text{ cm}.$$

Es wurden bisher fast ausschließlich die Nietdurchmesser 12, 16, 20, 23 und ausnahmsweise 26 mm verwendet.

Bei der Berechnung der Blechstärke eines durch Vernietung herzustellenden Gefäßes darf nicht die volle Blechstärke in Rechnung gezogen werden, dieselbe muß vielmehr mit dem Festigkeitsverhältnis φ der Nietnaht multipliziert werden. Das Festigkeitsverhältnis ist

Bei mehrreihigen Doppellaschennietnähten nimmt man häufig, um trotz großer Teilung gut verstemmen zu können, in der äußeren Lasche eine Nietreihe weniger (Abb. 266). Es werden dann nur die äußere Lasche und die äußeren Nietköpfe verstemmt.

b) Dichte Nietverbindungen, die nur kleine Kräfte zu übertragen haben. Man nimmt den Nietdurchmesser

$$d = \sqrt[5]{s} - 0,4 \text{ cm},$$

die Nietteilung

$$t \text{ bis zu } 3d + 0,5 \text{ cm},$$

den Abstand des Nietmittels vom Blechrand

$$e = 1,5d.$$

c) Feste Nietverbindungen. Hier kann man den

$$\varphi = \frac{\text{Festigkeit der Nietnaht}}{\text{Festigkeit des vollen Bleches}}$$

also z. B. bei einreihiger Vernietung:

$$\varphi = \frac{(t-d) s}{t \cdot s} = \frac{t-d}{t}$$

Bei der Bildung von Gefäßen verwendet man Winkeleisen zur Verbindung der Platten, die man in den Ecken übereinanderkröpfen muß, wie dies Abb. 267 zeigt. Das eine Winkeleisen ist dabei so auszuschmieden, daß keine Lücke entsteht. Die Schenkeldicke des Winkeleisens wird 1–2 mm größer als die Blechdicke genommen, die innere Schenkellänge gleich dem 3fachen Lochdurchmesser.

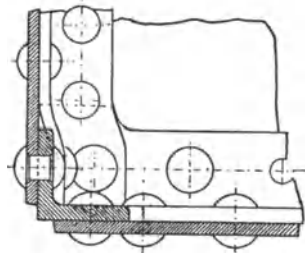
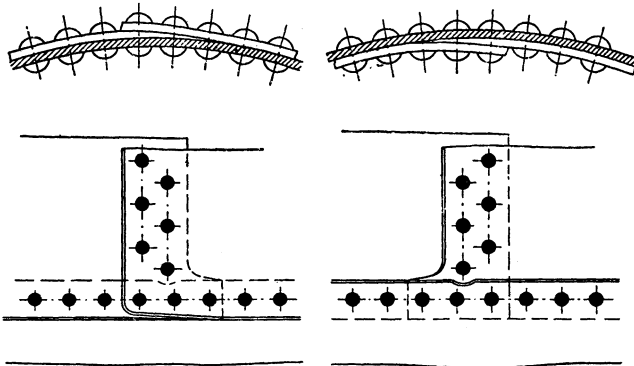


Abb. 267. Eckvernietung.

Bei schwachen Blechen, die sich nicht verstemmen lassen, legt man zur Dichtung mit Mennige getränkte Leinwandstreifen oder Schnuren zwischen Bleche und Winkeleisen.



Maßstab 1:15

Abb. 268 u. 269. Kesselschußvernietungen.

In gleicher Weise ist bei zylindrischen Gefäßen (Kesseln) die eine Blechplatte oder bei Laschennietnaht die Lasche so auszuschmieden, daß keine Lücke entsteht und die Nietnaht dicht wird (Abb. 268 u. 269).

Die Abwicklung eines konischen Kesselschusses (bei der die Umrißlinien die Mitten der Nietnähte sind) zeigt Abb. 270.

Die Abwicklung ist die eines Kegelmantelstumpfes, die Radien r_1 und r_2 ergeben sich wie folgt:

Ist D der mittlere Durchmesser eines Schusses, so ist der Bogen $a \sim b = (D + s) \pi$, der Bogen $c \sim d = (D - s) \pi$, die Länge $b d$ sei gleich l , also $r_2 = r_1 + l$. Wir erhalten dann

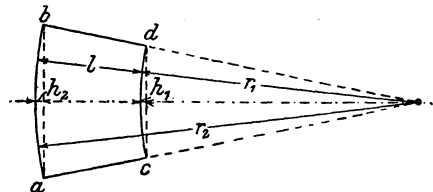


Abb. 270. Abwicklung eines konischen Kesselschusses.

$$\frac{(D + s) \pi}{(D - s) \pi} = \frac{r_1 + l}{r_1}$$

und hieraus

$$\begin{aligned} \pi D r_1 + \pi s r_1 &= \pi D r_1 - \pi s r_1 + \pi D l - \pi s l \\ 2 \pi s r_1 &= \pi D l - \pi s l \\ r_1 &= \frac{D - s}{2 s} \cdot l, \end{aligned}$$

folglich

$$r_2 = \frac{D - s}{2 s} \cdot l + l = \frac{D + s}{2 s} \cdot l.$$

Diese Radien sind jedoch so groß, daß man die Bogen mit Hilfe derselben nicht verzeichnen kann, man zeichnet sie vielmehr mit Hilfe der Sehnen und Pfeilhöhen auf. Die Sehnen kann man bei so flachen Bogen mit hinreichender Genauigkeit den Bogen gleichsetzen, also

Sehne $a - b = (D + s) \pi$ } bei Überlappungsnietnaht zwischen den Mitten
 „ $c - d = (D - s) \pi$ } der aufeinanderfallenden Nietlöcher gemessen.

Die Pfeilhöhen berechnet man mit Hilfe des Satzes: Die Produkte aus den Abschnitten zweier sich schneidender Sehnen sind einander gleich.

Bezeichnet s_1 die Sehne $c - d$, s_2 die Sehne $a - b$, so ist:

$$\frac{s_1^2}{4} = (2r_1 - h_1) \cdot h_1 = \sim 2r_1 h_1,$$

da h_1^2 sehr klein ist und deshalb vernachlässigt werden kann.

Da nun

$$r_1 = \frac{D - \delta}{2 s} \cdot l$$

ist, so ergibt sich

$$\frac{s_1^2}{4} = \frac{D - s}{s} \cdot l \cdot h_1 = \sim \frac{D}{s} l \cdot h_1$$

und hieraus

$$h_1 = \frac{s_1^2 s}{4 D l} = \frac{\pi^2 (D - \delta)^2 s}{4 D l},$$

ebenso

$$h_2 = \frac{s_2^2 s}{4 D l} = \frac{\pi^2 (D + s)^2 s}{4 D l}.$$

Für Dampfkesselvernietungen gelten die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln vom 9. Januar 1910. Sie geben für Landdampfkessel folgende Materialvorschriften, bei denen unter Feuerblech, die von der Flamme berührten Bleche unter Bördelblech die durch Umbördeln z. B. an den Böden besonders starken Formänderungen ausgesetzten Bleche zu verstehen sind. In Verbindung damit sind die wichtigsten Festigkeitsformeln zur Berechnung der Wandstärken angeführt:

Schweiß Eisen: Feuerblech muß mindestens 36 kg/qmm Zugfestigkeit längs und 34 kg/qmm quer der Faser haben bei einer Dehnung von mindestens 20 bzw. 15%. Bei Bördelblech sind die entsprechenden Werte auf 35 kg/qmm, 33 kg/qmm, 15% bzw. 12% festgesetzt. In Rechnung zu setzen ist

33 kg/qmm für Schweißisenbleche. Nieteisen soll 35 bis 40 kg/qmm Zugfestigkeit bei mindestens 20% Dehnung haben. Bei der kalten Biegeprobe muß das Nieteisen, ohne rissig zu werden, so gebogen und platt aufeinandergeschlagen werden können, daß die beiden Enden der Länge nach parallel liegen. Warm muß sich ein Nieteisen oder der Schaft fertiger Niete von einer Länge gleich dem doppelten Durchmesser auf $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ der Länge zusammenstauchen und dann lochen lassen, ohne aufzureißen.

Flußeisen: Die Zugfestigkeit soll mindestens 34 kg/qmm und höchstens 51 kg/qmm sein, die Dehnung

bei einer Festigkeit von	34	kg/qmm	mindestens	28%
„ „ „ „	35	„	„	27 „
„ „ „ „	36	„	„	26 „
„ „ „ „	37 bis 41	„	„	25 „
„ „ „ „	42	„	„	24 „
„ „ „ „	43	„	„	23 „
„ „ „ „	44	„	„	22 „
„ „ „ „	45	„	„	21 „
„ „ „ „	46 bis 51	„	„	20 „

In Rechnung setzt man

Blechsorte	I	mit	34 bis 41	kg/qmm	Festigkeit	mit	36	kg/qmm
„	II	„	40 „ 47	„	„	„	40	„
„	III	„	44 „ 51	„	„	„	44	„

Für Bleche, welche im ersten Zuge liegen oder gebördelt werden, darf nur die Blechsorte I benutzt werden.

Nieteisen soll eine Zugfestigkeit von 34 bis 41 kg/qmm bei mindestens 25% Dehnung und einer Gütezahl (Festigkeit in Kilogramm pro Quadratmillimeter plus Dehnung in Prozent) von 62 haben. Bei Blechen von mehr als 41 kg/qmm Zugfestigkeit darf das Nietmaterial bis 47 kg/qmm Zugfestigkeit haben, wenn die Dehnung den für Bleche gegebenen Werten entspricht. Bei der kalten Biegeprobe soll sich das Nieteisen bis auf $\frac{1}{5}$ des Nietdurchmessers parallel zusammenbiegen lassen. Warm muß es sich, wie bei Schweißisen angegeben, zusammenstauchen und lochen lassen. Nach dem Härten muß sich das Nieteisen um einen Dorn, dessen Durchmesser gleich der doppelten Dicke des Nieteisens ist, bis auf 180° biegen lassen. Der Schaft fertiger Niete muß sich nach dem Härten um $\frac{2}{5}$ der Länge zusammenstauchen lassen.

Für Kupfer kann bei Temperaturen bis 120° C die Festigkeit von 22 kg/qmm, für je 20° C höhere Temperatur eine um 1 kg/qmm niedrigere Festigkeit gesetzt werden. Die Scherfestigkeit des Schweißeisens, Flußeisens und Kupfers kann zu 0,8 der Zugfestigkeit angenommen werden.

Die Nietnähte sollen stets so ausgeführt werden, daß der erforderliche Widerstand gegen Gleiten vorhanden und die Widerstandsfähigkeit der Niete gegen Abscheren nicht geringer ist als die in Rechnung zu ziehende Festigkeit des Bleches in der Nietnaht. Hierbei darf die Belastung einer Niete durch die Scherkraft auf den Quadratmillimeter Nietquerschnitt höchstens 7 kg betragen, sofern keine höhere Zugfestigkeit des Materials als 38 kg/qmm nachgewiesen wird. Trifft diese Voraussetzung zu, so kann

der für eine Belastung mit 7 kg/qmm berechnete Nietdurchmesser mit der Wurzel aus dem Quotienten, der sich aus der Zahl 38 und der nachgewiesenen Festigkeit ergibt, multipliziert werden; z. B. bei 46 kg/qmm Festigkeit

also mit $\sqrt{\frac{38}{46}} = \sqrt{0,83} = 0,91$.

Bei Laschennietung sollen die Bleche aus Laschen von mindestens gleicher Güte wie die Mantelbleche geschnitten werden.

Bei der Berechnung der Wandstärken setzt man die zulässige Spannung $k_z = \frac{K}{x}$, wobei x der weiter unten gegebenen Tabelle zu entnehmen ist.

Ist s die Blechstärke in Millimeter,

D der größte innere Durchmesser des Kessels in Millimeter,

p der größte Betriebsüberdruck in Kilogramm pro Quadratmeter,

φ das Mindestfestigkeitsverhältnis der Nietnaht zu der Festigkeit des vollen Bleches (da es sich nach dem Nietdurchmesser richtet, ist es zunächst schätzungsweise anzunehmen),

K die in Rechnung zu ziehende Zugfestigkeit in Kilogramm pro Quadratmillimeter nach vorstehenden Angaben

und x der nachstehend gegebene Zahlenwert,

so erhält man die Wandstärke aus der Formel:

$$s = D \cdot \frac{p \cdot x}{200 K \cdot \varphi} + 1.$$

(Diese Formel erhält man, wenn man einen Ring von 1 cm Länge betrachtet; die Kraft, die die Kesselwand zu zerreißen sucht, ist dann

$\frac{D}{10} \cdot p$, die Festigkeit der Wand, da sich die Kraft auf zwei Flächen $10 \cdot s \varphi$

verteilt, $20s \varphi \cdot \frac{K}{x}$, folglich ist

$$20s \varphi \frac{K}{x} = \frac{D}{10} \cdot p$$

oder

$$s = D \cdot \frac{p \cdot x}{200 K \cdot \varphi}.$$

Der Zuschlag von 1 mm wird mit Rücksicht auf das Abrosten gegeben.)

Den Sicherheitskoeffizienten x wählt man:

x = 4,75 bei überlappten oder einseitig gelaschten, handgenieteten Nähten,

x = 4,5 bei überlappten oder einseitig gelaschten, maschinengenieteten und bei geschweißten Nähten,

x = 4,35 bei zweireihigen, doppeltgelaschten, handgenieteten Nähten, deren eine Lasche nur einreihig genietet ist,

x = 4,25 bei doppeltgelaschten, handgenieteten Nähten,

x = 4,1 bei zweireihigen, doppeltgelaschten, maschinengenieteten Nähten, deren eine Lasche nur einreihig genietet ist,

x = 4 bei doppeltgelaschten, maschinengenieteten Nähten;

$x = 4,25$ und $x = 4$ können auch dann in die Rechnung eingeführt werden, wenn bei drei- oder mehrreihigen Doppellaschennietungen die eine Lasche eine Nietreihe weniger besitzt als die andere.

Es wird empfohlen, die Nietlöcher zu bohren, in Blechen von mehr als 41 kg/qmm Zugfestigkeit und in solchen von über 27 mm Dicke müssen sie gebohrt werden. Bei gelochten Nietlöchern schwächerer Bleche ist x um 0,25, bei gelochten und mindestens um $\frac{1}{4}$ des Lochdurchmessers aufgebohrten Löchern um 0,1 zu erhöhen.

Die den Kessel durchziehenden Flammrohre sind auf äußeren Überdruck beansprucht, dessen Wirkung viel ungünstiger ist, als innerer Überdruck, weil letzterer Abweichungen von der Kreisform zu verkleinern, ersterer solche zu vergrößern sucht. Man soll deshalb solche Rohre durch aufgenietete Ringe aus Winkeleisen oder T-Eisen, Aufbördelungen oder dergleichen wirksam versteifen.

Die Berechnung der Wandstärke eines Flammrohres, welche mindestens 7 mm betragen muß, geschieht nach der Formel:

$$s = \frac{pd}{2400} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{l}{l+d}} \right) + 2 \text{ mm,}$$

wobei

- s die Blechstärke in Millimeter,
- p der größte Betriebsüberdruck in Kilogramm pro Quadratcentimeter,
- d der innere Flammrohrdurchmesser in Millimeter, bei konischen Rohren der mittlere innere Durchmesser,
- l die Länge des Flammrohres bzw. die größte Entfernung der wirksamen Versteifungen in Millimeter,
- a = 100 für liegende Rohre mit überlappter Längsnaht,
- a = 70 für stehende Rohre mit überlappter Längsnaht,
- a = 80 für liegende Rohre mit gelaschter oder geschweißter Längsnaht,
- a = 50 für stehende Rohre mit gelaschter oder geschweißter Längsnaht.

Bei Wellrohren oder gerippten Rohren kann man, da jede Welle als wirksame Versteifung anzusehen ist, $l = 0$ setzen und erhält dann

$$s = \frac{pd}{1200} + 2.$$

Außer genieteten Rohren verwendet man auch geschweißte oder aus einem Stück gewalzte Rohre, die natürlich große Vorzüge vor den genieteten Rohren haben.

Verbindungen durch Schrumpfen oder Schwinden und andere unlösbare Verbindungen.

Hierher gehören das Warmaufziehen sowie die Verbindung durch Schrumpfringe (Abb. 271) und Schrumpfanke (Abb. 272).

Die Dimensionen sollen so gewählt werden, daß die Ausdehnung der warm auf- bzw. eingezogenen Ringe oder Anker nach dem Erkalten etwa 0,2% höchstens aber 1% beträgt.

Das Material der Schrumpfringe oder Schrumpfancker ist in der Regel weiches Schmiedeeisen.

Der Querschnitt der Schrumpfringe und -anker ist so zu bemessen, daß dieselben die gleiche Festigkeit wie die zu verbindenden Gußeisenteile haben.

Besonders häufig wird die Verbindung durch Schrumpfen angewandt zur Befestigung einer Nabe auf der Welle (Warmaufziehen). Das Schwindmaß (im Durchmesser) für solche warm aufgezoogene Naben aus Stahl oder Schmiedeeisen gibt Lindner zu $\frac{1}{200}$, für Gußeisennaben $\frac{1}{300}$, Zylinder

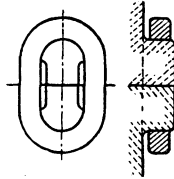


Abb. 271. Schrumpfring.

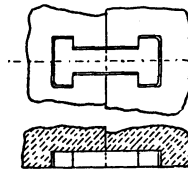


Abb. 272. Schrumpfancker.

für Laufbüchsen $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{1500}$, Radreifen für Eisenbahnräder $\frac{1}{1000}$, Schwindringe auf Naben $\frac{1}{750}$, bei quadratischem Querschnitt von der Stärke $0,2 d + 1$ cm, wenn d der Wellendurchmesser ist.

An Stelle des Warmaufziehens ist für Naben von nicht zu großem Durchmesser auch das Kalt aufziehen im Gebrauch. Ring und Kern werden zylindrisch mit sehr geringem Unterschied im Durchmesser ausgedreht, an den Eintrittskanten abgerundet und unter starkem Druck aufeinander geschoben.

Das Schweißen.

Das Schweißen kommt mehr und mehr in Aufnahme, ist aber mit Vorsicht anzuwenden, da das Material meist erheblich an Zähigkeit verliert, auch durch die örtliche Erhitzung Spannungen auftreten. Die deutschen Bauvorschriften für Dampfkessel bestimmen, daß die Festigkeit gut mittels Überlappung geschweißter Nähte gleich 0,7 der Festigkeit des vollen Bleches gesetzt werden darf. Nähte, welche auf Biegung oder Zug beansprucht werden, sollte man nicht schweißen, auch ist keine Schweißnaht herzustellen, wenn das geschweißte Stück nicht nachträglich ausgeglüht werden kann. In besonderen Fällen kann bei geschweißten Längsnähten in Kesselmänteln verlangt werden, daß Sicherheitslaschen angebracht werden. Jedes geschweißte Stück ist gut auszuglühen.

Die Verbindungen durch Kitten, Leimen und Löten können hier nicht besprochen werden, die meisten Fachkalender und des Verfassers „Werkstattrezepte“ bringen Vorschriften hierfür.

Lösbare Verbindungen.

Schraubenverbindungen.

Eine Schraubenlinie entsteht, wenn man (Abb. 273) einen Winkel bac so um einen Zylinder legt, daß der Schenkel ab sich mit dem Umfange der Grundfläche deckt. Die Konstruktion der Schraubenlinie, die dann der

andere Schenkel ac bildet, zeigt die Abb. 273. Man teilt den Kreisumfang und die „Ganghöhe“ (die Höhe, auf die die Linie bei einer Umdrehung des Zylinders ansteigt) in gleichviel Teile und nimmt auf je 1 Teil der Umdrehung 1 Teil der Steigung. Die auf der Vorderseite von links unten nach rechts oben ansteigende Schraubenlinie unserer Abbildung nennt man rechtsgängig, eine von rechts unten nach links oben ansteigende linksgängig. Der Winkel bac heißt Steigungswinkel. Denkt man sich einen Körper von dreieckigem, trapezförmigem oder rechteckigem evtl. auch abgerundetem Querschnitt an Stelle der Schraubenlinie um den Zylinder gewunden, so entsteht ein Gewinde. Es können auch zwei oder mehr solche Körper nebeneinander um den zylindrischen Kern sich winden, man unterscheidet danach eingängiges, zweigängiges und mehrgängiges Gewinde. Zu dem Schraubenbolzen oder der Schraubenspindel gehört ein mit entsprechendem Innengewinde versehener Hohlkörper, die Mutter.

Schrauben dienen zu Befestigungszwecken und zur Erzielung bestimmter Bewegungen, vielfach verbunden mit der Ausübung beträchtlicher Kräfte, danach unterscheidet man Befestigungsschrauben, Bewegungs- und Preßschrauben. Bei den erstgenannten muß die Reibung groß sein, damit sie sich nicht durch Erschütterungen von selbst lösen, eingängiges scharfes (dreieckiges) Gewinde ist hierfür am besten, bei den letztgenannten soll sie möglichst klein sein, hier ist das flache (rechteckige) oder der leichten genauen Herstellung, des breiteren Fußes und infolgedessen der größeren Festigkeit wegen das trapezförmige Gewinde am Platze. Verrundetes Gewinde ist unempfindlicher gegen Stöße und Schmutz, es wird nur wenig verwendet.

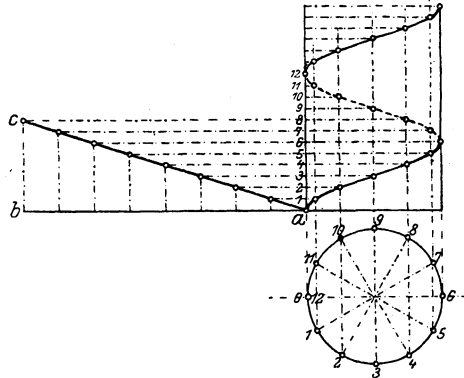


Abb. 273. Schraubenlinie.

Da die Ganghöhe des Gewindes abhängig ist von der Ganghöhe der Leitspindel der Drehbänke, hat man sich bisher nicht häufig dazu entschlossen, von dem englischen Zollgewinde zum metrischen Gewinde überzugehen.

Ein metrisches Gewinde ist das 1898 aufgestellte S.-I.-Gewinde (System International), daneben waren besonders in der Feinmechanik das Löwenherzgewinde, auch das Siemens u. Halske-Gewinde und einige ausländische Systeme in Anwendung.

Das verbreitetste Gewindesystem ist das von Whitworth (Abb. 274 und Tabelle). Der Gewindequerschnitt ist ein gleichschenkliges Dreieck mit 55° Kantenwinkel, bei welchem Spitze und Grund um ein Sechstel der Dreieckshöhe abgerundet sind.

In Amerika wird vorzugsweise das Sellerssche Gewinde ausgeführt, bei welchem der Kantenwinkel 60° beträgt und Spitze und Grund um ein Achtel der Dreieckshöhe abgeflacht sind.

Whitworth-Gewinde mit Spitzenspiel

DIN 12

$$h = \frac{25,40095}{z}$$

$$a = 0,074 h$$

$$r = 0,13733 h$$

$$t = 0,96049 h$$

$$t_1 = 0,56633 h$$

$$t_2 = 0,49233 h$$

Bezeichnung eines Whitworth-Gewindes mit Spitzenspiel von 2" Nenndurchmesser:
2"

mm

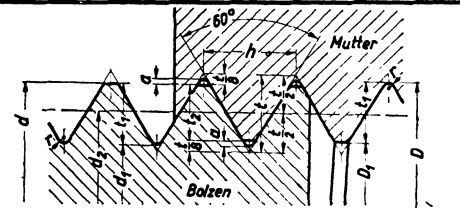
Nenn- durch- messer Zoll	Bolzen			Flanken- durch- messer d ₂	Stei- gung h	Gang- zahl auf 1 Zoll z	Gewinde- tiefe t ₁	Trag- tiefe t ₂	Rundung r	Mutter		Nenn- durch- messer Zoll
	Gewinde- messer d	Kern- durch- messer d ₁	Kern quer- schnitt cm ²							Gewinde- messer D	Kern durch- messer D ₁	
1/2"	6,182	4,724	0,175	5,537	1,270	20	0,719	0,625	0,174	6,350	4,912	1/2"
5/16"	7,729	5,131	0,195	7,034	1,411	18	0,799	0,695	0,194	7,938	6,339	5/16"
3/8"	9,290	7,492	0,441	8,509	1,588	16	0,899	0,782	0,213	9,526	7,727	3/8"
7/16"	10,844	8,789	0,807	9,951	1,814	14	1,028	0,893	0,249	11,113	9,058	7/16"
1/2"	12,387	9,990	0,794	11,345	2,117	12	1,199	1,042	0,291	12,700	10,303	1/2"
9/16"	15,634	12,918	1,311	14,387	2,909	11	1,308	1,137	0,317	15,876	13,264	9/16"
5/8"	18,675	15,798	1,960	17,424	2,540	10	1,439	1,251	0,349	19,051	16,174	5/8"
3/4"	21,808	18,611	2,720	20,419	2,822	9	1,698	1,390	0,388	22,226	19,029	3/4"
1"	24,931	21,335	3,675	23,368	3,175	8	1,788	1,563	0,436	26,401	21,805	1"
1 1/8"	28,039	23,929	4,497	26,263	3,829	7	2,055	1,787	0,498	28,879	24,466	1 1/8"
1 1/4"	31,214	27,104	5,770	29,428	3,829	7	2,055	1,787	0,498	31,761	27,641	1 1/4"
1 3/8"	34,300	29,605	6,837	32,215	4,233	6	2,397	2,084	0,681	34,928	30,131	1 3/8"
1 1/2"	37,475	32,680	8,388	35,391	4,233	6	2,397	2,084	0,681	38,101	33,306	1 1/2"
1 5/8"	40,525	34,771	9,495	38,024	5,080	5	2,877	2,501	0,698	41,277	35,522	1 5/8"
1 3/4"	43,700	37,946	11,310	41,199	5,080	5	2,877	2,501	0,698	44,452	38,698	1 3/4"
1 7/8"	46,791	40,398	12,818	44,012	5,645	4 1/2	3,197	2,779	0,775	47,627	41,233	1 7/8"
2"	49,968	43,573	14,912	47,187	5,645	4 1/2	3,197	2,779	0,775	50,802	44,408	2"
2 1/8"	55,212	49,020	18,873	53,086	6,350	4	3,595	3,126	0,872	57,162	49,960	2 1/8"
2 1/4"	62,563	55,370	24,079	59,436	6,350	4	3,595	3,126	0,872	63,502	56,310	2 1/4"
2 3/8"	68,779	60,558	29,804	65,205	7,257	3 1/2	4,110	3,573	0,997	69,863	61,632	2 3/8"
3"	75,129	65,909	35,161	71,556	7,257	3 1/2	4,110	3,573	0,997	76,203	67,963	3"
3 1/8"	81,396	72,544	41,333	77,549	7,915	3 1/4	4,428	3,949	1,073	82,563	73,701	3 1/8"
3 1/2"	87,747	78,894	48,888	83,899	7,915	3 1/4	4,428	3,949	1,073	89,903	80,051	3 1/2"
3 3/4"	94,000	84,410	55,959	89,832	8,487	3	4,785	4,169	1,163	95,254	85,663	3 3/4"
4"	100,351	90,760	64,697	96,182	8,487	3	4,785	4,169	1,163	101,604	92,014	4"
4 1/2"	106,646	96,639	73,349	102,297	8,835	2 7/8	5,004	4,350	1,213	107,954	97,947	4 1/2"
4 3/4"	112,997	102,990	83,307	108,647	8,835	2 7/8	5,004	4,350	1,213	114,304	104,297	4 3/4"
5"	119,287	108,625	93,014	114,740	9,237	2 3/4	5,231	4,548	1,268	120,655	110,192	5"
5 1/2"	125,638	115,176	104,185	121,090	9,237	2 3/4	5,231	4,548	1,268	127,005	116,543	5 1/2"
5 3/4"	131,923	120,963	114,922	127,159	9,677	2 1/2	5,480	4,764	1,329	133,355	122,395	5 3/4"
6"	138,273	127,313	127,304	133,509	9,677	2 1/2	5,480	4,764	1,329	139,705	128,745	6"
6 1/4"	144,552	133,043	139,022	139,549	10,160	2 1/4	5,754	5,002	1,395	146,055	134,547	6 1/4"
6 3/4"	150,902	139,394	152,608	145,900	10,160	2 1/4	5,754	5,002	1,395	152,406	140,897	6 3/4"

Für die Gewinde unter 1/2" sind die entsprechenden Metrischen Gewinde nach DIN 13 oder 14 zu verwenden.
Das eingeklammerte Gewinde 1 7/8" ist möglichst zu vermeiden.
Die Werte der Zahlentafel sind die theoretischen Abmessungen des Gewindes. Die entsprechenden Schneidwerkzeuge sind in der Form nach DIN 11 herzustellen und den Erfahrungen gemäß stärker oder schwächer zu wählen.
Die Zollwerte beziehen sich auf die englische Bezugstemperatur von 62° F = 16 2/3° C, die Millimeterwerte auf die Bezugstemperatur von 20° C (siehe DIN 102), unter Annahme einer Ausdehnungszahl von 0,0000115 (mittlere Ausdehnung von Stahl). Ein Zoll entspricht dann 25,40095 mm.
Umrechnungstabelle englisch Zoll-Millimeter siehe DIN 890÷893

Juni 1923 5. (geänderte) Ausgabe

Abb. 274 und Tabelle.

Die Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des N. D. J., Berlin NW. 7, Sommerstr. 4a.

Metrisches Gewinde von 6 bis 149 mm Durchmesser										DIN 14	
										<p>$t = 0,8660 h$ $t_1 = 0,6945 h$ $t_2 = 0,6495 h$ $a = 0,045 h$ $r = 0,0633 h$</p> <p style="text-align: right;">mm</p>	<p>Bezeichnung eines Metrischen Gewindes von 30 mm Gewindedurchmesser: M 30</p>
Bolzen			Mutter								
Gewinde- durch- messer d	Kern- durch- messer d ₁	Kern- quer- schnitt cm ²	Flanken- durch- messer d ₂	Steig- ung h	Gewinde- tiefe t ₁	Trag- tiefe t ₂	Rund- ung mittel r	Gewinde- durch- messer D	Kern- durch- messer D ₁	Gewinde- durch- messer d	
6	4,510	0,167	5,350	1	0,695	0,650	0,06	6,090	4,700	6	
(7)	5,610	0,247	6,350	1	0,695	0,650	0,06	7,090	5,700	(7)	
8	6,264	0,308	7,188	1,25	0,868	0,812	0,08	8,112	6,376	8	
(9)	7,264	0,414	8,188	1,25	0,868	0,812	0,08	9,112	7,376	(9)	
10	7,916	0,492	9,026	1,5	1,042	0,974	0,09	10,136	8,052	10	
(11)	8,916	0,624	10,026	1,5	1,042	0,974	0,09	11,136	9,052	(11)	
12	9,570	0,718	10,863	1,75	1,215	1,137	0,11	12,156	9,728	12	
14	11,222	0,989	12,701	2	1,389	1,299	0,13	14,180	11,402	14	
16	13,222	1,373	14,701	2	1,389	1,299	0,13	16,180	13,402	16	
18	14,528	1,657	16,376	2,5	1,736	1,624	0,16	18,224	14,752	18	
20	16,528	2,145	18,376	2,5	1,736	1,624	0,16	20,224	16,752	20	
22	18,528	2,696	20,376	2,5	1,736	1,624	0,16	22,224	18,752	22	
24	19,832	3,089	22,051	3	2,084	1,949	0,19	24,270	20,102	24	
27	22,832	4,094	25,051	3	2,084	1,949	0,19	27,270	23,102	27	
30	25,138	4,983	27,727	3,5	2,431	2,273	0,22	30,316	25,454	30	
33	28,138	6,218	30,727	3,5	2,431	2,273	0,22	33,316	28,454	33	
36	30,444	7,279	33,402	4	2,778	2,598	0,25	36,360	30,804	36	
39	33,444	8,785	36,402	4	2,778	2,598	0,25	39,360	33,804	39	
42	35,750	10,04	39,077	4,5	3,125	2,923	0,28	42,404	36,154	42	
45	38,750	11,79	42,077	4,5	3,125	2,923	0,28	45,404	39,154	45	
48	41,064	13,23	44,752	5	3,473	3,248	0,32	48,450	41,504	48	
52	45,054	15,94	48,752	5	3,473	3,248	0,32	52,450	45,504	52	
56	48,360	18,37	52,428	5,5	3,820	3,572	0,35	56,496	48,856	56	
60	52,360	21,53	56,428	5,5	3,820	3,572	0,35	60,496	52,856	60	
64	55,666	24,34	60,103	6	4,167	3,897	0,38	64,54	56,206	64	
68	59,666	27,96	64,103	6	4,167	3,897	0,38	68,54	60,206	68	
72	63,666	31,83	68,103	6	4,167	3,897	0,38	72,54	64,206	72	
76	67,666	35,96	72,103	6	4,167	3,897	0,38	76,54	68,206	76	
80	71,666	40,34	76,103	6	4,167	3,897	0,38	80,54	72,206	80	
84	75,666	44,96	80,103	6	4,167	3,897	0,38	84,54	76,206	84	
89	80,666	51,10	85,103	6	4,167	3,897	0,38	89,54	81,206	89	
94	85,666	57,64	90,103	6	4,167	3,897	0,38	94,54	86,206	94	
99	90,666	64,56	95,103	6	4,167	3,897	0,38	99,54	91,206	99	
104	95,666	71,88	100,103	6	4,167	3,897	0,38	104,54	96,206	104	
109	100,666	79,59	105,103	6	4,167	3,897	0,38	109,54	101,206	109	
114	105,666	87,69	110,103	6	4,167	3,897	0,38	114,54	106,206	114	
119	110,666	96,18	115,103	6	4,167	3,897	0,38	119,54	111,206	119	
124	115,666	105,07	120,103	6	4,167	3,897	0,38	124,54	116,206	124	
129	120,666	114,35	125,103	6	4,167	3,897	0,38	129,54	121,206	129	
134	125,666	124,04	130,103	6	4,167	3,897	0,38	134,54	126,206	134	
139	130,666	134,09	135,103	6	4,167	3,897	0,38	139,54	131,206	139	
144	135,666	144,10	140,103	6	4,167	3,897	0,38	144,54	136,206	144	
149	140,666	155,40	145,103	6	4,167	3,897	0,38	149,54	141,206	149	

Die eingeklammerten Gewinde sind möglichst zu vermeiden.
 Die Gewinde über 68 mm Durchmesser, sind die deutsche Fortsetzung des im Jahre 1898 in Zürich festgelegten internationalen Systems (S 1).
 Die Werte der Zahlentafel sind die theoretischen Abmessungen des Gewindes. Die entsprechenden Schneidwerkzeuge sind den Erfahrungen gemäß stärker oder schwächer zu wählen.
 Juni 1923 4. (geänderte) Ausgabe

Abb. 275 und Tabelle.

Die Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des N. D. J., Berlin NW. 7, Sommerstr. 4a.

Durch das Zusammenarbeiten des Ausschusses für die Vereinheitlichung der Gewinde, der 1912 zusammengetreten war mit dem N. D. I., ist es zur Aufstellung von vier Normblättern gekommen, der D. I.-Normen 11 und 12 Whitworth-Gewinde und 13 und 14 metrisches Einheitsgewinde (Abb. 275 und Tabelle).

Danach sollen für Deutschland künftig allein verwendet werden: das S. I.-Gewinde von 1–150 mm \varnothing und das Whitworth-Originalgewinde von $\frac{1}{4}$ "–6"; zu einem deutschen Einheitsgewinde zu gelangen war nicht möglich.

Für das Whitworth-Gewinde ist die englische Originaltabelle ohne jede Abänderung zugrunde gelegt, nur wurde mit Rücksicht auf vollkommen gleiche, werkstattmäßige Ausführung ein Spitzenspiel wie beim S. I.-Gewinde vorgesehen, das nichts weiter als die Festlegung der bisherigen Praxis enthält, da es nicht möglich gewesen ist, das Originalgewinde, das überhaupt kein Spiel im Muttergewinde vorsieht, praktisch herzustellen.

Das S. I.-Gewinde ist mit dem weitverbreiteten Löwenherz-Gewinde in Einklang gebracht und gegenüber den Züricher Beschlüssen von 1898, die es nur für 6–80 mm \varnothing festgelegt hatten, für Durchmesser von 1 bis 150 mm erweitert worden. Für das Spitzenspiel des S. I.-Gewindes wird es künftig an Stelle der bisher gültigen Grenzwerte nur noch eine einzige Größe geben.

Bei Verwendung normaler Befestigungsschrauben ist für beide Gewindesysteme auf Luft- und Dampfdichtigkeit verzichtet worden. Diese muß in allen Fällen durch besondere Hilfsmittel hergestellt werden.



Abb. 276.
Flaches
Gewinde.



Abb. 277.
Kordel-
gewinde.

Diejenigen Gewinde, die möglichst nicht benutzt werden sollen, sind durch Klammern kenntlich gemacht. Eine derartige weitere freiwillige Beschränkung ist im Interesse einer wirtschaftlichen Fertigung dringend erwünscht.

Neben diesen zwei Hauptgewinden sind noch Feingewinde, und zwar F-Gewinde für den Maschinenbau (Kraftgewinde), FF-Gewinde, hauptsächlich für den Werkzeugmaschinenbau, und FFF-Gewinde für Feinmechanik und Optik festgelegt; für die Uhrenindustrie auch die Gewinde unter 1 mm \varnothing .

Auch für die verschiedenen Schrauben- und Mutterformen und „Sinnbilder für Nieten und Schrauben bei Eisenkonstruktionen“ werden Normblätter herausgegeben.

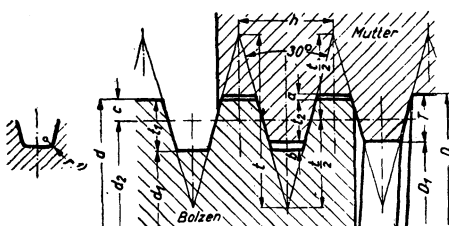
Beim flachen Gewinde (Abb. 276) nimmt man die Gangtiefe (Höhe des Gewindequerschnitts senkrecht zur Achse gemessen) meist gleich 0,1 vom äußeren Gewindedurchmesser, beim Rundgewinde (Abb. 277) (auch Kordelgewinde genannt), den Radius der Abrundung und Ausrundung

gleich $\frac{d}{20}$

An Stelle des Flachgewindes hat der Normenausschuß beschlossen, das Trapezgewinde (Abb. 278 u. Tabelle) zu normen, wie es sich bei der Marine

DIN
103

Trapezgewinde eingängig



Für Steigung h	Gewinde- tiefe t ₁	Trag- tiefe t ₂	Spiel		Run- dung r ¹⁾	Gewinde- tiefe T
			a	b		
3	1,75	1,25	0,25	0,5	0,25	1,50
4	2,25	1,75	0,25	0,5	0,25	2,00
5	2,75	2	0,25	0,75	0,25	2,25
6	3,25	2,5	0,25	0,75	0,25	2,75
7	3,75	3	0,25	0,75	0,25	3,25
8	4,25	3,5	0,25	0,75	0,25	3,75
9	4,75	4	0,25	0,75	0,25	4,25
10	5,25	4,5	0,25	0,75	0,25	4,75
12	6,25	5,5	0,25	0,75	0,25	5,75
14	7,5	6	0,25	1,5	0,5	6,5
16	8,5	7	0,5	1,5	0,5	7,5
18	9,5	8	0,5	1,5	0,5	8,5
20	10,5	9	0,5	1,5	0,5	9,5
22	11,5	10	0,5	1,5	0,5	10,5
24	12,5	11	0,5	1,5	0,5	11,5
26	13,5	12	0,5	1,5	0,5	12,5

$t = 1,866 h$ $T = 0,5 h + 2 a - b$
 $t_1 = 0,5 h + a$ $c = 0,25 h$
 $t_2 = 0,5 h + a - b$

Bezeichnung eines eingängigen Trapezgewindes von 48 mm Durchmesser und 8 mm Steigung:
Trapp 48x8

Bolzen				Steigung h	Mutter		Bolzen				Steigung h	Mutter	
Gewinde- durch- messer d	Kern- durch- messer d ₁	Kern- quer- schnitt cm ²	Flanken- durch- messer d ₂		Gewinde- durch- messer D	Kern- durch- messer D ₁	Gewinde- durch- messer d	Kern- durch- messer d ₁	Kern- quer- schnitt cm ²	Flanken- durch- messer d ₂		Gewinde- durch- messer D	Kern- durch- messer D ₁
10	6,5	0,33	8,5	3	10,5	7,5	90	47,17	84	12	90,5	79	
12	8,5	0,67	10,5	3	12,5	9,5	(92)	59,5	86	12	92,5	81	
14	9,5	0,71	12	4	14,5	10,5	95	65,46	89	12	95,5	84	
16	11,5	1,04	14	4	16,5	12,5	(98)	85,5	92	12	98,5	87	
18	13,5	1,43	16	4	18,5	14,5	100	87,5	94	12	100,5	89	
20	15,5	1,89	18	4	20,5	16,5	(105)	92,5	97,20	12	105,5	94	
22	16,5	2,14	19,5	5	22,5	18	110	97,5	74,68	104	12	110,5	99
24	18,5	2,69	21,5	5	24,5	20	(118)	100	78,64	108	14	118	103
26	20,5	3,30	23,5	5	26,5	22	120	105	86,59	113	14	121	108
28	22,5	3,98	25,5	5	28,5	24	(125)	110	95,03	118	14	129	113
30	23,5	4,34	27	6	30,5	25	130	115	103,67	123	14	131	116
32	25,5	6,11	29	6	32,5	27	(135)	120	113,1	128	14	136	123
(34)	27,5	6,94	31	6	34,5	29	140	125	122,72	133	14	141	128
36	28,5	6,83	32	6	36,5	31	(145)	130	132,73	138	14	146	133
(38)	30,5	7,31	34,5	7	38,5	32	150	133	138,93	142	16	151	136
40	32,5	8,30	36,5	7	40,5	34	(155)	138	149,57	147	16	156	141
(42)	34,5	9,36	38,5	7	42,5	35	160	143	160,61	152	16	161	146
44	36,5	10,49	40,5	7	44,5	36	(165)	148	172,03	157	16	166	151
(46)	37,5	11,04	42	8	46,5	39	170	153	183,86	162	18	171	156
48	39,5	12,26	44	8	48,5	41	(175)	158	196,07	167	18	176	161
50	41,5	13,53	46	8	50,5	43	180	161	203,66	171	18	181	164
52	43,5	14,86	48	8	52,5	45	(185)	166	216,42	176	18	186	169
55	45,5	16,26	50	8	55,5	47	190	171	229,66	181	18	191	174
(58)	48,5	18,47	53,5	9	58,5	50	(195)	176	243,29	186	18	196	179
60	50,5	20,03	55,5	9	60,5	52	200	181	257,30	191	18	201	184
(62)	52,5	21,65	57,5	9	62,5	54	210	189	280,55	200	20	211	192
65	54,5	23,33	60	10	65,5	56	220	199	311,03	210	20	221	202
(68)	57,5	25,97	63	10	68,5	59	230	209	343,07	220	20	231	212
70	59,5	27,81	65	10	70,5	61	(240)	217	369,94	229	22	241	220
(72)	61,5	29,71	67	10	72,5	63	250	227	404,71	239	22	251	230
75	64,5	32,67	70	10	75,5	66	260	237	441,15	249	22	261	240
(78)	67,5	35,67	73	10	78,5	69	270	245	471,44	258	24	271	248
80	69,5	37,94	75	10	80,5	71	280	255	510,71	268	24	281	258
(82)	71,5	40,15	77	10	82,5	73	290	265	551,65	278	24	291	268
85	73,5	41,28	79	12	85,5	74	300	273	595,35	287	26	301	278
(88)	75,5	44,77	82	12	88,5	77							

¹⁾ Werden Trapezgewinde für Kraftgewinde verwendet, so ist das Gewindeprofil im Kern der Spindel mit dem Halbmesser r auszurunden.
 Die eingeklammerten Gewinde sind möglichst zu vermeiden.
 Die Werte der Zahntafel sind die theoretischen Abmessungen des Gewindes. Die entsprechenden Schneidwerkzeuge sind den Erfahrungen gemäß stärker oder schwächer zu wählen.
 Zwei-, drei- und mehrgängige Gewinde erhalten die zwei-, drei- und mehrfache Steigung mit dem der einfachen Steigung entsprechenden Gewindeprofil.

August 1924 3. Ausgabe gegen 2. Ausgabe geändert

Abb. 278 und Tabelle.

Die Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des N. D. J., Berlin NW. 7, Sommerstr. 4a

bewährt hat. Die Gewindeform stimmt mit dem bisher verwendeten metrischen Trapezgewinde und auch annähernd mit dem Akmegevinde bis auf den Flankenwinkel überein, der von 29° auf den leicht herstell- und nachprüfbareren Wert 30° erhöht worden ist. Für höhere Steigungen werden die Gewindegänge zu grob, es sollen dann zwei- und dreigängige Trapezgewinde unter Benutzung der für das eingängige Gewinde für den gleichen Durchmesser festgelegten Teilung verwendet werden. Die Herstellung dieser Gewinde erfolgt durch Fräsen der Spindel und Schneiden der Mutter mit Gewindebohrern bis zum Durchmesser von 60 mm.

Die Vorteile des Trapezgewindes gegenüber dem Flachgewinde sind folgende:

Das Trapezgewinde ist kräftiger als das Flachgewinde, da der Zahnfuß stärker als der Zahnkopf ist, es hat dementsprechend eine längere Lebensdauer.

Das Trapezgewinde kann gefräst werden, nur hochgradig genaue Trapezgewinde (Leitspindeln, Teilschindeln, Meßspindeln) werden nach dem Vorfräsen mit entsprechenden Seitenstählen nachgeschnitten.

Der Flachgewindestahl nutzt sich leicht ab, weil er beiderseits rückwärtig frei geschliffen werden muß und nur ganz kurze Kanten die Schnittarbeit für das ganze Gewinde übernehmen müssen, wobei die Flanken ungenau werden und der Stahl leicht abbricht. Aus gleichen Gründen ist Flachgewinde auch schwer mit dem Gewindebohrer zu schneiden. Beim Trapezgewindestahl schneidet die volle Seitenkante.

Beim Trapezgewinde trägt die ganze Flanke, weshalb sich Mutter und Spindel leichter bewegen und weniger ausnutzen als solche mit Flachgewinde.

Ungünstig kann in besonderen Fällen (z. B. wenn das Muttergewinde nicht ringsherum geschlossen ist) die Kraftkomponente senkrecht zur Achse beim Trapezgewinde sein, in solchen Fällen muß man Rechteckgewinde oder Trapezgewinde mit geringen Flankenneigungswinkeln (etwa 10°) nehmen.

Vorstehend sind die Normblätter für Whitworthgewinde mit Spitzenspiel metrisches Gewinde und Trapezgewinde für mittlere Durchmesser abgedruckt, im übrigen muß auf die Normblätter selbst verwiesen werden.

Die Herstellung kleinerer Gewinde geschieht mit dem Schneideisen bzw. der Kluppe und dem Gewindebohrer, größere werden auf der Drehbank geschnitten, wobei der auf den Support gespannte Gewindestahl der Gewindesteigung entsprechend durch die Leitspindel verschoben wird. Um dies zu erreichen, müssen zwischen Drehbankspindel und Leitspindel ein oder zwei auswechselbare Zahnradpaare (Wechselräder) eingeschaltet werden, deren Zähnezahlen sich verhalten müssen wie die Ganghöhen oder umgekehrt wie die Gangzahlen auf 1" englisch (die man oft an Stelle der Ganghöhen angibt). Will man mit Zollspindeln Millimetergewinde schneiden oder umgekehrt, so muß man ein Rad von 127 Zähnen haben (die kleinste Zahl in der 25,4 mm = 1" aufgeht). Neuerdings werden Gewinde häufig gefräst, statt geschnitten, kleinere Gewinde auch auf nach Art der Kluppe arbeitenden Gewindeschneidemaschinen hergestellt, endlich werden Gewinde auch zwischen gezahnten Platten „gerollt“.

Hinsichtlich der Wirkungsweise der Schrauben sind folgende Fälle zu unterscheiden:

1. Die Mutter steht fest, die Schraube wird gedreht und schreitet gleichzeitig fort.

2. Die Schraube steht fest, die Mutter wird gedreht und schreitet gleichzeitig fort.

3. Die Mutter wird gedreht, am Fortschreiten aber gehindert; die Schraube schreitet fort, sofern sie verhindert wird, sich mit der Mutter zu drehen.

4. Die Schraube wird gedreht, am Fortschreiten aber gehindert; die Mutter schreitet fort, sobald sie verhindert wird, sich mit zu drehen.

In allen Fällen haben wir zwei Kräfte, welche an der Schraube wirken, eine umdrehende Kraft und eine Kraft in Richtung der Schraubenachse. Der Weg der umdrehenden Kraft P ist, wenn p der Hebelarm ist, bei einer Umdrehung $2p\pi$, der Weg der fortschreitenden Kraft Q ist die Ganghöhe h . Die Arbeiten beider Kräfte müssen einander gleich sein; folglich muß, wenn η der Wirkungsgrad ist.

$$\eta P 2p\pi = Qh.$$

sein.

Der Wirkungsgrad der Schraube ist nicht nur von der Reibung im Gewinde, sondern auch von der Reibung der Mutter auf der Unterlage, falls die Mutter, oder des Spindelkopfes in der Druckfläche, falls die Spindel gedreht wird, abhängig, und in beiden Fällen wieder vom Hebelarm dieser Reibung, also den Abmessungen der sich reibenden Flächen. Da nun schon der Reibungskoeffizient in hohem Grade mit der Beschaffenheit der Flächen, der Art der Schmierung usw. veränderlich ist (etwa in den Grenzen 0,03–0,3), so genügt eine annähernde Berechnung, für die man den Wirkungsgrad η nachfolgender Tabelle entnehmen kann:

Steigungsverhältnis $\frac{h}{2r\pi} =$	0,4	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125
Spindel wird gedreht $\eta =$	0,22	0,26	0,3	0,33	0,36	0,21	0,46
Mutter wird gedreht $\eta =$	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,30	0,35

Aus der Tabelle geht hervor, daß der Wirkungsgrad um so größer wird, je größer die Steigung ist, deshalb verwendet man für Bewegungsschrauben meist mehrgängige Gewinde von großer Steigung.

Zum Umdrehen einer Schraube ist ein Moment $M_d = P \cdot p$ erforderlich, dieses ist

bei scharfgängigen Schrauben

$$M_d = 0,11 Q d_1$$

(d_1 = innerer Gewindedurchmesser),

bei flachgängigen Schrauben

$$M_d = Q r \frac{h + 2\pi r \mu}{2\pi r - \mu h},$$

wobei

r = mittlerer Gewinderadius

h = Ganghöhe

μ = Reibungskoeffizient (im Mittel 0,1–0,15).

Nennt man den Steigungswinkel α , so ist $\frac{h}{2\pi r} = \operatorname{tg} \alpha$; ist ferner ϱ der Reibungswinkel, $\operatorname{tg} \varrho = \mu$, so ist $M_d = Q r \operatorname{tg} (\alpha + \varrho)$.

Schrauben können durch in der Richtung ihrer Achse wirkenden Kräfte auf Zug oder Druck beansprucht werden, dies ist der Fall, wenn diese Kräfte erst nach dem Festziehen der Schrauben wirken. Werden sie während der Wirkung solcher Kräfte angezogen, so kommt zur Zug- bzw. Druckbeanspruchung noch eine Beanspruchung auf Verdrehen. Außerdem ist darauf zu achten, daß die Flächenpressung zwischen den Gewindeflächen der Schraube und Mutter, der Mutter und Unterlegscheibe bzw. Auflagefläche nicht unzulässig groß wird. Häufig werden Befestigungsschrauben auch durch quer zu ihrer Achse wirkenden Kräfte beansprucht, die sie abzuscheren suchen, sie sind dann wie die Niete der vorher besprochenen Nietverbindungen auf Schubfestigkeit bzw. Gleitungswiderstand zu berechnen.

Die Berechnung auf Zug oder Druck (Schrauben von großer Länge sind bei Druckbeanspruchung auf Knickfestigkeit zu berechnen) geschieht nach der Formel

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot k,$$

wobei Q die Belastung, d_1 der Kerndurchmesser und k die zulässige Spannung des Materials ist.

k kann man (nach Bach, Die Maschinenelemente, Verlag von A. Kröner, Leipzig) wählen für Schrauben aus Schmiedeeisen:

Bei ruhender Belastung: für Schrauben, die mit besonderer Sorgfalt hergestellt wurden, $k = 900 \text{ kg/qcm}$; für Schrauben von durchschnittlicher Güte $k = 720 \text{ kg/qcm}$. Bei einer zwischen Null und einem Höchstwert schwankenden Belastung $\frac{2}{3}$ dieser Werte.

Stahlschrauben kann man $\frac{1}{3}$ höher belasten, also mit $k = 1200 \text{ kg/qcm}$ bzw. $k = 960 \text{ kg/qcm}$ für ruhende Belastung.

Bei besonders ungünstiger Beanspruchung oder geringerer Güte der Schrauben sind diese Werte entsprechend kleiner zu nehmen.

Die Mutterhöhe h_1 ist so zu wählen, daß die Festigkeit der von der Mutter umschlossenen Gewindegänge gegen Abbrechen gleich der Zugfestigkeit des Kernes ist. Dies ergibt für Muttern, die aus demselben Material gefertigt sind wie die Schraube, $h_1 = d$, bei gutem Material eventuell etwas kleiner, für Schmiedeeisenschraube mit Bronzemutter $h_1 = 1,5 d$, für Schmiedeeisenschraube mit Gußeisenmutter $h_1 = 1,5 d$ bis $2 d$.

Kann man eine Mutter von der angegebenen Höhe nicht verwenden, so muß man eine Schraube von entsprechend größerem Durchmesser nehmen. Die Festigkeit des Schraubenkernes wird hierbei natürlich nicht ausgenutzt.

Für die Schrauben, welche wie die Flanschschrauben von Dampfzylindern u. dgl. von vornherein fest angezogen und während des Betriebes häufig nachgezogen werden, kann man für k die Hälfte der oben angegebenen Werte nehmen.

Bei Schrauben, die unter Belastung angezogen werden, kann man die dabei auftretende Verdrehungsbeanspruchung berücksichtigen, indem man für k $\frac{3}{4}$ der oben angegebenen Werte setzt. Außerdem ist bei diesen Schrauben nachzurechnen, ob der Flächendruck nicht unzulässig groß wird. Im Gewinde ist die den Druck aufnehmende Fläche, wenn z die Anzahl der von der Mutter

umschlossenen Gänge, d der äußere, d_1 der innere Gewindedurchmesser ist $\frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) z$. Bezeichnet man den zulässigen Flächendruck pro cm^2 mit p , so muß sein

$$Q \leq p \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) z$$

p darf bei unter Belastung angezogenen Befestigungs- und Stellschrauben, wenn Schweiß- oder Flußeisen auf dem gleichen Material oder auf Bronze gleitet, höchstens 150 kg/cm^2 , wenn Flußstahl auf Flußstahl oder auf Bronze gleitet, höchstens 300 kg/cm^2 genommen werden, die Flächenpressung zwischen Mutter und Unterlage (beide aus Schweiß- oder Flußeisen) höchstens 200 kg/cm^2 . Bei Bewegungs- und Preßschrauben (Leitspindeln, Schraubenwinden, Schraubenpressen) darf man p höchstens halb so groß nehmen, wie oben angegeben.

Die Mutterhöhe solcher noch auf Verdrehung beanspruchter Schrauben kann, da der Durchmesser größer wird, wenn die Berechnung auf Flächenpressung nicht einen größeren Wert ergibt, etwas kleiner genommen werden, als bei den nur auf Zug- oder Druck beanspruchten Schrauben, jedoch nicht kleiner als $h = d$. Bei flachgängigen Schrauben ist die Anhaftungsfläche der Gänge am Schaft nur halb so groß als bei scharfgängigen, damit ergibt sich nach der Festigkeitsrechnung eine Mutterhöhe, die doppelt so groß ist, als die oben angegebenen Werte. Bei Trapezgewinde ist die Anhaftungsfläche größer als beim Flachgewinde, also braucht die Mutterhöhe nicht so groß wie bei diesem zu sein.

Bei Querkraften ausgesetzten Schraubenverbindungen kann man die Schrauben wie Nieten berechnen, die Belastung pro cm^2 Schraubenquerschnitt etwa 0,8 der zulässigen Zugspannung. Bei stoßweise auftretenden oder ihre Richtung wechselnden Kräften nimmt man zweckmäßig Schrauben mit konischen Bolzen, die man eintreibt oder auch einschleift oder man entlastet die Schrauben durch Bolzen oder Keile.

Um das selbsttätige Lösen der Muttern durch Erschütterungen zu vermeiden, werden verschiedene „Schraubensicherungen“ angewandt. Die einfachste Sicherung ist das Durchstecken eines Splintes durch Mutter und Bolzen, auch die sogenannte Kontremutter (eine zweite Mutter) bietet eine gewisse Sicherheit.

Abb. 279 zeigt die gewöhnliche Verbindungsschraube, das Maß e ist rund gleich dem doppelten Durchmesser zu setzen, genauer ist es den Normen zu entnehmen. Abb. 280 zeigt die vereinfachte Darstellung und läßt auch die Darstellung von Schrauben- und Muttergewinde erkennen, es ist eine sogenannte Stiftschraube, das Gewinde wird also durch eine zweite schwächere gestrichelte Linie dargestellt, früher war die Darstellung wie bei Abb. 283 einer Zwischenkopfschraube üblich. Abb. 281 zeigt die richtige Darstellung einer Rohrverschraubung. Soll eine besondere Gewindeform (kein scharfes Gewinde) dargestellt werden, so geschieht dies wie es Abb. 282 zeigt. Es gibt noch eine große Zahl besonderer Schraubenformen, z. B. die Stehbolzen Abb. 284, die zwei Platten in einem gewissen Abstände voneinander halten und die Steinschrauben Abb. 285 und 286. Bei der ersten Art wird der um

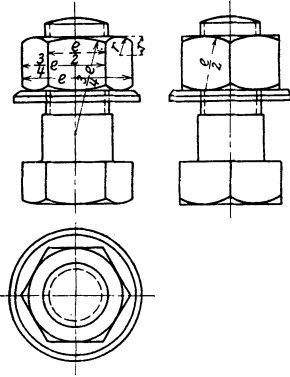


Abb. 279.
Verbindungsschraube.

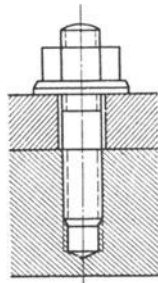


Abb. 280.
Stiftschraube.

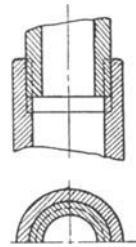


Abb. 281.
Rohr-
verschraubung.

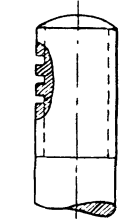


Abb. 282.
Darstellung
von
Sonder-
gewinde.

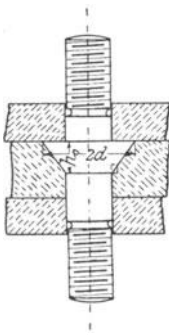


Abb. 283. Zwischenkopfschraube.

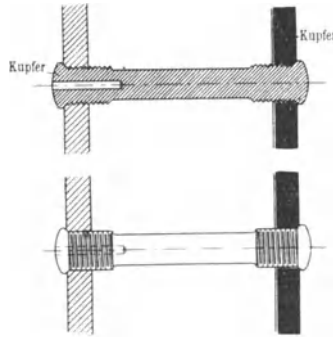


Abb. 284. Stehbolzen.

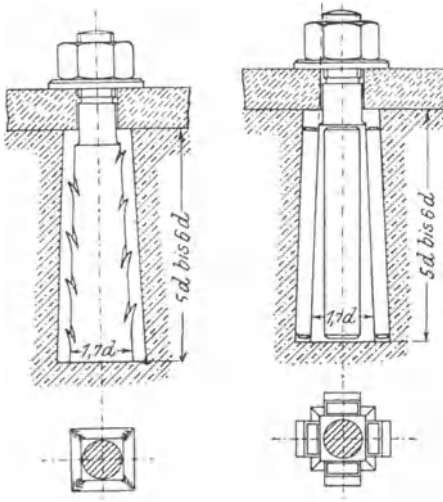


Abb. 285.
Steinschraube.

Abb. 286.
Steinschraube.

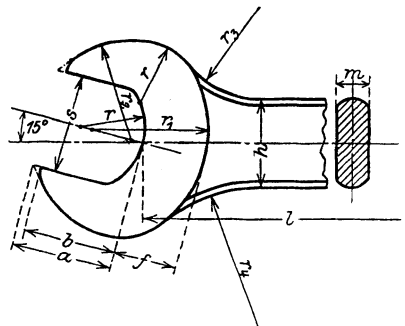


Abb. 287. Schraubenschlüssel.

den durch Meiselhiebe mit Zacken versehenen vierkantigen Schaft verbleibende Raum mit Zement oder Blei ausgegossen, bei der zweiten Art werden Keile eingetrieben, andere sind korkzieherartig gestaltet. Zur Fundamentierung größerer Maschinen dienen die Fundamentanker, meist mit rechteckigem Kopf, der durch ein rechteckiges Loch der eingemauerten Fundamentplatte gesteckt wird und nach Drehung um 90° in Aussparungen hochgezogen wird oder gegen Anschläge oder Nasen stößt, so daß er beim Anziehen der Mutter festgehalten wird. Bei anderen Fundamentankern wird durch ausgesparte Kanäle im Fundament ein Vorstecker, der sich in eine Nute der Fundamentplatte legt und so an der Drehung gehindert wird, durch den am unteren Ende zu einem der Schwächung durch das hierzu erforderlich Loch entsprechenden Durchmesser angestauchten Schaft des Ankers gesteckt.

Weiter gibt es Schrauben mit Vierkantköpfen und Muttern (gleich der Schlüsselweite der normalen Sechskantköpfe), mit Halbkugelpf, Linsenkopf, Schlitzschrauben, Holzschrauben usw. Abb. 287 zeigt die vom NDI festgesetzte, von der älteren abweichende Form des Schraubenschlüssels. Die Normblätter können hier nicht vollinhaltlich wiedergegeben werden, es sei nur noch folgendes erwähnt.

Als normale Ausführungsform für blanke Lagerschrauben wurde nur die Schraube mit runder Kuppe am Ende, Halbmesser gleich Gewindedurchmesser, bezeichnet. Auch die Stiftschrauben sollen an beiden Enden mit Kuppe ausgeführt werden. Die Einschraubtlängen sollen betragen

für das Einschrauben in Flußeisen und Stahl	1 d,
„ „ „ „ Gußeisen	1,3 d,
„ „ „ „ Weichmetall	1,7 d,

Die Gewindelängen werden so bestimmt, daß als Anzug für die Mutter noch die halbe Mutterhöhe verbleibt.

Die Schlüsselweiten sind auf etwa $1,4 d + 4$ mm, die Kopfhöhen auf $0,63 d + 1$ mm oder $0,8$ Mutterhöhe festgesetzt, aus Festigkeitsgründen ist eine Abrundung zwischen Kopf und Schaft der Schraube vorgesehen. Die Mutterhöhen sind annähernd $0,78 d + 1,5$ mm, die Stirnflächen der Muttern sind an den Ecken unter 30° abgefast, die Gewindelöcher beiderseitig bis auf den Gewindedurchmesser unter 120° ausgesenkt.

Der Kopfdurchmesser der Holzschrauben ist gleich dem doppelten Schaftdurchmesser, die Kopfhöhe je nach der Kopfform zwischen $0,5$ und $0,8 d$, der Flankenwinkel bei den Versenkschrauben 90° , bei den Linsenschrauben 110° , die Gewindesteigung etwa das $0,45$ fache und der Kerndurchmesser das $0,7$ fache des Schaftdurchmessers, die Gewindelänge etwa $\frac{5}{8}$ der Gesamtlänge.

Keile und Keilverbindungen.

Die Wirkungsweise des Keiles kann als bekannt vorausgesetzt werden; die auf den Rücken ausgeübte Kraft P verhält sich zu dem rechtwinklig nach der Seite ausgeübten Druck W wie der Rücken (die Höhe) des Keiles zur Länge, bei einem abgestumpften Keil wie der Höhenunterschied zur Länge

$$\frac{P}{W} = \frac{h_1 - h_2}{l}$$

Das Verhältnis $\frac{h_1 - h_2}{l}$ nennt man den Anzug des Keiles, nennt man den Keilwinkel α so ist

$$\frac{h_1 - h_2}{l} = \operatorname{tg} \alpha,$$

also

$$P = W \operatorname{tg} \alpha,$$

wofür man um die (sehr große!) Reibung zu berücksichtigen, wenn ρ der Reibungswinkel ist, setzen muß

$$P = W \cdot \operatorname{tg} (\alpha + 2\rho).$$

Ist nur eine Keilseite geneigt, spricht man von einseitigem, sind beide Seiten geneigt, von doppeltem Anzug.

Nach der Art der Beanspruchung unterscheidet man Quer- oder Hochkeile, Flach- oder Längskeile und Höhenkeile.

Die Quer- oder Hochkeile dienen entweder als Befestigungskeil zur Verbindung von Maschinenteilen, welche durch Kräfte beansprucht werden, die in Richtung der Längsachse dieser Teile wirken oder als Stellkeile zum Nachstellen, z. B. einer Lagerschale oder einer Zugstange. Sie sind dabei durch senkrecht zu ihrer Längsachse wirkende Kräfte in senkrecht zur Längsachse stehenden Flächen beansprucht. Um die Löcher nicht auch dem Keilanzug



Abb. 288. Stellkeil mit Beilagen.

entsprechend schräg ausarbeiten zu müssen verwendet man Beilagen (Abb. 288). Den Anzug der Befestigungskeile

nimmt $\frac{1}{20}$ bis

$\frac{1}{100}$, den Anzug der Stellkeile $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{4}$, sie müssen jedoch durch Keilsicherungen gegen selbsttätiges Lösen durch Erschütterungen geschützt sein, z. B. durch eine Schraube festgezogen werden oder durch einen vorgesteckten Splint gehalten werden.

Die Berechnung der Querkeile erfolgt auf Biegung, wobei man das Biegemoment gleich $\frac{P}{2} \cdot a$ (siehe Abb. 289) das Widerstandsmoment, auch bei

verrundeten Schmalseiten als das eines Rechtecks also $\frac{bh^2}{6}$ setzen kann. Es muß also

$$\frac{P}{2} \cdot a = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k_b$$

sein.

Die Keilbreite ist so zu wählen, daß der Flächendruck zwischen Keil und Lochwandung 1000 kg/cm^2 wird der Keil unter Belastung angezogen,

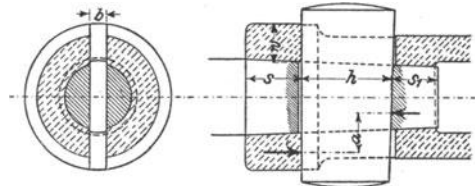


Abb. 289. Querkeil.

höchstens die Hälfte dieses Wertes nicht übersteigt. Weiter ist zu prüfen, ob die durch das Keilloch geschwächte Stange noch genügend Zugfestigkeit besitzt (evtl. ist sie am vorderen Ende zu verstärken) und ob die Maße s und s_1 genügen ein Ausscheren des vor dem Keil liegenden Materials der Hülse bzw. Stange zu verhüten.

Entspricht der Stangendurchmesser d der Zugkraft, so kann man, der oben angedeuteten Rechnung entsprechend, im Mittel nehmen, den Durchmesser des des Keillochs wegen verstärkten Endes: $D = 1,33 d$, die Keilbreite $b = 0,25 d$, die mittlere Keilhöhe $h = 1,33$ bis $1,75 d$, die Stärke $s_1 = 0,75 h$ für rechteckige Keile, $s_1 = 0,5 h$ für Keile mit runden Schmalseiten, die Wandstärke der Hülse $0,5 d$ bis $0,5 D$, die Stärke $s = 0,6$ bis $0,7 h$ bei rechteckigem Keil, $s = 0,4 h$ bei Keilen mit runden Schmalseiten, wenn die Hülse aus demselben Material ist wie die Stange; ist sie aus Gußeisen, kann man die Stärke s um die Hälfte größer annehmen.

Bei einem Keil mit einer Beilage kann man die Keilhöhe gleich $0,9 h$, bei zwei Beilagen $0,8 h$ nehmen, die Stärke der Beilagen im Mittel $\frac{h}{3}$, wenn h die berechnete Keilhöhe ist.

Die Flach- oder Längskeile dienen hauptsächlich zur Verbindung der Naben von Zahnrädern, Riemenscheiben, Hebeln usw. mit der Welle, sie werden dabei durch senkrecht zur Längsachse wirkende Kräfte in einer parallel zur Längsachse liegenden Fläche beansprucht.

Abb. 290 zeigt die wichtigsten Querschnittsformen von Längskeilen.

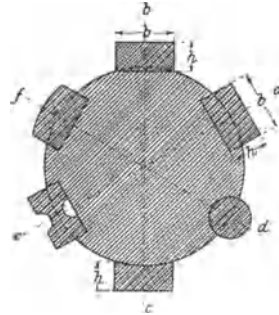


Abb. 290. Keilquerschnitte.

a) Versenkte Keile oder Nutenkeile, die zur Hälfte in einer Nute der Welle liegen.

Sie haben rechteckigen oder quadratischen Querschnitt. Der Quadratkeil schwächt die Welle und die Nabe stärker als der rechteckige Keil, bietet aber größere seitliche Anlageflächen. Wird er so eingetrieben, daß die Diagonale radial zu liegen kommt, verspannt er auch in tangentialer Richtung.

b) Flachkeile (im engeren Sinne) oder Flächenkeile, die nur auf einer abgeflachten Stelle der Welle aufsitzen.

c) Hohlkeile, die in einer der Wellenoberfläche entsprechend ausgehöhlten Fläche anliegen und dementsprechend nur kleine Kräfte übertragen können.

d) Rundkeile, die kreisförmigen Querschnitt haben und zur Hälfte in der Welle, zur Hälfte in der Nabe sitzen.

e) Nutenkeil mit Rinne an Sohle und Scheitelfläche, um die Flächenpressung zu erhöhen und beim Lösen Petroleum einfließen lassen zu können.

f) Nutenkeil mit abgerundeter Scheitelfläche, der die Nabe weniger schwächt.

Prismatische dem Nutenkeil entsprechend halb in die Welle, halb in die Nabe eingelassene Stäbe (also ohne Anzug), die eine Mitnahme bei der Drehung bewirken aber eine Verschiebung in der Längsrichtung zulassen, nennt

man Federn oder Federkeile. Um die Keile leichter lösen zu können versieht man sie mit einer Nase.

Am besten setzt man den Keil bei Rädern unter einen Radarm, um die Nabe möglichst wenig zu schwächen, werden zwei Keile angewandt, versetzt man sie um 120° .

Die Breite b des Keiles nimmt man, wenn d der Wellendurchmesser ist:

$$b = 0,2 d + 0,5 \text{ cm bis } 0,25 d + 0,5 \text{ cm oder auch } 0,8 \sqrt{d} \text{ bis } \sqrt{d} \text{ cm,}$$

die Höhe bei versenkten Keilen $h = 0,6 b$, bei Flächenkeilen und Hohlkeilen $h = 0,5 b$, den Durchmesser von Rundkeilen und die Seite von Quadratkeilen $\delta = 0,1 d + 10 \text{ mm}$ oder $0,6 \sqrt{d}$ bis $0,7 \sqrt{d}$ cm.

Auf die zahlreichen Sonderformen von Keilen kann hier nicht eingegangen werden.

Für die Normung der Keile sind vorgesehen Querschnittsreihen mit den Seitenverhältnissen 1:1 (von 2 mm bis 72 mm Breite bzw. Höhe), 1,5:1 (von 5 mm Breite und 3 mm Höhe bis 200 mm Breite und 135 mm Höhe) und 2:1 (von 3 mm Breite und 1,5 mm Höhe bis 200 mm Breite und 100 mm Höhe).

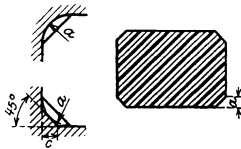


Abb. 291.
Keilform D. I. Norm

Die Keilbreiten sind für alle drei Reihen gleich, Breiten und Höhen sind nach den Maßen der Normdurchmesserreihen gewählt, um die gleichen Meßwerkzeuge benutzen zu können. Die Keilnuten in der Welle und Nabe sollen nicht, wie bisher allgemein üblich, scharfkantig, sondern abgeschrägt bzw. ausgerundet werden, da scharfkantige Nuten Wellenbrüche ermöglichen, demzufolge müssen auch die Keilprofile gestaltet

werden. Man entschied sich für die Abschrägung der Keilecken, weil die beim Abfräsen der Anzugsfläche verlorengewandene Abschrägung mit der Feile leichter nachzuarbeiten ist als eine Abrundung. Die Größe der Abschrägung beträgt zwischen $\frac{1}{10}$ und $\frac{1}{15}$ der Höhe (Abb. 291). Die Ausführung der Nuten wurde im Entwurf wie folgt festgelegt: Für die Wellennut ein Abschrägung, die sich dadurch ergibt, daß an einem mit der Höhe der Keilabschrägung geschlagenen Kreis unter 45° eine Tangente gelegt wird, wobei Breite und Höhe der Abschrägung rund 0,6 von der Keilabschrägung wird. Diese Abschrägung wurde festgesetzt, weil für sie das Nachschleifen der Nutenfräser einfacher ist als für eine Ausrundung, zulässig soll aber eine Ausrundung mit der Keilabschrägung als Halbmesser und auch scharfkantige Ausführung der Nut sein. Für die Nut in der Nabe wurde als normal eine Ausrundung mit einem Halbmesser gleich der Abschrägung des Keilprofils beschlossen, die sich mit Rücksicht auf die zweckmäßige Form des zur Herstellung der Nut dienenden Stoßmessers empfiehlt, doch ist scharfkantige Ausführung auch hier zugelassen.

Für den Werkstoff gezogener Keilprofile wurde eine Zugfestigkeit von 50 bis 60 kg/qmm bei etwa 18% Bruchdehnung (im gewalzten und geglähten Zustande vor dem Ziehen) angenommen.

Der Anzug wurde wie üblich auf 1:100 (einseitig) festgesetzt.

Bei schweren Teilen, wie z. B. gekröpften Wellen und dgl., soll man die Keilnuten so anordnen, daß das Einziehen der Keile bei der durch die Schwere gegebenen natürlichen Lage möglich ist.

Bei den Höhenkeilen Abb. 292 sind die Kräfte der Längsachse parallel; sie können nur gegenüber Kräften der in der Abbildung eingezeichneten Richtung Sicherheit gewähren und werden selten angewendet.

Zum lösbaren Befestigen von Naben auf Wellen u. dergl. verwendet man statt des Aufkeilens auch die der unlösbaren Befestigung durch Warm- oder Kaltaufziehen entsprechende Klemmverbindung. Die Nabe bzw. Hülse wird geschlitzt und durch Schrauben oder auf den kegelförmig abgedrehten Umfang aufgetriebene oder aufgeschraubte Ringe zusammen und so fest gegen die Welle oder Spindel gedrückt.

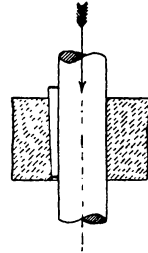


Abb. 292.
Höhenkeil.

B. Maschinenteile der drehenden Bewegung.

Zapfen.

Zapfen haben die Aufgabe sich drehende Teile zu stützen. Zu jedem Zapfen gehört dabei ein Lager. Das zu stützende sich drehende Maschinenteil kann mit dem Zapfen aber auch mit dem Lager verbunden sein.

Bei den meisten Zapfen steht der zwischen Zapfen und Lager wirkende Zapfendruck senkrecht auf der Drehungsachse, der Zapfen heißt dann Tragzapfen und zwar Stirnzapfen, wenn er wie Abb. 293 am Ende der Welle sitzt, Halszapfen, wenn sich die Welle nach beiden Seiten fortsetzt. Wirkt der Zapfendruck in der Richtung der Drehungsachse, so nennt man den Zapfen Spur- oder Stützzapfen, Abb. 294.

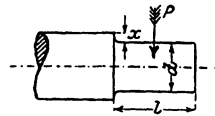


Abb. 293. Stirnzapfen.



Abb. 294.
Spurzapfen.

Ein Zapfen muß 1. genügende Festigkeit haben, er muß nicht nur Sicherheit gegen Abbrechen, sondern auch für gleichmäßiges Aufliegen auf der ganzen Länge der Lagerschale, also gegen dieses verhindernde Verbiegungen haben; 2. darf der Flächendruck, den man immer auf die Projektion der Auflagefläche (d.l) bezieht, einen gewissen Wert nicht übersteigen, da sonst der Zapfen leicht „auffrißt“, auch das Schmiermaterial sich zwischen den gleitenden Flächen nicht halten kann; 3. darf durch die Reibungsarbeit nicht mehr Wärme erzeugt werden, als in der gleichen Zeit durch Kühlung abgeführt wird.

Beim Stirnzapfen ist das Biegemoment $P \frac{l}{2}$, beim Gabelzapfen, der zu beiden Seiten unmittelbar neben der freien Länge befestigt ist, kann man $P \frac{l}{8}$ setzen, bei einem inmitten einer Welle sitzenden Halszapfen müßte es aus den Abmessungen der ganzen Welle berechnet werden, nach der Gleichung der elastischen Linie, doch begnügt man sich meist mit einer Näherungsrechnung. Das Widerstandsmoment ist für den vollen Kreisquerschnitt $\frac{d^3}{10}$, für

den Ringquerschnitt $\frac{D^4-d^4}{10D}$, also gibt die Festigkeitsforderung die Formel

$$P \frac{l}{2} = \frac{d^3}{10} \cdot k_b \quad \text{für den vollen Stirnzapfen,}$$

$$P \frac{l}{2} = \frac{D^4-d^4}{10D} \cdot k_b \quad \text{für den hohlen Stirnzapfen,}$$

$$P \frac{l}{8} = \frac{d^3}{10} \cdot k_b \quad \text{für den vollen Gabelzapfen,}$$

$$P \frac{l}{8} = \frac{D^4-d^4}{10D} \cdot k_b \quad \text{für den hohlen Gabelzapfen.}$$

Da die Kraftrichtung in der Regel wechselt, kann man nehmen für:

Flußstahl $k_b = 400$ bis 600 kg/qcm

Schweißeisen $k_b = 340$ „ 400 „

Flußeisen $k_b = 300$ „ 500 „

Gußeisen $b_b = 130$ „ 250 „

Stahlguß $k_b = 250$ „ 400 „

Für Spezialstahl und bei nicht vollständig wechselnder Belastung sind entsprechend höhere Werte zulässig.

Die zweite Bedingung führt bei allen Tragzapfen zu der Formel:

$$P = p \cdot l \cdot d$$

Die Flächenpressung ist in der Mitte am größten, und zwar um ungefähr 90 % größer, als der gleichmäßigen Verteilung, die man der Rechnung zugrunde legt, entspricht. Der zulässige Wert der Flächenpressung p , den man in obige Formel (also gleichmäßige Verteilung angenommen) einsetzen kann, ist von sehr verschiedenen Einflüssen abhängig; für normale Verhältnisse kann man (nach Bach, Maschinenelemente) setzen:

Tiegelgußstahl, gehärtet, auf Gußstahl, gehärtet,			
laufend	p	bis zu	150 kg/qcm
Tiegelgußstahl, gehärtet, auf Bronze oder Weißmetall	p	„ „	90 „
Tiegelgußstahl, ungehärtet, auf Bronze	p	„ „	60 „
Fluß- oder Schweißeisen mit glatter, dichter Oberfläche auf Bronze oder Weißmetall	p	„ „	40 „
Schweißeisen mit nicht ganz reiner Oberfläche oder			
Gußeisen auf Bronze	p	„ „	30 „
Schweißeisen auf Gußeisen.	p	„ „	25 „
Fluß- oder Schweißeisen auf Pockholz bei Wasserschmierung	p	„ „	25 „

Je vollkommener die Gleitflächen gearbeitet sind, je größer die Sicherheit für dauernd richtige Lage des Zapfens und der Lagerschale ist, je kürzer die Betriebsdauer, je niedriger der mittlere Zapfendruck gegenüber dem größten, und je vollkommener die Schmierung ist, um so höher wird man p wählen dürfen. Ebenso kann man p höher wählen, wenn die Richtung des Zapfendruckes wechselt, da dann die Ölzufuhr leichter ist und die Abnutzung sich über die ganze Oberfläche verteilt; läuft jedoch der Zapfen in einem Raume mit höherer Temperatur, so ist p niedriger zu nehmen. Je größer man p annimmt, um so größer wird die Abnutzung.

Hieraus ergaben sich Sonderwerte etwa von der Hälfte bis zum dreifachen der obigen Werte.

Die Zapfenreibung ist, wenn μ der Reibungskoeffizient μP , ihr Weg in der Sekunde ist die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$$

(d = Zapfendurchmesser in m, n = Umdrehungszahl in der Minute) die Reibungsarbeit in der Sekunde ist dann $\mu P \cdot v$ mkg/sek. und die auf 1 qcm der Projektion der Lagerfläche bezogene Reibungsarbeit

$$a = \frac{\mu P \cdot v}{ld}$$

Dieser Wert kann nach Lindner (Maschinenelemente, Deutsche Verlagsanstalt, Stuttgart) für gewöhnliche Lagerzapfen 0,5 bis 1 mkg/sek., für Zapfen mit Druckwechsel und Luftkühlung, wie z. B. Kurbelzapfen 1 bis höchstens 3 mkg/sek gesetzt werden.

Den Reibungskoeffizienten kann man etwa nehmen (nach Lindner, Maschinen-Elemente):

für gewöhnliche Ringschmierlager	$\mu = 0,02$ bis $0,04$
„ Lager mit Docht- und Tropföthern	$\mu = 0,04$ „ $0,07$
„ „ „ Schmierloch	$\mu = 0,07$ „ $0,10$
„ Eisenbahnnachslager mit Weißmetall	$\mu = 0,01$
„ „ „ Bronze	$\mu = 0,014$

Für im Ölbad laufende Zapfen und Kugellager sinkt der Reibungskoeffizient auf 0,001 bis 0,002, bei den letzten Werten tadellose Beschaffenheit von Zapfen und Lager vorausgesetzt.

Bei der Berechnung eines Zapfens nimmt man, wenn die Länge nicht gegeben ist, ein Verhältnis der Länge zum Durchmesser an, ein guter Mittelwert hierfür ist $l = 1,5 d$, zu lange Zapfen sind schwer gleichmäßig zur Auflage zu bringen. Ein seitlicher Druck wird durch die Schulter oder besondere Bunde oder Stellringe aufgenommen. Die Schulterhöhe x (Abb. 293) nimmt man $\frac{d}{10} + 5$ mm bis $\frac{d}{16} + 5$ mm, die Breite von Bunden, welche die Lauffläche begrenzen gleich x bis $1,5 x$.

Kugelförmige Tragzapfen, die manchmal angewendet werden, wenn die gegenseitige Lage von Zapfen und Lager nicht genau aufrechterhalten werden kann, bieten nur dann wirklich Vorteile, wenn die Kugelform äußerst genau gearbeitet ist.

Spurzapfen.

Soll der Flächendruck nicht zu groß werden so muß beim vollen Spurzapfen $P \leq p \frac{\pi d^2}{4}$ beim ringförmigen $P \leq p \left(\frac{\pi^2 D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right)$ sein, wobei man von der Fläche 10 bis 20% für die Schmiernuten in Abzug bringt.

Man nimmt für

Stahl gehärtet auf Stahl gehärtet laufend	$p = 100$ bis 150 kg/qcm
Stahl auf Bronze oder dichtem harten Gußeisen	$p = 50$ „ 75 „
Schmiedeeisen auf Rotguß	$p = 30$ „ 40 „
Schmiedeeisen auf Gußeisen oder Pockholz	$p = 20$ „ 25 „
Eichen- oder Pockholz (mit Öl getränkt)	$p = 8$ „ 20 „

Die Reibungsarbeit pro qcm Lauffläche ist

$$a = \mu \cdot p \cdot v,$$

wobei man v mit dem halben Durchmesser berechnet, beim ringförmigen Spurzapfen mit dem mittleren Durchmesser. a soll um so kleiner sein, je größer die Geschwindigkeit ist, möglichst kleiner als 0,7, keinesfalls aber auch bei sorgfältigster Ausführung und Wartung größer als 2.

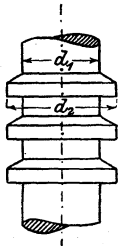


Abb. 295.
Kammzapfen.

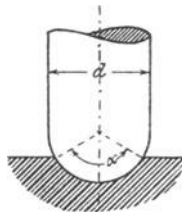


Abb. 296.
Kugelförmiger
Spurzapfen

Wird die Ringfläche bei großem Zapfendruck zu groß, so verwendet man den Kammzapfen (Abb. 295) mit 0,1 bis 0,15 d_1 Ringbreite. Es ist aber schwer alle Ringe gleichmäßig zur Auflage zu bringen, weshalb man p höchstens halb so groß wie oben angegeben setzen soll.

Den kugelförmigen Spurzapfen (Abb. 296) kann man nach Bach berechnen nach der Formel:

$$P = p_1 d^2,$$

wobei man einsetzt (siehe Abb. 296):

$$\begin{aligned} \text{für } \alpha &= 90^\circ, & p_1 &= 0,5 p, \\ \text{„ } \alpha &= 180^\circ, & p_1 &= 0,7 p. \end{aligned}$$

Bei der Wahl der Schmiermittel ist zu beachten, daß es der Belastung entsprechen muß, daß man also für schwer belastete Zapfen dickflüssige Öle wählen muß, für leichtbelastete dünnflüssige. Bei Beurteilung der Viskosität ist die auftretende Erwärmung zu berücksichtigen.

Achsen und Wellen.

Die sich drehenden Träger anderer Maschinenteile, die sich mit Zapfen in zwei oder mehreren Lagern stützen, heißen Achsen, wenn sie nur zu stützen haben (Abb. 297), Wellen, wenn sie außerdem eine Drehbewegung fortzuleiten haben.

Die Achsen sind lediglich auf Biegung beansprucht, wenn sie in der Mitte zwischen den Lagern belastet sind, sind die einzelnen Querschnitte nach der Formel

$$\frac{P}{2} x = \frac{d^3}{10} \cdot k_b \text{ bei vollem kreisförmigen Querschnitt}$$

bzw. $\frac{P}{2} x = \frac{D^4 - d^4}{10 D} \cdot k_b$ bei ringförmigem Querschnitt

zu berechnen. x ist der Abstand des zu berechnenden Querschnitts von der Mitte des Lagers, sein Höchstwert ist also nach obiger Annahme $\frac{1}{2}$ (für die Belastungsstelle). Bei kleineren Achsen berechnet man in der Regel nur den Durchmesser für diese Stelle, den man der Keilnut wegen noch verstärken muß und dann mit der halben Zapfenlänge den Zapfendurchmesser. Zwischen den Zapfen wird die Achse dann mit dem erstgenannten Durchmesser durchgeführt. Bei größeren Achsen gibt man aber nur einem der Nabe des belastenden Teils entsprechendem Stück, dem Achsenkopf, diesen größten Durchmesser und verjüngt die Achse nach beiden Seiten konisch bis auf den Durchmesser der sich aus Zapfendurchmesser und Schulterhöhe ergibt. Diese konischen Stücke heißen Achsenschenkel. Wird die Achse an zwei Stellen belastet, so nennt man das zwischen den zwei Achsenköpfen liegende Stück Schaft.

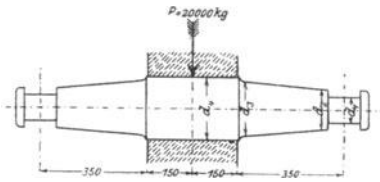


Abb. 297. Achse.

Achsen von kreuzförmigen und anderen Querschnitten kommen kaum mehr vor, ebenso gußeiserne und hölzerne Achsen, das Material ist heute mit wenigen Ausnahmen Schmiedeeisen oder Stahl.

Für k_b kann man, da die Krafrichtung meist vollständig wechselt, setzen:

für Flußstahl	$k_b = 400$ bis 600 kg/qcm
„ Schweiß Eisen	$k_b = 340$ „ 400 „
„ Flußeisen	$k_b = 300$ „ 500 „
„ Stahlguß	$k_b = 250$ „ 400 „
„ Gußeisen	$k_b = 130$ „ 250 „
„ Eichenholz	$k_b = 60$ „

Wechselt die Krafrichtung nicht vollständig, so kann man k_b höher wählen.

Wirkt die Belastung nicht in der Mitte oder bei zwei Belastungsstellen in gleichen Abständen von den Auflagern, so muß man die Auflagereaktionen berechnen, in dem man die Achse als Hebel, um den einen Auflagepunkt drehbar, ansieht und wenn diese A und B sind, an Stelle des Biegemoments

$\frac{P}{2} \cdot x$ setzen A x bzw. B.x.

Die Wellen sind nicht nur auf Biegung, sondern auch auf Verdrehung beansprucht. Bei vielen Wellen kann man sogar die biegenden Kräfte vernachlässigen oder evtl. nur durch einen Aufschlag berücksichtigen, solche nur auf Verdrehung zu berechnende „reine“ Wellen berechnet man nach der Formel

$M_d = \frac{d^3}{5} k_d$ bei vollem kreisförmigen Querschnitt

bzw. $M_d = \frac{D^4 - d^4}{10 D} k_d$ bei ringförmigem Querschnitt.

Das Drehmoment M_d ist das Produkt aus verdrehender Kraft und Hebelarm, also Abstand der Kraft von der Wellenmitte, somit

$$M_d = P \cdot R,$$

wenn mehrere Kräfte wirken, die Summe dieser Produkte.

Die zulässige Verdrehungsspannung k_d nimmt man:

für Flußstahl	600 bis 960	kg/qcm
„ Flußeisen	400 „ 800	„
„ Schweißeisen	240 „ 320	„
„ Stahlguß	320 „ 640	„
„ Gußeisen	140 „ 200	„
„ Eichenholz	50 „ 60	„ u. mehr.

Meist ist statt des Drehmoments M_d die Anzahl N der zu übertragenden Pferdestärken und die Umdrehungszahl in der Minute n gegeben. Die Arbeit in kgm/sek. ist dann $75 N$ und wenn man, da im Drehmoment r in cm zu setzen ist, für den Radius $\frac{r}{100}$ setzt, um diesen Wert in m zu verwandeln, so erhält man für den Weg in der Sekunde, den die drehende Kraft P zurücklegt

$$\frac{2 \frac{r}{100} \pi n}{60}$$

also

$$75 N = \frac{P \cdot r \cdot 2 \pi n}{100 \cdot 60} = \frac{M_d \pi n}{3000}$$

somit

$$M_d = \frac{75 \cdot 3000}{\pi} \cdot \frac{N}{n} = 72000 \frac{N}{n}.$$

Aus

$$72000 \frac{N}{n} = \frac{d^3}{5} \cdot k_d$$

ergibt sich für den Durchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{360000}{k_d} \cdot \frac{N}{n}}$$

nimmt man für Wellen aus Walzeisen unter Berücksichtigung der auftretenden Biegemomente $k_d = 120$ kg/qcm so erhält man

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}}.$$

Die Umdrehungszahl ist bei langsam laufenden Transmissionswellen 100 bis 150, bei schnelllaufenden 200 bis 400 in der Minute. Obige Formel läßt erkennen, daß hohe Umdrehungszahl kleine Wellendurchmesser ergibt.

Die Welle darf aber auch keine starken Formänderungen durch Verdrehung erleiden, da diese besonders bei langen Wellen zu Federungen führen. Soll, wie gewöhnlich gefordert wird, die Verdrehung pro laufenden m $\frac{1}{4}^\circ$ nicht überschreiten, so macht man bei schmiedeeisernen Wellen

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \quad \text{oder} \quad 0,73 \sqrt[4]{M_d}.$$

Bei kleinen Wellendurchmessern gibt diese Formel größere Werte als die Festigkeitsrechnung.

1. Beispiel. Eine Welle soll bei 200 Umdrehungen in der Minute 30 PS übertragen.

Die Festigkeitsformel ergibt

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{30}{200}} = 7,7 \text{ cm,}$$

die Rücksicht auf Formänderung durch Verdrehen erfordert

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{30}{200}} = 7,44 \text{ cm.}$$

2. Beispiel: Eine Welle, soll bei 250 Umdr./Min. 12 PS übertragen.

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{12}{250}} = 5,24 \text{ cm,}$$

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{12}{250}} = 5,64 \text{ cm,}$$

Streng genommen gibt es keine „reinen“ Wellen, also solche, die nur auf Verdrehung beansprucht sind, denn schon das Eigengewicht wirkt biegend, noch stärker aber das Gewicht von Kupplungen, Riemenscheiben, Zahnrädern sowie der Riemenzug usw. Um die Biegungsbeanspruchung durch diese Kräfte und die durch sie hervorgebrachte Durchbiegung, die pro laufenden Meter 0,3 mm nicht überschreiten soll, gering zu halten, setzt man Riemenscheiben, Zahnräder, schwere Kupplungen u. dergl. möglichst nahe an die Lager, damit der Hebelarm der biegenden Kraft klein wird, bei besonders starker Beanspruchung der Welle durch solche Teile bringt man zu beiden Seiten derselben ein Lager an. Außerdem darf man den Abstand der Lager nicht zu groß nehmen. Der Lagerabstand richtet sich ja nach den Befestigungsmöglichkeiten, also Trägern, Säulen, Balken usw., man kann ihn also meist nicht willkürlich wählen, man kann aber seine Zulässigkeit nach folgenden von Bach angegebenen Formeln nachprüfen.

$$\left. \begin{array}{l} l \leq 100 \sqrt[3]{d} \text{ bei normaler Belastung} \\ l \leq 110 \sqrt[3]{d} \text{ „ starker „} \\ l \leq 125 \sqrt[3]{d} \text{ „ normaler „} \\ \leq 135 \sqrt[3]{d} \text{ „ starker „} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{wenn die Welle an beiden Enden frei-} \\ \text{gelagert ist.} \\ \text{wenn sich der Wellenstrang nach beiden} \\ \text{Seiten über die Lager hinaus fortpflanzt.} \end{array}$$

Ist der Lagerabstand größer, muß man den Wellendurchmesser größer wählen.

Bei einem sehr langen Wellenstrang, der der zunehmenden Verbreiterung des elektrischen Einzelantriebs und Gruppenantriebs wegen nur noch selten zu finden ist, muß man der Wärmedehnung für etwa 40° C Temperaturschwankung Rechnung tragen (siehe Ausdehnungs-Kupplungen), sie beträgt

$$\text{pro } 1^\circ \text{ C etwa } \frac{1}{80\,000}.$$

Der Normenausschuß hat die Abstufung der Wellendurchmesser wie folgt festgesetzt: 25 bis 60 mm in 5 mm Stufen, bis 110 mm in 10 mm Stufen, 125 mm, 140 mm und 20 mm Stufen bis 500 mm. Diese Stufung ist auf Grund eines gleichmäßigen Anwachsens des Drehmoments gewählt worden.

Besondere Erwähnung verdienen die komprimierten Wellen aus weichem Siemens-Martinstahl, die höhere Festigkeit als abgedrehte oder rundgewalzte Wellen und einen auf 0,05 mm genauen Durchmesser haben.

Hohle Wellen aus nahtlos gewalzten Röhren sind bei gleicher Festigkeit leichter als volle und ermöglichen auch des größeren Durchmessers wegen bessere Befestigung größerer Scheiben, sie sind aber erheblich teurer und deshalb nur in besonderen Fällen in Anwendung.

Biigsame aus spiralförmig gewundenen Drähten bestehende Wellen werden von 5 bis 100 mm Durchmesser ausgeführt, der kleinste zulässige Krümmungsradius beträgt das 6 bis 7fache des Wellendurchmessers.

Hölzerne Wellen mit eisernen Zapfen finden sich nur noch selten bei Wasserrädern.

Wellen, welche stärkere Biegebungsbeanspruchungen auszuhalten haben, sogenannte gemischte Wellen, müssen so berechnet werden, daß man für die einzelnen Querschnitte die Biegemomente M_b und die Drehmomente M_d ermittelt und den Durchmesser nach der Formel

$$\frac{d^3}{10} \cdot k_b = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2}$$

berechnet, wobei $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d}$ ist.

Um eine Verschiebung der Wellen in achsialer Richtung zu verhüten, setzt man neben eine Lagerschale Stellringe aus Schmiedeeisen oder Gußeisen, die bei kleineren Abmessungen mit Schlitzschrauben, bei größeren mit Kopfschrauben (Köpfe dürfen der Unfallgefahr wegen nicht vorstehen!) befestigt werden. Sollen sie nachträglich angebracht werden, müssen sie geteilt sein. Größere achsiale Kräfte können die Stellringe nicht aufnehmen, sie erfordern aufgeschweißte Bunde, eingedrehte Lagerstellen, Kammzapfen oder Spurlager.

Kupplungen.

Kupplungen dienen dazu zwei Wellen miteinander zu verbinden. Handelt es sich darum, einen längeren Wellenstrang aus Stücken der handelsüblichen Länge herzustellen, so kann eine „feste Kupplung“ verwendet werden, die die Teile starr verbindet und während des Betriebes nicht wieder gelöst werden kann. Häufig soll die Kupplung zwar während des Betriebes nicht gelöst werden, muß aber eine gewisse Beweglichkeit der verbundenen Wellenenden gestatten, die Verbindung darf also nicht starr sein, man verwendet dann „bewegliche Kupplungen“. Kupplungen, die eine Lösung der Verbindung während des Betriebes gestatten und meist auch während des Betriebes eingerückt werden können, heißen „Ausrückkupplungen“.

Bei der Konstruktion bzw. bei der Wahl einer Kupplung sind nach Bach folgende Gesichtspunkte zu beachten:

1. die Mittellinien der zu verbindenden Wellen müssen, falls es sich nicht um eine bewegliche Kupplung handelt, genau in eine Richtung fallen;

2. der Schwerpunkt der Kupplung soll möglichst genau in der Mitte der Welle liegen, d. h. die Massen sollen gleichmäßig zur Drehungsachse verteilt sein;

3. die Kupplung soll möglichst leicht sein, da ihr Gewicht die Welle auf Biegung beansprucht, sie soll deshalb möglichst unmittelbar neben einem Lager, schwerere Kupplungen zwischen zwei Lagern angebracht werden;

4. die Kupplung soll sich leicht anbringen und entfernen lassen;

5. vorspringende Teile sollen vermieden oder wenigstens verdeckt werden, da sie leicht Ursache von Unfällen werden können;

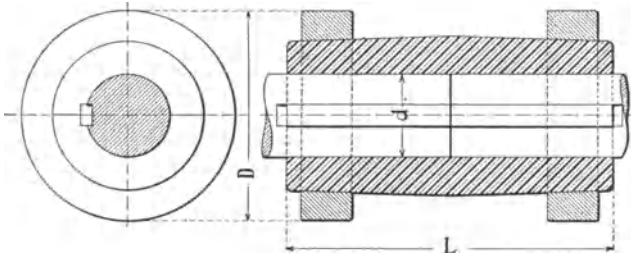


Abb. 298. Hülsenkupplung (Bamag).

6. bei Ausrückkupplungen ist der verschiebbare Teil auf die zeitweise stillstehende Welle zu setzen, damit unnötiges Schleifen des Ausrückringes und bei Reibungskupplungen selbsttätiges Einrücken durch die Zentrifugalkraft vermieden wird.

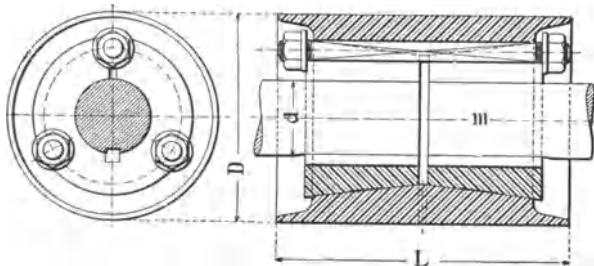


Abb. 299. Sellerskupplung (Bamag).

Die einfachste feste Kupplung ist die Muffenkupplung, sie besteht aus einer Hülse, deren Länge gleich dem 3,5 bis 4fachen Wellendurchmesser und deren Stärke $\frac{d}{3} + 1$ cm genommen wird, die mit je einem Keil auf den zu verbindenden Wellenenden befestigt wird. Die vorstehenden Keilnasen werden zweckmäßig durch vorgeschraubte Holzringe oder übergeschobene Blechmäntel verdeckt. Der Hauptnachteil dieser Kupplung ist, daß bei Entfernung der Kupplung die Wellenenden um mindestens die halbe Muffenlänge verschoben werden müssen, auch wird bei nicht genau gleichen Wellendurchmessern die Verbindung nicht zentrisch.

Dies ist nicht notwendig bei der Hülsenkupplung (Abb. 298).

Diese Kupplung besteht aus zwei Schalen, die konisch gedreht sind und durch entsprechend konisch ausgebohrte, schmiedeeiserne Ringe zusammengepreßt werden. Zur Übertragung der Torsionskräfte sind zwei Federkeile vorgesehen. Die Kupplung besitzt keine vorspringenden Teile, verbindet die Wellenenden genau zentrisch und kann ebenso leicht angebracht wie abgenommen werden, infolgedessen gestattet sie die Verwendung von ungeteilten Riemscheiben, Rädern, sowie geschlossenen Hängelagern usw.

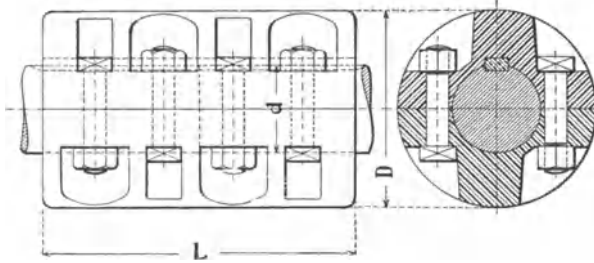


Abb. 300. Schalenkupplung (Bamag).

Bei Wellen von verschiedenem Durchmesser ist das stärkere Ende auf den Durchmesser der schwächeren Welle abzusetzen.

Beliebt ist auch die Sellers-Kupplung (Abb. 299).

Jedes der beiden Wellenenden trägt einen geschlitzten Konus, (etwa 1:8) welcher durch Schrauben in ein Gehäuse gepreßt wird. Das Gehäuse ist innen mit einem Doppelkonus versehen, in den die konischen Muffen genau passen.

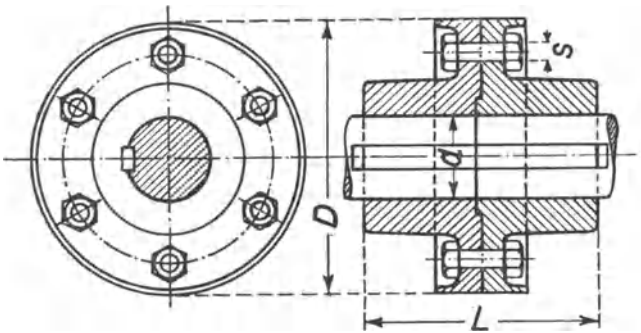


Abb. 301. Scheibenkupplung.

Durch das Anziehen der Muttern werden die Muffen in das Gehäuse hineingepreßt, außerdem werden sie noch vermöge des Schlitzes fest um die Welle geklemmt. Es wird somit eine genau zentrische Wellenlage erreicht. Die Kupplung besitzt sonst die gleichen Eigenschaften wie die Hülsen-Kupplung.

Sie ist mit Hilfe einer mitzuliefernden Vorrichtung sehr leicht zu entfernen und kann u. a. zugleich als Riemscheibe dienen.

Den vorstehenden reiht sich in den wesentlichen Eigenschaften die Schalenkupplung an (Abb. 300). Sie besteht aus zwei Schalen, die durch Mutterschrauben zusammengezogen werden. Die Schraubenköpfe und

-Muttern liegen vertieft in den Schalen, so daß keine vorspringenden Kanten entstehen. Die Kupplung verbindet die Wellenenden genau zentrisch und kann ebenso leicht angebracht wie abgenommen werden.

Eine der am häufigsten angewandten Kupplungen ist die Scheibenkupplung (Abb. 301).

Diese Kupplung wird hauptsächlich für schwere Wellen verwendet, weil ihre Hälften mit den dazugehörigen Wellen ein unveränderlich festes Ganzes bilden. Auch hat die Kupplung vor den übrigen den Vorteil kürzerer Baulänge. Die einzelnen Hälften der Kupplungen werden warm oder hydraulisch auf die Wellenenden gezogen, durch Stahlkeile befestigt und dann erst fertig gedreht, so daß ein genaues Rundlaufen gewährleistet ist. Allerdings müssen bei Anwendung der Scheiben-Kupplung alle auf der Welle zwischen den Kupplungen sitzenden Riemscheiben, Räder usw. geteilt ausgeführt werden; auch ist von der Verwendung geschlossener Hängelager abzusehen. Die Wellen müssen sich um die Höhe des zur Zentrierung dienenden Vor-

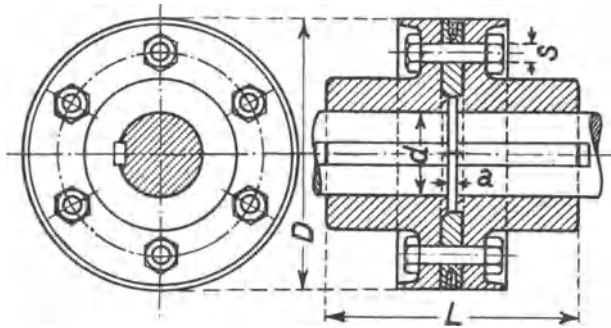


Abb. 302. Scheibenkupplung mit Zwischenstück.

sprungs verschieben lassen. Dies ist nicht nötig bei der Ausführung mit Zwischenstück (Abb. 302).

Diese wendet man überall da vorteilhaft an, wo ein Teil eines Wellenstranges auf längere Zeit außer Betrieb gesetzt werden soll. Durch die Scheibenkupplungen mit Zwischenstück wird die Benutzung der teureren Reibungskupplungen oft entbehrlich. Die Wellenenden sind auf beiden Seiten der Kupplung durch Lager zu stützen. Zum Abheben der Zwischenstücke bedient man sich einschraubbarer Handgriffe.

Auch diese Kupplungen können evtl. zugleich als Riemscheibe benutzt werden.

Die beweglichen Kupplungen lassen sich einteilen in längsbewegliche oder Ausdehnungskupplungen, querbewegliche Kupplungen, die einen Unterschied in der Mittellage, beide meist auch einen kleinen Unterschied in der Richtung ausgleichen und bei geeigneter Konstruktion als elastische Kupplungen Stöße und Schwankungen der zu übertragenden Kraft ausgleichen oder als Isolationskupplungen den Übergang elektrischer Ströme verhindern und schließlich die Kreuzgelenkkupplungen, die zur Verbindung von Wellen dienen, deren Richtung stärker voneinander abweicht.

Schwere Wellen kuppelt man auch durch die Schleppkurbel, zwei gegeneinander versetzte Kurbeln, die durch eine Koppel miteinander verbunden sind. Soll die Verbindung zeitweise gelöst werden, führt man die Kurbeln mit verschiedenem Radius aus, so daß der eine Kurbelzapfen sich am anderen vorbeibewegen kann.

Die Ausdehnungskupplung (Abb. 303) besteht aus zwei auf den Wellenenden fest aufgekeilten Scheiben, die durch Klauen und entsprechende

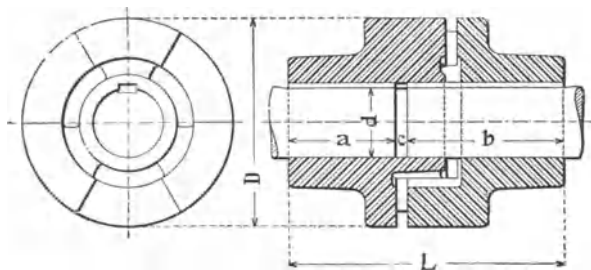


Abb. 303. Ausdehnungskupplung (Bamag).

Aussparungen ineinander greifen; zur Erzielung einer stets zentrischen Führung greift die eine Welle in die Kupplungshälfte der anderen Welle ein.

Diese Kupplung wird vorteilhaft in die Mitte langer Wellenstränge eingeschaltet, da sie die durch wechselnde Temperaturen verursachten längsbeweglichen Verschiebungen der Wellen — Ausdehnen und Zusammenziehen — ohne Schaden für das Triebwerk ermöglicht. Sie muß unbedingt dann

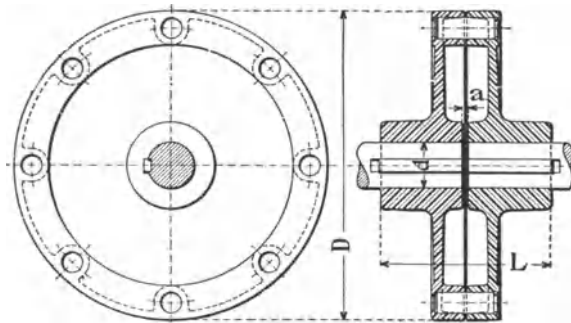


Abb. 304. Elastische Bolzenkupplung (Bamag).

angewendet werden, wenn ein langer Wellenstrang festgelagert ist und sich an den Enden der einzelnen Wellen Reibungskupplungen oder konische Zahnräder befinden, die für Änderungen in den Wellenlängen sehr empfindlich sind.

Bei der Lederlaschenkupplung werden abwechselnd auf den Stirnflächen beider Kupplungsscheiben angebrachte Bolzen durch Lederlaschen verbunden oder man benutzt statt einzelner Laschen durchgehende Lederringe, die entsprechend durchlocht und auf die Bolzen aufgesteckt sind.

Brown-Boveri & Cie. verbinden die auf den Wellenenden festgekeilten Kupplungsscheiben durch einen Wellblechzylinder, der bei kleinen Kräften auch durch einen Lederzylinder ersetzt werden kann.

Bei der Bandkupplung von Zedel-Voith überträgt sich die Bewegung durch einen um Vorsprünge der Kupplungsscheiben geschlungenen endlosen Leder- oder Baumwollriemen. Diese Kupplung ist auch als Ausrückkupplung konstruiert worden. Ähnlich ist die Konstruktion der Cachin-Kupplung vom Eisenwerk Wülfel vor Hannover.

Die elastische Kupplung der Berlin-Anhalt. Maschinenbau-A.-G. (Abb.304) (DRP.) besteht aus zwei Scheiben, welche so auf die Wellenenden gekeilt sind, daß zwischen den Stirnflächen ein kleiner Zwischenraum bleibt. Die Kraftübertragung geschieht durch elastische und elektrisch isolierende Bolzen (Leder oder Gummi), die durch entsprechende Löcher beider Scheiben gesteckt sind, und die sich zwecks Lösung der Kupplung leicht herausziehen lassen.

Zu den beweglichen Kupplungen gehören auch die Walzwerkskupplungen, bei denen die Kuppelzapfen drei oder vier Hohlkehlen haben, in die die inneren

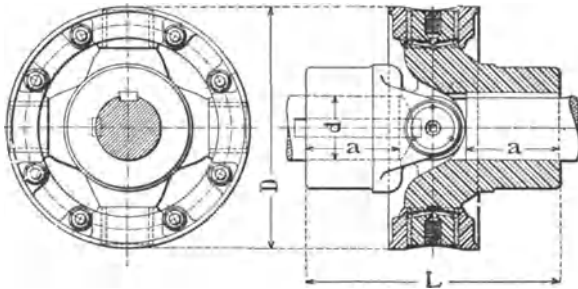


Abb. 305. Kreuzgelenkkupplung (Bamag).

Wulste der darübergesteckten Muffen mit entsprechendem Spielraum einreifen.

Es gibt noch eine größere Zahl ähnlicher Konstruktionen, die wir nicht alle hier anführen können, obige Beispiele werden genügen, das Wesen der beweglichen, elastischen und Isolationskupplungen zu erläutern.

Weichen die Wellen um einen größeren Winkel voneinander ab, so verwendet man die Kreuzgelenkkupplung (auch Hookscher Schlüssel genannt), Abb. 305. Die Bewegungsübertragung ist hier allerdings ungleichförmig, es ist deshalb zu empfehlen den Ablenkungswinkel höchstens 10° zu nehmen. Man vermeidet diese Ungleichförmigkeit durch Verwendung zweier Kupplungen und einer kurzen Zwischenwelle, welche mit beiden Wellen denselben Winkel einschließt und deren Kupplungsklauen in derselben Ebene liegen. Die Wellenenden sind zu beiden Seiten der Kupplung durch Lager zu stützen. Die Kupplung eignet sich auch vorzüglich zur Kraftübertragung bei Wellen, deren Mittellinien nicht genau in dieselbe Ebene fallen, da die Lagerung der vier Gelenkzapfen sowohl eine sich verschiebende, als auch eine drehende Bewegung zuläßt.

Piat, Paris, führt zwei Kreuzgelenkkupplungen in der Weise vereinigt aus, daß die die Zapfen tragenden Ringe zu einer in einem Lager gestützten Muffe ausgebildet sind.

Eine gedrungene Form der Kreuzgelenkkupplung ist das in Abb. 306 abgebildete Kugelgelenk. Als Zwischenglied dient eine aus zwei Teilen zusammengenietete oder geschraubte Kugel mit sich kreuzenden T-förmigen Nuten, in die die entsprechend ausgeführten Wellenanschlußstücke eingreifen.

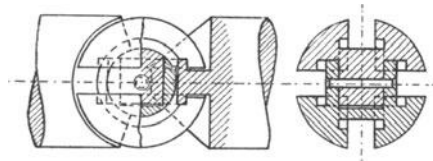


Abb. 306. Kugelgelenk.

Bei den Ausrückkupplungen hat man zu unterscheiden solche, die während des Betriebes wohl ausgerückt, aber nur bei ruhender Welle (oder höchstens bei ganz geringen Geschwindigkeiten) eingerückt werden können und solche, die auch während der vollen Geschwindigkeit eingerückt werden können. Zu den ersteren gehören die Klauen-, Zahn-, Klinkenkupplungen, zu den letzteren die Reibungskupplungen, die auch als elastische Kupplung verwendbare Bürstenkupplung mit ineinandergreifenden schmalen Bürsten auf beiden Kupplungsscheiben und die Flüssigkeitskupplungen.

Die Klauenkupplung entspricht der Kupplung, Abb. 303. Die Kupplungsteile greifen mit vorspringenden Klauen ineinander. Der eine Teil ist auf der

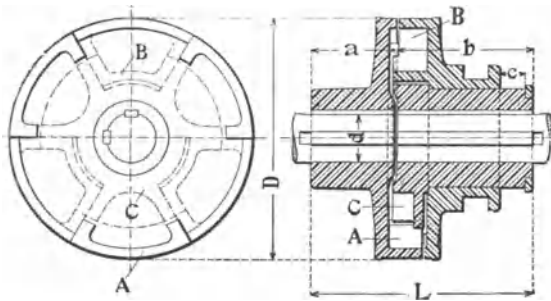


Abb. 307. Hildebrandtsche Zahnkupplung.

Welle verschiebbar. Der verschiebbare Teil ist auf der ausrückbaren Welle anzuordnen, um Reibung der Ausrückhebel während des Leerlaufs zu verhindern. Zur Zentrierung läßt man die ausrückbare Welle in den Vorsprung des fest aufgekeilten Kupplungsteils eingreifen. Die Kraft muß auf die verschiebbare Muffe durch die Federkeile übertragen werden.

Bei der Hildebrandtschen Zahnkupplung Abb. 307 sitzen die beiden Kupplungshälften unverrückbar fest auf den zugehörigen Wellenenden; eine Ausrückmuffe stellt als loser dritter Teil die Verbindung her, indem er mit drei Zähnen in drei entsprechende Zahnlücken der beiden festen Scheibenteile greift. Die Kupplung ist daher eine sehr sichere und dauerhafter als die gewöhnliche Klauen-Kupplung, da eine Kraftübertragung durch sich leicht abnutzende Federkeile vermieden ist.

Die Wellenenden sind bei diesen Kupplungen auf beiden Seiten durch Lager zu stützen.

Wenn das Ausrücken während des Betriebes geschieht, bedingt die achsiale Verschiebung die Überwindung einer beträchtlichen Reibung, in diesem Falle sind Kupplungen, bei denen die den Eingriff vermittelnden Teile radial ausgerückt werden, z. B. die Klinkenkupplungen vorteilhafter, bei denen in ein Sperrad greifende Sperrklinken durch eine Ausrückdaumenmuffe radial ausgeklinkt werden.

Soll eine Kupplung während der Bewegung eingerückt werden, so muß allmähliche Mitnahme erfolgen, dies geschieht meist durch Reibung, wobei die sich reibenden Teile solange gleiten, bis die eingerückte Welle die normale Geschwindigkeit erreicht hat. Die Dauer dieses Gleitens beträgt etwa $1 \div 2\%$ der vollen Umdrehungszahl.

Die einfachste Reibungskupplung besteht aus einer auf die ständig umlaufende Welle aufgekeilten kegelförmigen Scheibe und einer auf der anderen Welle verschiebbaren hohlkegelförmigen Scheibe, die die Welle durch Feder bei der Umdrehung mitnimmt. Die Konizität beträgt 10 bis 15° , beträgt sie weniger als 10° , so lassen sich die Kegelflächen schwer voneinander trennen. Der Nachteil dieser Kupplung, daß die achsiale Anpressung während der Dauer des Eingerücktseins aufrechterhalten werden muß, viel Reibung in der Ausrückmuffe verursacht und sich auch auf die Lager überträgt, wird bei den verschiedenen Reibungskupplungen, die heute im Handel sind, vermieden.

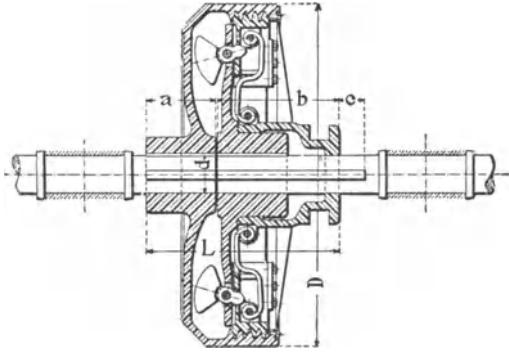


Abb. 308. Dohmen-Leblanc-Kupplung (Bamag).

Bei der Doppelkegelreibungskupplung der Sächs. Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann in Chemnitz werden zwei Kegeleingänge in einem achsial nachstellbaren doppelhohlkegelförmigen Gehäuse durch federnde Kniehebel auseinandergespannt. Die Kniehebel werden von der verschiebbaren Muffe über die Stellung der stärksten Zusammenpressung der Feder hinausbewegt, so daß sie sich nicht von selbst lösen können.

Verbreiteter sind sie Reibungskupplungen, bei denen die Reibungsflächen nicht durch achsiale, sondern durch radiale Verschiebung gegeneinander gepreßt werden. Hierher gehört die Dohmen-Leblancsche Kupplung, ausgeführt von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.G. in Dessau (Abb. 308). Durch Verschieben einer Muffe auf der getriebenen Welle werden mit hakenförmigen Federn vier oder sechs Gleitbacken, die in einem auf die getriebene Welle festgekeilten Stern radial verschiebbar sind, nach außen gepreßt, gegen die innere Ringfläche der auf der treibenden Welle sitzenden Scheibe. Die hakenförmigen Federn werden beim Einrücken der Kupplung über die Mittelebene hinausgeschoben, wodurch Selbstaus-

rückung verhindert ist. Bei Kupplungen für größere Kräfte verwendet man Reibungsring und Reibungsbacken, mit keilförmigen Rillen versehen.

Ähnlich wirkende Kupplungen werden auch von anderen Firmen geliefert.

Bei der vom Eisenwerk Wülfel vor Hannover ausgeführten Hill-Kupplung pressen sich zwei Reibungsbacken, einer von innen, einer von außen, gegen den Reibungsring, wodurch der einseitige radiale Druck, welchen wir bei den erstgenannten Kupplungen haben, aufgehoben wird und Biegunspannungen im Reibungsring vermieden werden.

Auch bei der Gnomkupplung der Peniger Maschinenfabrik und Eisen gießerei werden die Backen von beiden Seiten gegen den Reibungsring angepreßt. Die Anpressung geschieht durch Drehung radial gelagerter Spindeln mit Rechts- und Linksgewinde.

Für Wendegetriebe baut Ludwig Stuckenholz in Wetter (Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg) eine Reibungskupplung, bei der ein federnder, an einer Seite aufgeschlitzter, gußeiserner Ring durch einen in den Schlitz

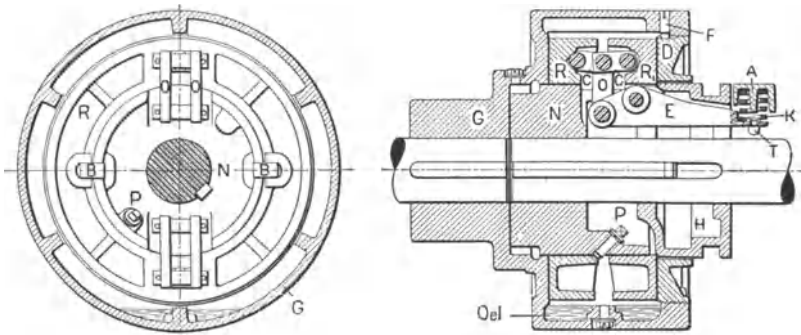


Abb. 309. Bannkupplung (Vogel & Schlegel, Dresden).

eingeschobenen Keil, der an einer verschiebbaren Muffe befestigt ist,auseinandergespannt und gegen den Reibungsring angeedrückt wird.

Die Schraubenfederreibungskupplung Triumphf, DRP. der Firma Louis Schwarz & Co., A.-G. in Dortmund, bewirkt die Mitnahme durch eine Schraubenfeder, die wie bei einem Schiffspill sich um die auf dem anderen Wellenende befestigte Hartgußmuffe wickelt.

Achsiale Anpressung der sich reibenden Flächen haben wir wieder bei der Bann-Kupplung und den elektrischen Vulkan- und Watzke-Kupplungen.

Die Bann-Kupplung, Abb. 309, zeichnet sich durch sehr einfache und dauerhafte Bauart aus und wird staubdicht abgeschlossen.

Auf dem einen Wellenende sitzt fest aufgekeilt das Gehäuse G mit dem in der Mitte hohlen und mittels Gewindes einstellbaren Deckel D. Auf dem anderen Wellenende ist die Mitnehmerscheibe M festgekeilt. Durch deren Wandungen sind zwei sich diametral gegenüberliegende Bolzen geführt, auf deren beiderseits hervorstehenden Enden die Bremsklötze B, B verschiebbar angeordnet sind. An diese Klötze greifen die beweglichen Hebel rr, deren Endgelenke durch einen dritten Hebel m drehbar mit den beiden von der Ausrückmuffe A getragenen T-förmigen Drehhebeln H verbunden sind. Die

Ausrückmuffe A führt sich mit ihrer Außenfläche in der Seitenwandung des Hohldeckels D. Die Drehhebel H treten durch den inneren Hohlraum der Muffe aus dieser heraus und werden an ihren äußersten Enden durch zwei Schraubenfedern zusammengehalten.

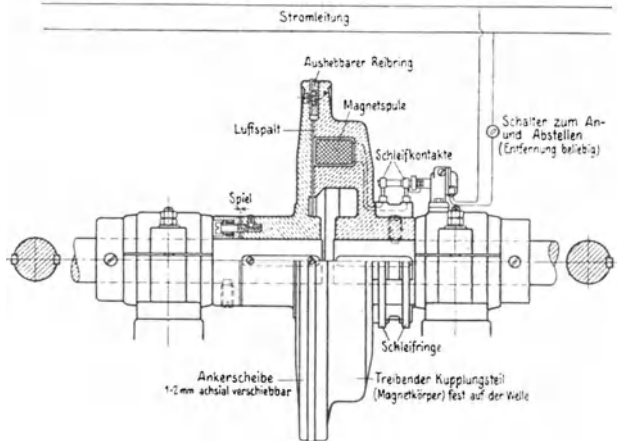


Abb. 310. Vulkankupplung.

Mittels des Ein- und Ausrückhebels wird die Muffe A gegen das Gehäuse G geschoben; hierdurch werden die inneren Gelenkhebel rr infolge der von den Hebeln H und m übertragenen Kräfte in eine gespannte Lage gebracht und pressen die Reibungsklötze B, B an die entsprechenden Reibungsflächen des Gehäuses G und des Deckels D.

Der Schluß der Kupplung ist selbsttätig gesichert, da beim Einrücken die Mittelhebel m über die Mittellinie hinaus bewegt werden.

Soll die Kupplung ausgerückt werden, so zieht man einfach mittels des Ausrückhebels die Muffe H zurück und löst hierdurch die Spannung der Hebel rr.

Auch die Bürstenkupplung ist als Ausrückkupplung gebaut worden.

Bei den elektrischen Kupplungen werden die Reibungsflächen durch elektromagnetische Anziehung angepreßt, was den Vorteil bietet, daß die Einrückhebel wegfallen und das Ein- und Ausrücken von einer beliebigen auch entfernt gelegenen Stelle durch Ein- und Ausschalten des Stromes bewirkt werden kann.

Die Vulkankupplung, Abb. 310, hat eine umlaufende Magnetscheibe als treibenden und eine axial verschiebbare Ankerscheibe als getriebenen Teil. Im ersteren ist eine patentierte, vollkommen abgeschlossene, gegen Feuchtigkeits- und Temperatureinflüsse unempfindliche Wicklung eingebaut, deren

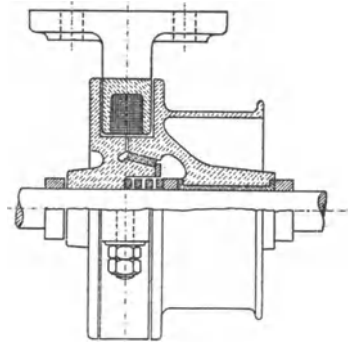
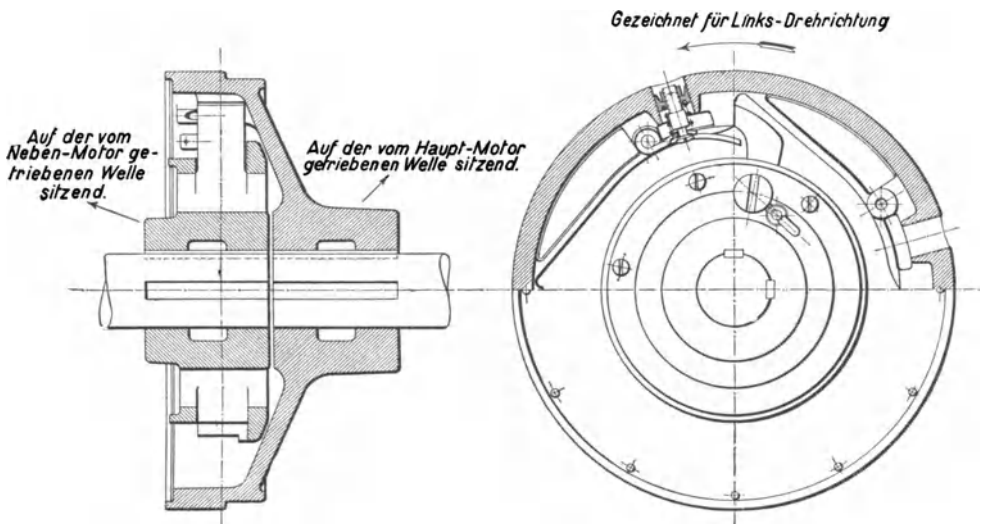


Abb. 311. Watzke-Kupplung.

Enden zu zwei auf der Nabe isoliert aufgesetzten Schleifringen führen, auf welchen je eine mit der elektrischen Leitung in Verbindung stehende Kontaktbürste ruht. Auf einem oder auf jedem der beiden Kupplungsteile ist ein besonderer Reibring angeordnet. Die Kupplung wird auch als Reversier-vorgelege mit zwei Magnetkörpern gebaut, von denen der eine Rechts-, der andere Linkslauf einschaltet.

Bei der Watzke-Kupplung, Abb. 311, der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei steht der Magnetkörper still, wodurch Schleifring und Bürsten vermieden werden. Beim Einschalten des Stromes wird die auf der getriebenen Welle achsial verschiebbare Ankerscheibe gegen die auf der treibenden Welle gezogen, wobei die konischen Reibflächen beider Scheiben zum Eingriff kommen. Gelöst wird die Kupplung durch Federdruck. Die elektromagnetischen



Der Neben-Motor kann nur den Haupt-Motor unterstützen.

Abb. 312. Uhlhornsche Motorenkupplung.

Kupplungen haben den Vorteil, daß sie von jeder Stelle der Fabrik ein- und ausgerückt werden können, aber den Nachteil, daß sie Strom verbrauchen, solange sie eingerückt bleiben.

Motorenkupplungen werden angewendet zur Verbindung eines Wellenstranges, der von zwei Motoren angetrieben wird und bei dem der Hauptmotor ständig, der Hilfsmotor aber nur zeitweise in Betrieb ist. Die Kupplung wird zwischen den Antrieben beider Motoren in den Wellenstrang eingeschaltet; sie rückt den Hilfsmotor selbsttätig ein, sobald der Hauptmotor zu langsam geht, und schaltet ersteren wiederum selbsttätig aus, wenn der Hauptmotor allein imstande ist, die vorgeschriebene Tourenzahl innezuhalten.

Abb. 312 zeigt die Uhlhornsche Motorenkupplung, bei der die Bewegung durch Klinken übertragen wird, die, wie die Abbildung erkennen läßt, beim Voreilen der äußeren Scheibe nach innen gedrückt werden, beim Erreichen der

normalen Umdrehungszahl aber auf Federn stoßen und wieder nach außen getrieben werden.

Die Kraftausgleichkupplung „Ohnesorge“ der Bamag ist ein Bremsbandgesperre. Während beim Arbeiten einer Kraftmaschine das Bremsband mit Hilfe der Ausrückvorrichtung abgespreizt wird, wird mit Zuschalten der zweiten Maschine der Bremszaum angelegt.

Die zum Aus- und Einrücken der Kupplungen dienenden Hebel werden bei kleineren Kupplungen von Hand, bei größeren durch Schraubenspindeln mit Kurbel oder Zugkettenrad betätigt.

Der Ausrückhebel ist möglichst so anzuordnen, daß die Ausschlagwinkel für die eingerückte und für die ausgerückte Stellung gleichgroß sind. Vor Ingangsetzung der Kupplung hat man sich zu überzeugen, daß die Mitnehmerzapfen des Hebels in den Langlöchern weder unten noch oben anstoßen, und daß das Lager des Zapfens, um den der Hebel schwingt, unverrückbar befestigt ist. Handhebel müssen in den Endstellungen gesichert werden.

Lager.

Je nach der Art der Zapfen, die die Lager zu stützen haben, unterscheidet man (siehe dort) Traglager und Spur- oder Stützlager. Je nach der Lage des Zapfens bzw. der Welle zur Befestigungsfläche des Lagers Stehlager (Abb. 313 bis 316), bei denen die Welle über, Hängelager (Abb. 317 bis 320), bei denen sie unter und Wandlager (Abb. 321), bei denen sie seitlich von der Befestigungsfläche liegt. Hängelager werden zur Befestigung an Trägern, Abb. 319 u. 320, und Wandlager zur Befestigung an Säulen, Abb. 321, besonders ausgebildet. Kann man die Welle aus dem Lagerkörper herausheben (Abb. 313, 314, 315, 316, 318, 319, 320, 321), so nennt man das Lager ein offenes, muß sie von der Seite hindurchgeschoben werden, ein geschlossenes.

Neben diesen nach Normen ausgeführten im Handel befindlichen Transmissionslagern findet man zahlreiche Lager besonderer Bauart, die mit dem Maschinengestell oder einzelnen Maschinenteilen unmittelbar verbunden sind. Die einfachsten Lager dieser Art sind angegossene Lageraugen, die evtl. mit dem Lagermetall ausgebucht werden.

Die allgemeinen Gesichtspunkte, von denen man bei der Konstruktion bzw. Wahl eines Lagers auszugehen hat, sind nach Bach (Die Maschinenelemente) folgende:

1. Die Berührung zwischen Welle und Lagerschale muß auf der ganzen Länge der Lagerschale stattfinden.
2. Die Abnutzung der Lagerschale muß, wenn möglich, durch Nachstellen so ausgleichbar sein, daß die Wellenmitte ihre Lage beibehält.
3. Der Lagerdruck darf nicht gegen den Spalt zwischen Ober- und Unterschale gerichtet sein.
4. Die abgenutzten Schalen müssen sich leicht durch neue ersetzen lassen. Diese müssen natürlich sofort genau passen, was am besten bei solchen Lagerschalen erwartet werden kann, die ganz durch Drehen hergestellt worden sind. Es ist jedoch dafür Sorge zu tragen, daß sich die Lagerschalen weder mitdrehen, noch in Richtung der Welle verschieben können.
5. Das Material der Lagerschalen soll möglichst weicher sein als das der Zapfen, damit diese weniger abgenutzt werden.

Stück, die Lagerschale ist dann ungeteilt. Der Lagerkörper ist durch zwei oder vier Fußschrauben auf einer Sohlplatte befestigt, an deren Stelle ein Lagerbock, Abb. 323, 324, ein Wandkasten, Abb. 325, eine Wandkonsole, Abb. 326,

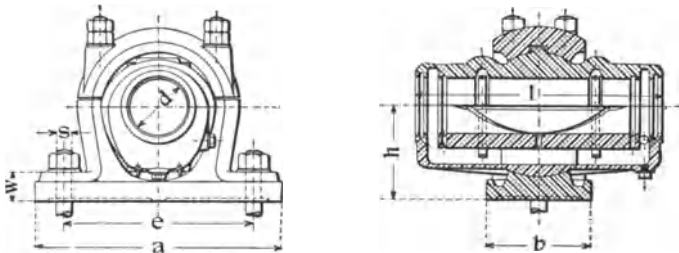


Abb. 314. Stehlager.

oder ein Träger, Abb. 329, treten kann. Bei sogenannten Rumpflagern dienen die mit Zwischenkopf versehenen Deckelschrauben zugleich zur Befestigung auf dem Lagerbock oder sonstigen Trägern. Unten ist zu beiden Seiten an den Lagerkörper ein Ölfänger angegossen, der verhindert, daß das Schmieröl auf das Fundament kommt. Die Abbildung gibt zugleich Formeln zur Berechnung der Hauptabmessungen. Auch Lagerkörper und Sohlplatte läßt man nicht mit der ganzen Fläche, sondern wie die Lagerschalen nur mit schmalen Arbeitsleisten aufliegen.

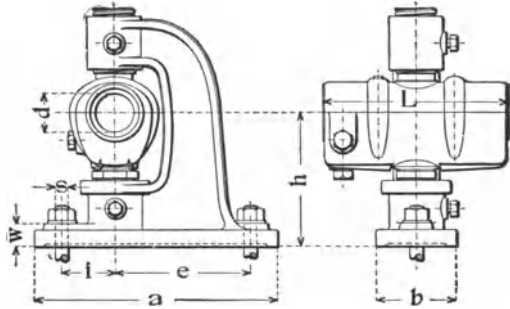


Abb. 315. Stehlager.

Um eine seitliche Verschiebung zu verhindern werden nach dem Ausrichten rechts und links Keile zwischen Lagerkörper und die Ansätze der Sohlplatte getrieben.

Lagerböcke, Wandkonsolen u. dgl. wurden früher in Rippenguß ausgeführt, jetzt bevorzugt man geschlossene Formen in Hohlguß (Abb. 323).

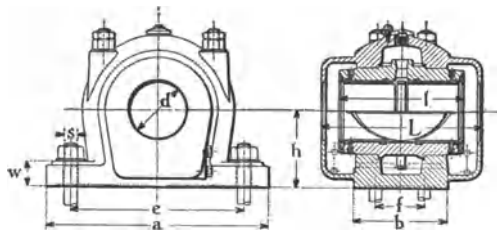


Abb. 316. Stehlager (Bamag).

Die Hauptabmessungen ergeben sich durch die Berechnung von Zapfendurchmesser und Länge und die Höhe der Zapfenmitte über der Befestigungsfläche. Die Schrauben werden mit dem Zapfendruck auf Zug berechnet, also bei 2 Schrauben nach der Formel

$$2 \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{P}{k_z}$$

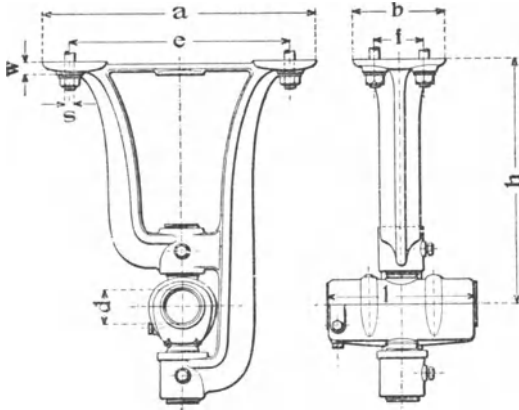


Abb. 317. Geschlossenes Hängelager (Bamag).

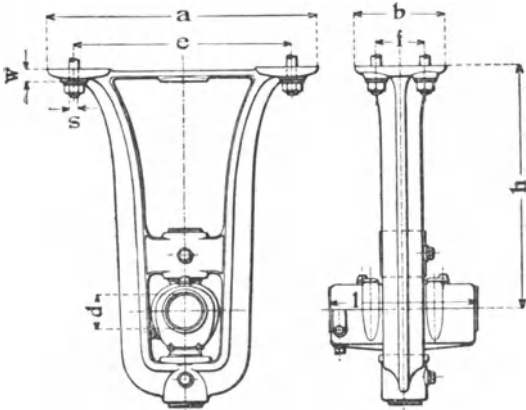


Abb. 318. Offenes Hängelager (Bamag).

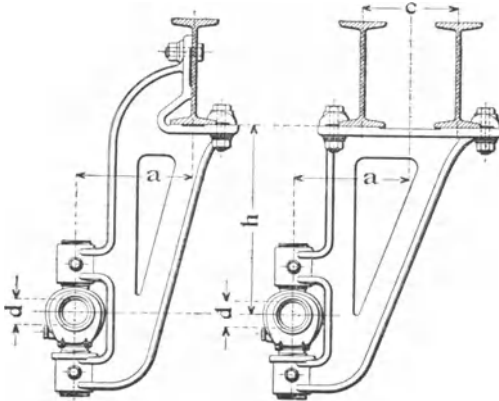


Abb. 319.

Abb. 320.

Hängelager.

mit $k_z = 360$ bis 480 kg/qcm. Hierbei wird der Zapfendruck nach oben gerichtet angenommen, ist er nur nach unten gerichtet, kann man die Schrauben schwächer nehmen.

Der Lagerdeckel ist auf Biegung zu berechnen, wobei man den halben Zapfendruck im Abstand $\frac{d}{4}$ ($d =$ Wellendurchmesser) von der Lagermitte wirkend denkt, während die Deckelschrauben, deren Abstand von der Mitte e sei, das Widerlager bilden, es ist dann

$$\frac{P}{2} \left(e - \frac{d}{4} \right) = \frac{bh_1^2}{6} \cdot k$$

zu setzen ($h_1 =$ Höhe der Querschnittsfläche des Lagerdeckels über der Zapfenmitte).

Die Höhe h_2 des kleinsten Querschnitts des Lagerkörpers unter der Zapfenmitte erhält man, wenn man als Hebelarm der biegenden Kraft den Abstand zwischen Fuß- und Deckelschrauben a setzt

$$\frac{P}{2} a = \frac{bh_2^2}{6} \cdot k_b,$$

in beiden Fällen kann die zulässige Biegebanspruchung etwa $k_b = 200$ kg/qcm, wenn der Zapfendruck, Richtung und Stärke nicht wechselt, k_b bis 360 kg/qcm genommen werden.

Die Auflagefläche, also die Fläche der wirklich aufliegenden Arbeits-

leisten macht man so groß, daß der Flächendruck nicht über 6 , in Ausnahmefällen höchstens 11 kg/qcm beträgt. Die Lagerschalen werden aus Rotguß

(Bronze), Deltametall und ähnlichen Kupferlegierungen oder aus Gußeisen mit einer Weißmetallausfütterung (Zinn mit Antimon und Kupferzusatz) auch Blei-Antimon und anderen Legierungen ausgeführt. Bei Transmissionslagern nimmt man Gußeisenlagerschalen ohne Ausfütterung, macht dann aber die Länge der Lagerschalen um den Flächen- und den Flächen- und die Abnutzung zu vermeiden 4 bis 5 d.

Als Lagermetalle sind solche Legierungen besonders geeignet, die aus einer weichen Grundmasse bestehen, in die harte Kristalle eingebettet sind.

Rotgußlagerschalen haben durchschnittlich eine Länge von $1,5 \text{ bis } 2 d$ und eine Stärke von $0,07 d + 4 \text{ mm}$, Weißmetallschalen $2 d + 50 \text{ mm}$ Länge und $\frac{d}{20}$ bis $\frac{d}{20} + 3 \text{ mm}$ Stärke der Ausfütterung. Die kleinste Stärke von Gußeisenschalen ist

$\frac{d}{8} + 2,5 \text{ mm}$, die von

Holzlagerschalen $\frac{d}{10} + 6 \text{ mm}$. Der Ab-

nutzung wegen ist die Länge um so größer zu nehmen, je höher die Tourenzahl ist, auch sollen die Lagerschalen möglichst unter Belastung eingepaßt werden. Das Einpassen wird erleichtert, wenn man besonders bei großen Lagern die angegossenen Bunde durch aufgeschraubte Bundscheiben ersetzt. Im übrigen gelten für die Wahl des Lagerschalenmetalls folgende Richtlinien:

Rotguß verwendet man für Lager aller Art bis 150 kg/qcm Flächen- und den Flächen- und die Abnutzung zu vermeiden 4 bis 5 d. Dauerbetrieb etwa bis 60 kg/qcm , Phosphor- und Aluminiumbronze nament-

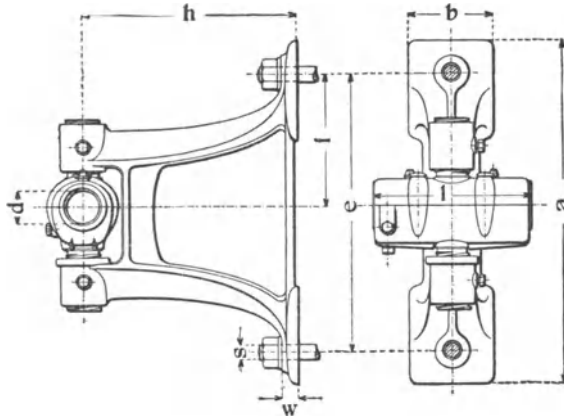


Abb. 321. Wandlager.

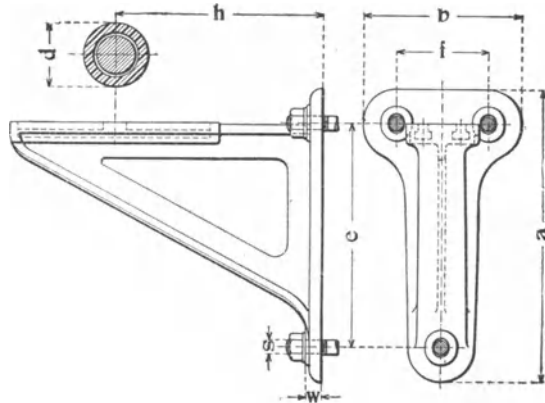


Abb. 322. Wandkonsole.

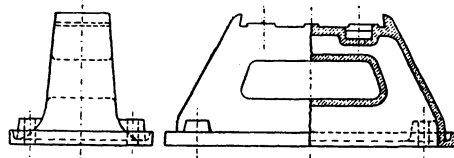


Abb. 323. Lagerbock.

lich für schnellauffende Stahlzapfen, Weißmetall läuft weniger leicht warm als Rotguß und greift beim Warmlaufen den Zapfen nicht an, es verträgt

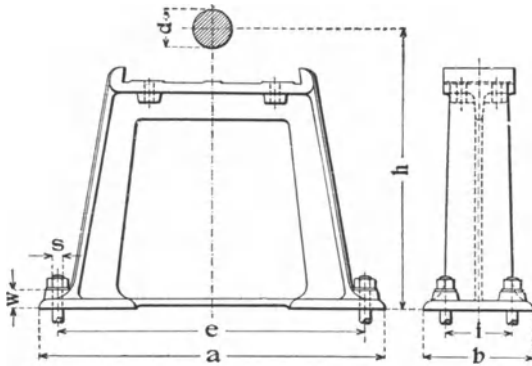


Abb. 324. Lagerbock.

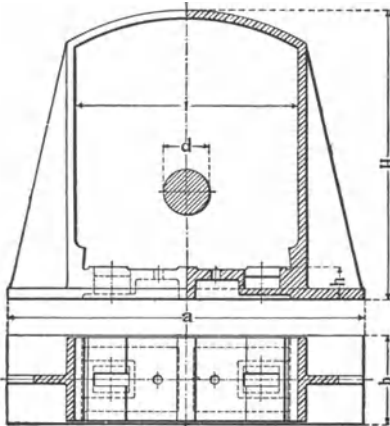


Abb. 325. Wandkasten.

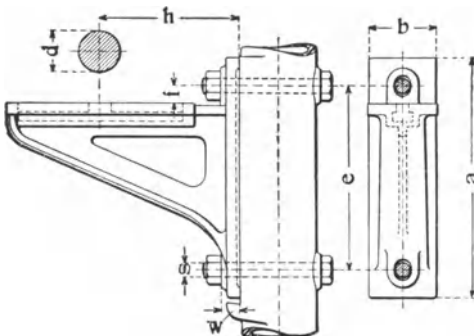


Abb. 326. Säulenkonsole.

Flächendrucke bis 100 kg/qcm bei aussetzendem und bis 40 kg/qcm bei Dauerbetrieb. Gehärteter Stahl wird für Spurfpannen, hochbelastete Buchsen für Gelenkbolzen usw., Pockholz für Turbinenwellen, Schiffsschraubenwellen, Walzwerke usw. verwendet. Wenn Nachstellen möglich ist, kann auch Weißbuche verwendet werden.

Reines weiches Gußeisen kann auch im Werkzeugmaschinenbau, sehr gute Schmierung vorausgesetzt, für die Buchsen in den Maschinenständern der Werkzeugmaschinen, für Lager bis 100 mm Durchmesser und 300 bis 400 Umdr/Min, bei 50 mm Durchmesser bis 800 Umdr/Min verwendet werden, nur für die vorderen Spindellager ist Phosphorbronze nicht zu ersetzen. Im allgemeinen ist Gußeisen für Lager bis 20 kg/qcm Flächendruck und bis 2 m/sek Umfangsgeschwindigkeit, sorgfältige Bearbeitung (Ausreiben mit der Reibahle) vorausgesetzt, zulässig. Bei großem Zapfendruck muß der Zapfendurchmesser so weit vergrößert werden, daß die zulässige Flächenpressung nicht überschritten wird.

Die Glycoskettlager bestehen aus einem perforierten Stahlgußkörper, der mit einer Bleilegierung umgossen ist. Soll die Lage der Wellenmitte genau gesichert werden, so muß man oft seitlich nachstellbare drei- bis vierteilige

Lagerschalen verwenden, z. B. bei den Kurbellagern der Dampfmaschinen, Abb. 330.

Die Lagerschalen werden mit Schmiernuten versehen, die möglichst maschinell herstellbar sein sollen.

Von besonderer Bedeutung ist die Frage der Herabminderung der Reibung, bei den gewöhnlichen Gleitlagern also die Schmierung. Man unterscheidet Starrschmiere und flüssige Schmiermittel. Die zähflüssige Starrschmiere muß durch Druck zwischen die Gleitflächen gebracht werden. Am häufigsten findet man hierfür Staufferbüchsen verwendet, aus denen durch

Niederschrauben das Schmiermittel herausgepreßt wird, bei anderen Starrschmiergefäßen wird ein Kolben durch eine Feder niedergedrückt. Für flüssige Schmiermittel wurde früher der schon beschriebene Dochtöler viel

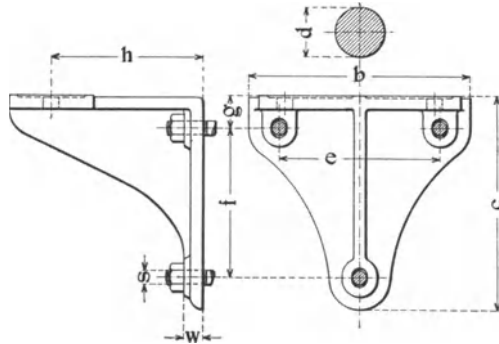


Abb. 327. Winkelkonsole.

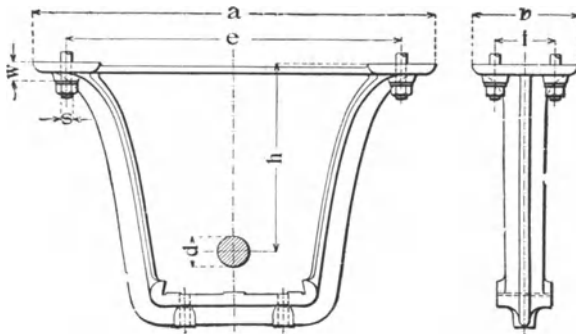


Abb. 328. Hängebock.

verwendet, er hat aber erhebliche Nachteile (Verharzen der Dochte, Hereinziehen derselben zwischen die Gleitflächen, Ölverlust während des Stillstandes), er ist deshalb durch bessere Öler verdrängt worden. Bei der Nadelschmier-

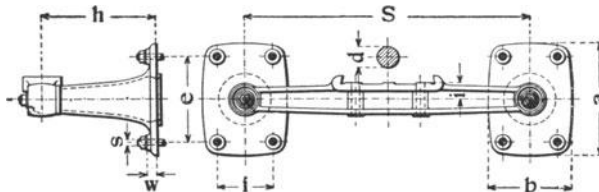


Abb. 329. Lagerträger.

büchse wird die Öffnung des umgekehrt aufgesetzten Schmiergefäßes durch eine auf dem Zapfen schleifende Nadel nahezu verschlossen, so daß nur durch die Erschütterungen während des Betriebes Öl ausfließt. Bei den Tropfölfen wird

durch Drehen eines Knopfes eine Öffnung so eingestellt, daß eine gewisse Anzahl Tropfen in der Zeiteinheit (durch ein Glasröhrchen sichtbar) herabfällt, durch ein Überlaufröhrchen kann, wenn nötig, stärker geschmiert werden. Bei den Schmierpressen oder Schmierpumpen wird das Öl durch einen Kolben, der durch eine Schnecke bewegt wird den Gleitflächen unter Druck zugeführt. Eine Schmierpresse kann natürlich mehrere Stellen schmieren, sie gibt die größte Sicherheit für gleichmäßige Schmierung.

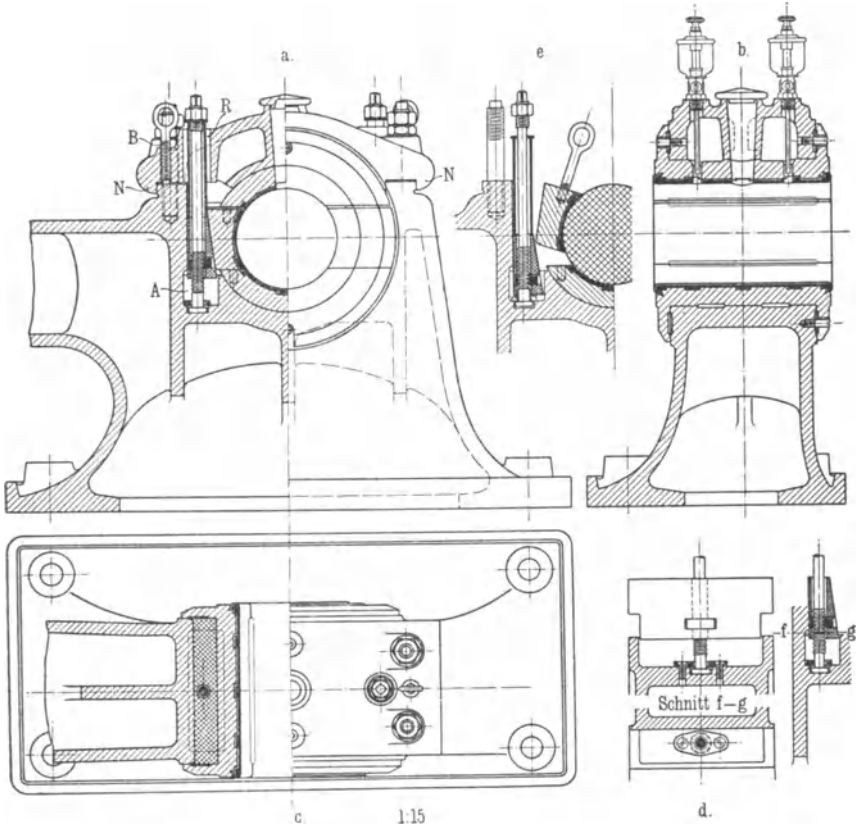


Abb. 330. Kurbellager einer Dampfmaschine.

Die anfangs nur bei Speziallagern (elektrischen Maschinen u. dgl.) angewandte Ringschmierung findet jetzt allgemein auch bei Transmissionslagern Anwendung. Die Abb. 314 bis 321 zeigen solche Ringschmierlager der Berlin Anhaltischen Maschinenbau A.-G. in Dessau. Sie werden mit einem oder zwei Schmierringen ausgeführt.

Diese tauchen in die gefüllte Ölkammer und heben bei der durch Reibung bewirkten Drehung das Schmiermaterial ständig auf die Welle. Von hier wird es durch zweckmäßig angeordnete Schmiernuten gleichmäßig über die ganze Lagerfläche verteilt, so daß während des Betriebes eine überreichliche, selbsttätige und vollkommen zuverlässige Schmierung stattfindet. Das Öl

fließt hierbei fortlaufend in die mit der Unterschale aus einem Stück gegossene Ölkammer zurück und wird stets wieder von neuem verwendet.

Unter normalen Betriebsverhältnissen macht sich daher ein Nachfüllen immer erst nach mehreren Monaten notwendig. Zu beachten ist, daß das Auffüllen des Schmiermaterials vorteilhaft bei Stillstand der Wellen vorgenommen wird. Denn während des Betriebes verteilt sich das Öl infolge der Schmierung in den Lagern; man würde also in den Behälter überschüssiges Öl gießen, das beim Stillsetzen der Transmission überliefe.

Die Lager mit kurzen Schalen sind der langen Bauart vorzuziehen, da der besseren Schmierung wegen die früher übliche größere Schalenlänge nicht mehr nötig ist. Weniger gebräuchlich sind Lager mit fest auf dem Zapfen sitzenden Schmierringen, von denen oben das Öl abgestreift und den Schmiernuten zugeführt wird. Bei Ringschmierlagern muß durch Abspritzringe eine Ausbreitung des Öles entlang der Welle verhütet werden.

Es sind noch eine Anzahl Sonderkonstruktionen im Handel, auf die wir hier nicht näher eingehen können, z. B. Lager mit Ölfilzschmierung, bei denen in Aussparungen der Schalenwänden Filzstreifen liegen, die sich aus dem unterliegenden Ölbehälter vollsaugen; bei den Auto-pneumatlagern der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei haben die Lagerschalen Hohlräume, die sich beim Anlaufen selbsttätig mit Öl füllen; beim

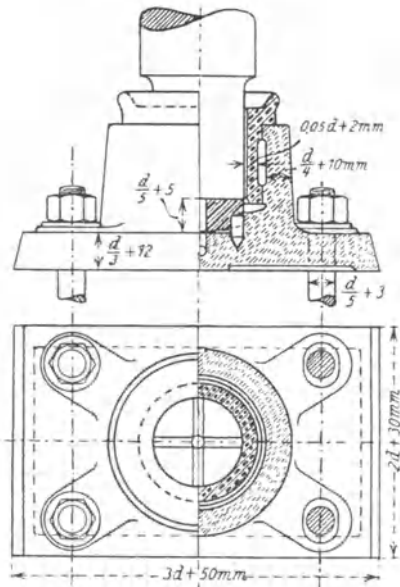


Abb. 331. Spurlager.

Kalypsollager werden über dem Zapfen liegende nach demselben offene Kammern mit imprägnierten Wollfäden: Kalypsolgarn und Kalypsolgries (einem Pflanzenfett von hohem Schmelzpunkt und niedrigem Gefrierpunkt gefüllt.

Ein Lager mit Kapillarölung baut die Dodge Mfg. Co. in Mishawaka, Ind. Im unteren Teile der Lagerschale sitzt ein Holzklötz mit Schlitz, die abwechselnd an einer Seite ganz schmal sind, an der anderen Seite breit zulaufen, sie saugen das Öl hoch, wobei nur reines Öl an den Zapfen kommt, da das Öl im Ölbehälter nicht aufgerührt wird.

Bei dem als Sellerslager bekannten Transmissionslager sind die Lagerschalen in Kugelflächen beweglich, so daß sie sich nach der Richtung des Zapfens (z. B. bei Biegungen der Welle) einstellen können. Diese Lagerung ist auch für die Ringschmierlager übernommen worden, bei Hängelagern und Wandlagern bringt man die stützenden Kugelflächen an Gewindestücken an, so daß man die Höhenlage der Lagerschale verstellen kann. Im übrigen

sind unsere Abbildungen, die die wichtigsten Lagerarten, Lagerböcke, Wandkasten, Lagerkonsoln und Lagerträger zeigen, nach den vorstehenden Erläuterungen verständlich.

Ein Spurlager, mit eingeschriebenen Formeln für die Hauptabmessungen zeigt Abb. 331. Die Spurplatte, die infolge Wölbung der Unterfläche sich mit kleinen Abweichungen der Zapfenrichtung einstellen kann, ist aus Stahl oder Bronze, seltener aus Gußeisen. Man verwendet auch manchmal mehrere Spurplatten übereinander, es tritt dann, wenn die Reibung in der einen zu groß wird, ein anderes Flächenpaar als Lauffläche in Tätigkeit. Bei größeren Seitenkräften muß neben dem Spurlager immer noch ein besonderes Lager (Halslager) angewendet werden, welches diese aufnimmt..

Abb. 332 zeigt ein Kammlager (siehe Kammzapfen), Kammlager haben erhebliche Schwächen und sind meist durch Kugellager verdrängt worden.

Ein anderer Weg die Reibung zu vermeiden (als nur durch Schmierung) ist der, die gleitende Reibung durch die viel geringere rollende Reibung zu

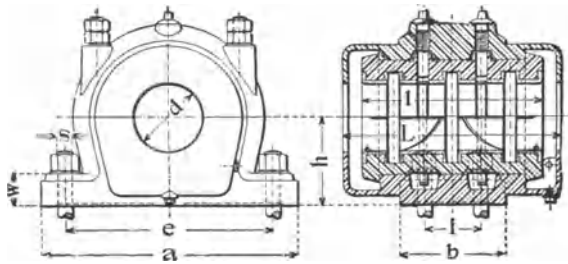


Abb. 332. Kammlager (Bamag).

ersetzen. Wo es sich um geradlinige Bewegungen handelt, z. B. bei den Auflagen eiserner Brücken, welche die Wärmeausdehnung ermöglichen müssen, verwendet man schon seit langer Zeit Rollenlager, d. h. man legt Walzen unter.

Bezeichnet:

P die zu tragende Kraft in Kilogramm,

i die Anzahl der Rollen,

d den Durchmesser und

l die Länge derselben ($l \leq 5d$),

so kann man sowohl für zylindrische als auch für kegelförmige Rollen nach Bach setzen:

$$P = p d i l,$$

wobei $p = 25$ für Rollen aus Gußeisen auf Gußeisenplatten, hartes Material und sorgfältige Ausführung, besonders gleichmäßige Auflage vorausgesetzt; $p = 60$ für Rollen aus Stahl gehärtet auf Stahlguß; p bis 150 für Rollen aus gehärtetem Stahl auf Stahl gesetzt werden kann. Bei großer Rollenlänge empfiehlt es sich, p kleiner zu wählen.

Man hat auch zur Lagerung von Zapfen in besondere „Käfige“ eingebaute Rollen verwendet, sie finden aber, obwohl ihre Tragfähigkeit größer als die der Kugellager ist, nur selten Anwendung. Dagegen werden Kugellager, trotz des höheren Preises mehr und mehr auch als Transmissionslager angewandt, für alle wichtigeren Lagerstellen an Sondermaschinen sollten sie aus-

schließlich Anwendung finden, denn der Reibungskoeffizient der rollenden Reibung ist im Mittel nur $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{8}$ von dem der gleitenden Reibung, die Leerlaufarbeit wird also so erheblich vermindert, daß der höhere Preis sich bald bezahlt macht. Auch ist der Schmiermittelverbrauch sehr gering, eine Erneuerung des Schmiermittels nur etwa alle Vierteljahre nötig, vorteilhaft ist auch oft die geringe Baulänge. Im Betrieb sind die Kugellager vor dem Eindringen von Staub zu schützen.

Da die Herstellung von Kugellagern besondere Erfahrungen und Einrichtungen erfordert, bringen Spezialfabriken Kugellagerringe in den Handel, von denen die Innenringe gut auf die Welle gepaßt werden, so daß sie sich ohne Zwang drehen, aber nicht mit der Hand verschieben lassen (man erwärmt sie am besten in säurefreiem Öl auf etwa 50°C und zieht sie dann auf die sorgfältig vorgearbeitete Welle auf), während man die Außenringe ohne Luft aber doch leicht verschiebbar in das Gehäuse einpaßt. Dies gilt für normale Lager, in besonderen Fällen ist darauf zu achten, wie die Drucküber-

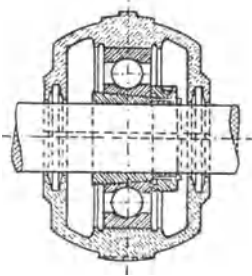


Abb. 333.
Spannhülenskugellager.

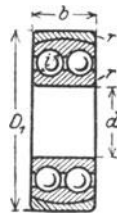


Abb. 334.
Einstellring für
Kugellager.

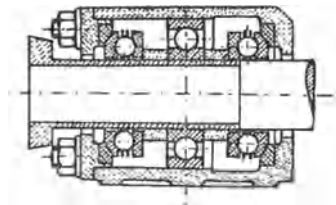


Abb. 335. Kugellager.

tragung erfolgt, der Ring der Druckwechsel unterworfen ist, ist mit Preßsitz zu passen, der andere nur mit Schiebesitz, in manchen Fällen sind beide Ringe Druckwechsel unterworfen, sie müssen dann beide Preßsitz haben.

Die Gehäuse sind vor dem Einsetzen der Kugellager auf das Sorgfältigste zu reinigen, die Kugellager werden nach dem Montieren mit Petroleum oder Benzin so lange ausgewaschen, bis das Reinigungsmittel aus den Abflöchern rein abläuft, hierauf werden sie leicht geölt bzw. die Gehäuse mit Schmiermaterial gefüllt. Abflöcher und Schmierlöcher müssen fest verschließbar sein.

Die Laufrillen höhlt man mit einem Radius von $1,5 r$ oder $r + 1$ mm, nach anderen $\frac{4}{3} r$ ($r =$ Kugelradius), aus, zylindrische Laufrillen sind weniger vorteilhaft. So ausgehöhlte Laufringe können auch einen Achsial Schub bis etwa zum fünften Teil der radialen Belastung aushalten, doch ist es besser, achsiale Kräfte durch ein besonderes Drucklager, bei Wechsel der achsialen Kraftrichtung durch zwei solche aufzunehmen (Abb. 335), da durch Achsialbelastung von Radiallagern die Lebensdauer ungünstig beeinflusst wird.

Bei einem Kugelring gestattet das Kugellager eine gewisse Beweglichkeit der Welle; soll bei Traglagern die Wellenmitte festgelegt werden, so sind zwei Kugelringe anzuwenden, oder Doppellager, mit zwei Kugelringen.

Beim Einbau der Drucklager wird die eine Druckscheibe an der Welle bzw. dem sich drehenden Maschinenteil zentrisch befestigt, die stillstehende Druckscheibe im Gehäuseteil gut eingepaßt, was zweckmäßig in einer Kugelfläche geschieht, um gleichmäßige Anlage aller Kugeln in den Laufringen zu gewährleisten.

Man unterscheidet Einstellringlager (Abb. 334) und Spannhülsenlager, die konische Bohrung besitzen und durch Anziehen der Mutter einer geschlitzten Hülse auf der Welle festgespannt werden, Abb. 333.

Der Normenausschuß hat für die Trag- oder Radiallager die Bezeichnung Querlager und für die Spur- oder Achsiallager die Bezeichnung Längslager (entsprechend der Richtung der hauptsächlich auftretenden Belastung) eingeführt.

Die DIN für Stehlager wollen jeden Eingriff in die Konstruktion vermeiden und haben deshalb nur Anschlußmaße, Lagerhöhe, Fußschraubenentfernungen, Fußplattenmaße, Fußschraubenstärke und Zahl festgelegt und die Modellzusammenfassung vereinheitlicht. Auch für Kugellager, lange und kurze Gleitlager und Hohlwellenlager wurden dieselben Anschlußmaße gewählt. Für die Schalenlängen wurden Höchstwerte vorgeschlagen.

Die Verhandlungen über Normung der Lagerbüchsen zeigten, daß sich das Verhältnis $1:d$ nicht festlegen läßt, doch sollen für jeden Durchmesser mehrere Längen in den Grenzen $2d$ und $3d$ aufgestellt werden.

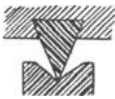


Abb. 336.
Schneidenlager.

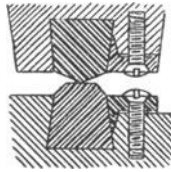


Abb. 337.
Schneidenlager.

Die Ausladungen der Wandarme sollen nur von 100 zu 100 mm abgestuft werden.

Bei den Hängelagern sind die Ausladungen auf 300, 400, 500, 600 und 700 mm beschränkt worden, für 25 und 30 mm Durchmesser wurde noch eine Ausladung von 200 mm vorgesehen. Die Fußschraubenentfernung wurde unabhängig von der Lagerbohrung, nur von der Ausladung A abhängig gleich $0,8A + 80$ mm gewählt, was den Vorteil hat, daß bei der Befestigung mehrerer Hängelager von verschiedenen Bohrungen aber gleichen Ausladungen an Betondecken, die zur Befestigung der Lager in den Beton eingebetteten Profileisen in einer Flucht durchlaufen können und nicht abgesetzt zu werden brauchen. Damit ist die Verschiebbarkeit der Lager auf jede beliebige Entfernung gesichert. Schraubenstärken und Warzenhöhen sind, um leichte Modelle zu erhalten, so gering als möglich angenommen. Die Warzenhöhen sollen betragen 25 mm für 25 bis 40 mm Bohrung, 30 mm für 45 und 50 mm, 35 mm für 55 bis 70 mm, 40 mm für 80 mm, 45 mm für 90 bis 110 mm Bohrung. Die Fußschraubenquerentfernung ist für 90, 100 und 110 mm Durchmesser gleich 125 mm zu wählen, für beide Modelle sind 4 Stück $7/8''$ Schrauben vorzusehen.

Zu erwähnen ist noch das Schneidenlager Abb. 336 u. 337, das in der Regel aus glashartem oder strohgelb angelassenem Stahl (bei feinen Apparaten aus Achat) hergestellt wird. Der Schneidenwinkel beträgt 45 bis 120°, um so größer, je höher der Druck ist, der Winkel der Lagerfläche, wenn sie nicht

eben ist 60° mehr. Bei großer Belastung sind die Schneiden zu verrunden, wobei natürlich die Reibung größer wird. Die zulässige Belastung pro cm Schneidenlänge ist sehr verschieden, sie beträgt bei feinen Wagen weniger als 2 kg und erreicht bei verrundeten Schneiden der Festigkeitsprüfmaschinen 3000 kg, bei großem Ausschlag soll sie möglichst in den Grenzen von 50 bis 200 kg bleiben, bei kleinem Ausschlag kann sie höher aber möglichst nicht über 1000 kg genommen werden.

Übertragung der Drehbewegung.

Zur Übertragung der drehenden Bewegung von einer Welle auf die andere kann man sich bei nicht zu großem Abstand der Wellen der Reibungsräder oder Zahnräder (direkte Übertragung), bei größerem Wellenabstand der Riemen-, Seil-, Stahlband- und Kettentriebe bedienen (indirekte Übertragung).

Bei allen diesen Trieben wird die Umfangsgeschwindigkeit, die bei n Umdr. in der Minute gleich

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$$

ist, von der einen Scheibe auf die andere übertragen, es muß also

$$\frac{d_1 \pi n_1}{60} = \frac{d_2 \pi n_2}{60}$$

oder

$$d_1 n_1 = d_2 n_2$$

bzw.

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

sein: „Die Umdrehungszahlen verhalten sich umgekehrt wie die Durchmesser.“ Bei Zahntrieben und Kettentrieben gilt dies genau, bei Reibungsrädern, Riemen- und Seiltrieben ist mit einer Schlüpfung zu rechnen.

Bei Zahnrädern müssen miteinander arbeitende Räder gleichen Zahnabstand im Teilkreis (Teilung) haben, folglich geben die Zähnezahlen ein Maß der Umfänge und stehen in demselben Verhältnis wie die Durchmesser (Teilkreisdurchmesser), es ist also auch

$$z_1 \cdot n_1 = z_2 \cdot n_2$$

oder

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

Die zu übertragende Umfangskraft ist bei N Pferdestärken (PS), da eine Pferdestärke = 75 mkg/sec, v aber der Weg in der Sekunde ist

$$P = \frac{75 N}{v}$$

sollen N_1 Kilowatt (kW) übertragen werden, da $1 \text{ kW} = 102 \text{ mkg/sec}$

$$P = \frac{102 N_1}{v}$$

1. Direkte Übertragung der drehenden Bewegung.

Reibungsräder.

Bei den Reibungsrädern erfolgt die Mitnahme durch die Reibung zwischen den aufeinandergepreßten zylindrischen oder kegelförmigen Mantelflächen

der Scheiben, die Umdrehungsrichtung der beiden Scheiben ist dabei, von dem selten vorkommenden Fall des inneren Eingriffs abgesehen, die entgegengesetzte.

Ist μ der Reibungskoeffizient für

Gußeisen auf Gußeisen	0,15 bis 0,2
Leder auf Gußeisen	0,25 „ 0,2
Gepreßtes Papier auf Gußeisen .	0,2 „ 0,3
Holz auf Gußeisen	0,3 „ 0,5
Holz auf Holz	0,4 „ 0,6

so muß der die Reibung erzeugende Normaldruck (senkrecht zur Reibungsfläche)

$$N \geq \frac{P}{\mu}$$

sein, bei keilförmiger Rille mit 30 bis 40° Keilwinkel, ist ein Anpressungsdruck rechtwinklig zur Radachse von

$$Q \geq 2 P$$

erforderlich.

Der Anpressungsdruck überträgt sich auch auf die Lager und erzeugt hier gleichfalls Reibung, so daß der Wirkungsgrad geringer als der von Zahnrädern ist, dagegen bieten die Reibungsräder den Vorteil einer elastischen Übertragung, die Stöße aufnehmen kann.

Um die Reibung zu erhöhen, versieht man das treibende Rad meist mit einem Leder-, Holz-, Gummi- oder Papierbelag (zwischen Bordscheiben zusammengepreßte Segmente oder aufge kittete Riemen). Man kann, wenn der Scheibendurchmesser mindestens gleich dem 10fachen Wellendurchmesser genommen wird, einen Wirkungsgrad von 0,82 bei Gußeisen auf Gußeisen und bis 0,93 bei Gußeisen auf Holz, Leder oder Papier erzielen.

Meist werden die Reibungsräder um Verbiegungen des Kranzes zu verhüten voll ausgeführt, bei Rädern mit Armen ist der Kranz genügend zu versteifen.

Die Anpressung des einen Rades gegen das andere wird durch Gewichts- oder Federbelastung oder auch durch Druckschraube bewirkt. Die zulässige Anpressung pro cm Radbreite beträgt bei Gußeisen 75 bis 100 kg, bei Papier 60 kg, bei Leder 36 kg, bei Holz 8 bis 10 kg.

Für sich schneidende Wellen verwendet man kegelförmige Reibungsräder, deren Kegelspitzen zusammenfallen müssen, für windschiefe Wellen vereinzelt auch Hyperbelräder.

Häufiger Anwendung finden Reibungsgetriebe, bei denen ein ballig gedrehtes zylindrisches Reibrad (Diskusrad) auf einem kegelförmigen oder einem Planrad verschiebbar ist, wobei das Übersetzungsverhältnis veränderlich ist (Wechselgetriebe). Bei der Anwendung zweier Planräder auf einer in ihrer Achsenrichtung hin- und herschiebbaren Welle erhält man ein Wendegetriebe, das bei der bekanntesten Anwendung, bei der Schraubenschraube (siehe dort), bei der das Diskusrad auf der Schraubenspindel sitzt und sich mit dieser verschiebt, zugleich Wechselgetriebe ist.

Wechselnde Umdrehungszahlen erzielt man auch mit zwei kegelförmigen Trommeln zwischen denen ein in der Längsrichtung verschiebbarer, die

eine Trommel lose umschließender Riemen, die zur Mitnahme erforderliche Reibung an der dem gewünschten Übersetzungsverhältnis erforderlichen Stelle erzeugt (Stevenssche Reibungstrommeln).

Zahnräder.

Bei den Zahnrädern sind die Umfänge mit gesetzmäßig gestalteten Vorsprüngen, den Zähnen, ausgestattet. Die Zähne des einen Rades greifen in die Zahnlücken des anderen und nehmen so das zweite Rad mit.

Die Zahnprofile sind so zu gestalten, daß die Zahnflanken möglichst wenig aufeinander gleiten, vielmehr sich aufeinander abrollen. Auf Grund dieser Forderung sind verschiedene „allgemeine Verzahnungen“ abgeleitet worden. Meist werden die Zahnprofile aber nach einer Evolvente gestaltet, deren Grundkreis eine durch den Berührungspunkt der Teilkreise (das sind die sich eigentlich aufeinander abrollenden Kreise, auf denen die Zahnteilungen abgetragen werden müssen) gehende, mit der Verbindungslinie der Radmittelpunkte einen Winkel von 75° einschließende Linie berührt, das innerhalb dieses Grundkreises liegende Stück der Zahnflanke wird radial gestaltet. Die Konstruktion zeigt Abb. 338 a.

Seltener wird die Zykloidenverzahnung angewendet, die man erhält, wenn man geeignet gewählte Rollkreise (bei Wechselrädern vom Radius $0,875 t$), wie es Abb. 338 b zeigt, auf und in den Teilkreisen der Räder rollt.

Für Triebe von wenigen Zähnen, Triebstockverzahnung usw. hat man noch Sonderkonstruktionen, auf die einzugehen hier zu weitführen würde.

Die Evolventenverzahnung hat, wenn der Raddurchmesser nicht zu klein ist, einen breiten Zahnfuß und eine einheitlich gekrümmte, leicht herzustellende Zahnflanke, sie ist auch unempfindlich gegen geringe Veränderungen des Wellenabstandes. Bei der Zykloidenverzahnung muß der Wellenabstand genau eingehalten werden, bei ihr arbeitet aber eine konvexe mit einer konkaven Fläche (bei der Evolventenverzahnung eine konvexe mit einer konvexen), deshalb ist der

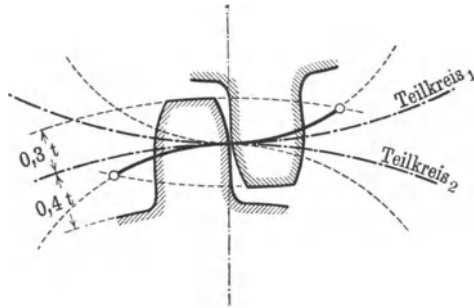


Abb. 338 a. Evolventenverzahnung.

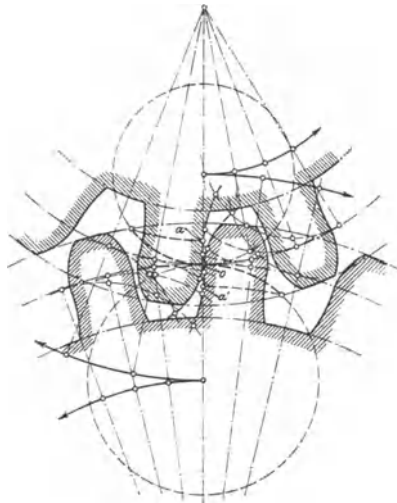


Abb. 338 b. Zykloidenverzahnung.

Flächendruck und infolgedessen die Abnutzung geringer. Die Ozoidenverzahnung von Stolzenberg & Co. in Berlin-Reinickendorf vereinigt die Vorteile beider Konstruktionen unter Vermeidung der Nachteile bis zu einem gewissen Grade.

Nennt man die Zahnteilung (den Abstand von Zahnflanke zu Zahnflanke auf den sich aufeinander abrollenden Kreisen, den Teilkreisen, gemessen t die Zähnezahl z so ist

$$d \pi = z \cdot t$$

also
$$d = \frac{z \cdot t}{\pi},$$

dies würde wegen der Division durch π eine Bruchzahl geben. Da aber für die Durchmesser, von denen auch der Wellenabstand abhängt, der gleich der Summe der Radhalbmesser ist, eine ganze Zahl erwünscht ist, nimmt man meist die Teilung gleich einem Vielfachen von π

$$t = m \cdot \pi$$

und nennt m den Modul. Es ist dann

$$d = \frac{z \cdot m \cdot \pi}{\pi} = z \cdot m$$

Durchmesser = Zähnezahl mal Modul bzw.

$$z = \frac{d}{m}$$

Zähnezahl = Durchmesser durch Modul.

Der N. D. I. schlug folgende Modulreihe vor:

Von 0,5 bis 2,5 π um 0,25 π mm steigend.

„ 2,5	„ 5	„ 10	„ 24	„ 150
„ 0,5	„ 1	„ 2	„ 3	„
„ π	„ π	„ π	„ π	„

Der Zahnkopf liegt bei normalen Rädern 0,3 t über, der Zahnfuß 0,4 t unter der Teilung. Wird der Zahnkopf kleiner als 0,3 t, so macht man den Zahnfuß des anderen Rades 0,1 t größer als diese Kopfhöhe. Die Zahnstärke ist bei genau gefrästen Zähnen 0,5 t, bei gegossenen Zähnen $\frac{10}{40}$ t. Arbeiten ein Rad mit Eisenzähnen und eins mit Holzzähnen zusammen, so nimmt man den Eisenzahn $\frac{16}{40}$ t, den Holzzahn $\frac{23}{40}$ t. Ungleiche Zahnstärke führt man auch bei Eisenzähnen aus, wenn der Zahnfuß bei einem Rad zu schwach wird, z. B. bei Innenverzahnung oder Evolventenverzahnung mit großem Übersetzungsverhältnis.

Um die Zahnstärke und damit die Zahnteilung zu berechnen, denkt man sich (alles so ungünstig wie möglich angenommen), die Umfangskraft P nur an einem Zahne und zwar an der Spitze, also am Hebelarm 0,7 t biegend wirken, das Biegemoment also $P_1 \cdot 0,7$ t, das Widerstandsmoment ist dann, wenn b die Zahnbreite ist, da man die Zahnfußstärke rund 0,5 t annehmen kann und die Anhaftungsfläche ein Rechteck ist

$$\frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{b \cdot (0,5 t)^2}{6}$$

Setzt man $b = \psi t$ (ψ meist = 2, möglichst nicht über 3) so ergibt sich

$$P \cdot 0,7 t = \frac{\psi t \cdot (0,5 t)^2}{6} \cdot k_b = \frac{\psi t^3 \cdot k_b}{24}$$

und hieraus

$$t = \sqrt[3]{\frac{16,8 P}{\psi \cdot k_b}}$$

k_b für Grauguß 300 bis 350 kg/qcm.

Nach dieser Formel sind sogenannte Krafträder zu berechnen, das sind solche, die in erster Linie größere Kräfte, bei geringeren Geschwindigkeiten zu übertragen haben, bei höheren Geschwindigkeiten kommt es mehr auf die Reibung und Abnutzung, also den Flächendruck zwischen der Zahnflanke, als auf die Biegezugfestigkeit an, solche „Arbeitsräder“ werden nach Friedr. Stolzenberg & Co. in Berlin-Reinickendorf berechnet nach der Formel

$$P = a \cdot b \cdot k,$$

in welcher a die Zahnstärke im Teilkreis in Zentimeter, b die Zahnbreite in Zentimeter bedeutet und k wie folgt zu wählen ist

Umfangsgeschwindigkeit $v = 0,25 \ 0,5 \ 1 \ 2 \ 3 \ 5 \ 7 \ 9 \ 10 \ 13 \ 15$ m/sec,
für Gußeisen: $k = 56 \ 55 \ 52 \ 48 \ 45 \ 40 \ 35 \ 31 \ 28 \ 26 \ 24$ kg.

Diese für Gußeisen gültigen Werte multipliziert man

für Bessemer-Stahl	mit 3
„ Werkzeug-Gußstahl	„ 3,3
„ Stahlguß	„ 2
„ Rotguß und Phosphorbronze	„ 1,3 bis 1,7
„ Nickelstahl, je nach Qualität	
ungehärtet	„ 2 bis 5
gehärtet	„ 5 „ 8
„ Deltametall, gegossen	„ 2,5
„ Deltametall geschmiedet	„ 2,7
„ Rohhaut	„ 0,8 bis 1
„ Silcurit	„ 1
„ Buchenholz	„ 0,4 bis 0,6

Die Zahnbreite nimmt Stolzenberg normal gleich 10mal Modul, also reichlich 3mal Teilung.

Zu berücksichtigen ist auch, ob ein Rad dauernd oder nur zeitweise in Betrieb ist, im letzteren Falle kann die Beanspruchung entsprechend höher gewählt werden. Wenn der Zahndruck periodisch stark wechselt, empfiehlt sich die Anwendung einer ungeraden Zähnezahzahl, damit nicht immer dieselben Zähne miteinander zum Eingriff kommen und nicht einzelne Zähne sich stärker abnutzen als die anderen.

Das Material der Zahnräder ist meist Gußeisen mit gefrästen Zähnen oder auch unbearbeiteten Zähnen, letztere aber nur bis etwa 2 m/sec Umfangsgeschwindigkeit, der Wirkungsgrad unbearbeiteter und geschmierter Zahnräder ist nur 0,9 bis 0,95, der bearbeiteten 0,97. Bei gewöhnlichen Zahnrädern geht man mit der Umfangsgeschwindigkeit nicht gern über 4 bis 5 m/sec hinaus. Für Geschwindigkeiten von 8 bis 9 m/sec verwendet man Deltametall-

oder Bronzeräder auf Eisen oder Stahl, bei 10 bis 15 m/sec Rohhaut- oder Vulkanfiberräder auf Gußeisen oder Stahl. Die letztgenannten Materialien werden ebenso wie die Holzzähne zwecks Verminderung des Geräusches verwandt. Die Rohhaut- oder Vulkanfiberverzahnung darf nicht direkt auf der Welle sitzen, sondern wird gewöhnlich auf einem Gußeisenkörper befestigt. Die Holzkämme werden aus Weißbuche hergestellt und in Leinöl gekocht. Holzzahnräder sowie Rohhaut- und Vulkanfiberräder müssen mit einer Fettschmiere dauernd geschmiert werden. Schnellaufende Räder läßt man in Öl tauchen, bei sehr großen Geschwindigkeiten leitet man einen Ölstrahl zwischen die Zahnflanken.

Zahnräder mit unbearbeiteten Zähnen muß man unter allmählicher Steigerung der Belastung einlaufen lassen. Bei großen Rädern gießt man zur Vermeidung des Geräusches den Kranz hohl und füllt ihn mit Zement. Holzzähne zeigt Abb. 339.

Für besonders hochbeanspruchte Zahnräder genügt auch der gewöhnliche Maschinenstahl nicht mehr, man verwendet dann im Einsatz gehärtete oder

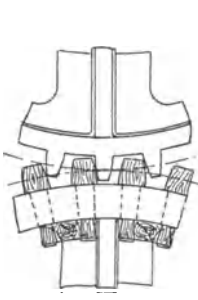


Abb. 339.
Holzkämme.

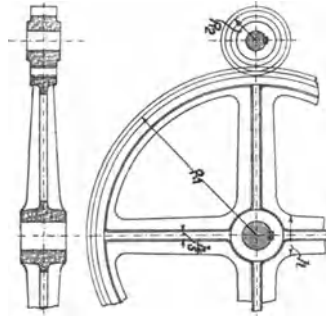


Abb. 340. Stirnräder.

durch besondere Wärmebehandlung vergütete Räder aus Sonderstahl, hauptsächlich Chromnickelstahl.

Die Herstellung der Zähne geschieht entweder durch Hobeln, oder mit einem Formfräser oder nach dem Abwälzverfahren mit einem einer Zahnflanke entsprechend profilierten Schneidewerkzeug, das mit dem zu schneidenden Rad einer relativen Bewegung unterworfen wird, die dem Abrollen der beiden Teilkreise aufeinander entspricht.

Von Sonderfällen abgesehen, für die man besondere Verzahnungskonstruktionen anwenden muß, sollen Triebwerksräder nicht unter 20, Windenräder nicht unter 10 Zähnen haben.

Die Stärke des Zahnkranzes macht man 0,5 t bis 0,6 t, bei Rädern mit Holzkämmen t bis 1,25 t, die Nabenstärke $\frac{d}{3} + 5$ bis 10 mm, die Nabenlänge gewöhnlich gleich der Zahnbreite, mindestens aber gleich der Bohrung.

Die Arme größerer Zahnräder werden meist kreuzförmig ausgeführt, Abb. 340, man berechnet sie unter der Annahme, daß nur der vierte Teil der Arme trägt und vernachlässigt die nur geringe Biegefestigkeit der zur

Kraftrichtung senkrechten Rippen, es ergibt sich dann, wenn i die Anzahl der Arme, b die Breite und h die Höhe der Rippen an der Nabe (in Richtung der Biegung, also der Mittelebene des Rades gemessen) ist.

$$P \cdot R = \frac{i}{4} \cdot \frac{b h^2}{6} \cdot k_b.$$

Mit $b = \frac{h}{5}$ und $k_b = 300 \text{ kg/qcm}$ erhält man (alle Maße in cm gesetzt)

$$P \cdot R = \frac{i}{4} \cdot \frac{h \cdot h^2}{5 \cdot 6} 300,$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{P R}{2,5 i}}.$$

Bei kleinen Rädern gibt man, wie bei Riemenscheiben den Armen elliptischen Querschnitt, die Breite meist $0,4 h$, wenn h die Armhöhe an der Nabe in der Richtung der Biegung gemessen ist. Der Gußspannungen wegen nimmt man gewöhnlich an, daß nur der dritte Teil der Arme trägt, ist i die Anzahl der Arme (meist $i = \frac{1}{2} \sqrt{D}$ (D in cm)), so ergibt sich

$$P R = \frac{i}{3} \cdot \frac{0,4 h^3}{10} k_b$$

und mit $k_b = 300 \text{ kg/qcm}$

$$h = \sqrt[3]{\frac{P R}{4 i}}.$$

Die Verjüngung der Arme nach dem Kranze hin nimmt man 5:4.

Die Anwendung der vorstehenden Formeln soll an zwei Beispielen erläutert werden:

1. Beispiel: Ein Krafträderpaar (Hebevorrichtung) soll ein Übersetzungsverhältnis von 1:8 haben und 270 kg übertragen. Den Durchmesser des kleinen Rades (Zahnritzel) nimmt man so klein als möglich an, wir schätzen zunächst $D_1 = 100 \text{ mm}$, $z_1 = 12$ Zähne, $k_b = 300 \text{ kg/cm}^2$.

Hiermit finden wir

$$t = \sqrt[3]{\frac{16,8 P}{\psi k_b}} = \sqrt[3]{\frac{16,8 \cdot 270}{2 \cdot 300}} = 2,75 \text{ cm} = 9 \pi \text{ mm},$$

$$D_1 = z_1 m = 12 \cdot 9 = 108 \text{ mm},$$

$$z_2 = 8 \cdot z_1 = 96 \text{ Zähne},$$

$$D_2 = z_2 m = 96 \cdot 9 = 864 \text{ mm}.$$

Die Zahnbreite ist

$$b = \psi t = 2 \cdot 2,75 = 5,5 \text{ mm}.$$

Das Drehmoment für die erste Welle ist

$$M_d = 270 \cdot 5,4 = 1458 \text{ cmkg},$$

folglich der Wellendurchmesser

$$d_1 = 0,734 \sqrt[4]{M_d} = 0,734 \sqrt[4]{1458} = 4,5 \text{ cm}.$$

Das Drehmoment der zweiten Welle ist

$$M_d = 270.43,2 = 11664 \text{ cmkg,}$$

folglich

$$d_2 = 0,734 \sqrt[4]{270.43,2} = 7,5 \text{ cm.}$$

Das kleine Rad wird voll gegossen, die Nabenstärke des großen wird

$$\frac{d}{3} + 5 \text{ mm} = \frac{75}{3} + 5 = 30 \text{ mm,}$$

die Nabenlänge $\sim 1,5 d_2 \sim = 12 \text{ cm.}$

Die Anzahl der Arme ergibt sich zu

$$i = \frac{1}{2} \sqrt{D} = \frac{1}{2} \sqrt{86,4} = 4 \text{ bis } 5$$

und wir erhalten somit die Höhe der Arme an der Nabe (wir wählen die gerade Zahl 4)

$$h = \sqrt[3]{\frac{P R}{2,5 i}} = \sqrt[3]{\frac{270.43,2}{2,5 \cdot 4}} = 10,5 \text{ cm}$$

und die Rippenstärke $\frac{h}{5} = 2,1 \text{ cm.}$

Ferner erhalten wir

$$\text{Zahnstärke} = \frac{19}{40} t = 13,44 \text{ mm,}$$

$$\text{Zahnlücke} = \frac{21}{40} t = 14,85 \text{ mm,}$$

$$\text{Zahnhöhe} = 0,7 t = 19,8 \text{ mm,}$$

$$\text{Stärke des Zahnkranzes} = 0,5 t \text{ bis } 0,6 t = 16 \text{ mm.}$$

2. Beispiel: Von einer Welle, die 1000 Umdr. in der Minute macht, sollen 15 PS auf eine Welle mit 250 Umdr. in der Minute übertragen werden (Arbeitsräder!). Zur Vermeidung des Geräuschs soll ein Rohhauttrieb Verwendung finden. Schätzen wir dessen Durchmesser zu 160 mm, so erhalten wir

$$v = \frac{D_1 \pi n_1}{60} = \frac{0,16 \pi 900}{60} = 7,5 \text{ m/sec}$$

und eine Umfangskraft

$$P = \frac{75 \text{ N}}{v} = \frac{75 \cdot 15}{7,5} = 150 \text{ kg.}$$

Die von Stolzenberg S. 355 als zulässig bezeichnete Beanspruchung k ist für 7 m/sec Umfangsgeschwindigkeit für Gußeisen 35 kg, für Rohhaut das $0,8 \div 1$ fache dieses Wertes, also $18 \div 31,5$, wir setzen 30 kg, hiermit ergibt sich für eine Breite gleich der doppelten Teilung ($a = \frac{t}{2}$, $b = 2 t$), aus

$$P = a \cdot b \cdot k = \frac{t}{2} \cdot 2 \cdot t \cdot k = t^2 \cdot k$$

$$t = \sqrt{\frac{P}{k}} = \sqrt{\frac{150}{30}} = 2,2 \text{ cm} = 7 \pi \text{ mm.}$$

Die Zähnezahl des Rohhauttriebes wird dann

$$z_1 = \frac{D_1}{m} = \frac{160}{7} = 23 \text{ Zähne}$$

und somit der genaue Durchmesser des Triebes

$$D_1 = z_1 m = 23 \cdot 7 = 161 \text{ mm.}$$

Die Zähnezahl des Gußeisenrades erhalten wir aus der Formel

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}; \quad z_2 = \frac{z_1 n_1}{n_2} = \frac{23 \cdot 1000}{250} = 92$$

und den Durchmesser desselben aus

$$D_2 = z_2 m = 92 \cdot 7 = 644 \text{ mm.}$$

Die erste Welle erhält einen Durchmesser

$$d_1 = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{15}{1000}} = 4,2 \text{ erhöht auf } 4,5 \text{ cm,}$$

die zweite Welle

$$d_2 = 12 \sqrt[4]{\frac{250}{15}} = 6 \text{ cm.}$$

Die Nabenstärke des Gußeisenrades nehmen wir

$$\frac{d}{3} + 5 \text{ mm} = \frac{60}{3} + 5 = 25 \text{ mm,}$$

die Nabenlänge etwa

$$1,5 d = 1,5 \cdot 6,9 \text{ cm.}$$

Die Anzahl der Arme ergibt sich zu

$$i = \frac{1}{2} \sqrt{64} = 4$$

uns somit die Höhe der Arme an der Nabe

$$h = \sqrt[3]{\frac{P R}{2,5 i}} = \sqrt[3]{\frac{150 \cdot 32,2}{2,5 \cdot 4}} = 7,8 \text{ cm.}$$

Die Rippenstärke der kreuzförmigen Arme wird

$$\frac{h}{5} = 16 \text{ mm,}$$

die Stärke des Zahnkranzes

$$0,6 t = 0,6 \cdot 22 = 13,2 \sim 15 \text{ mm,}$$

die Zahnhöhe

$$0,7 t = 0,7 \cdot 22 = 15,4 \text{ mm.}$$

Die Zahnstärke kann hier größer als $\frac{19}{40} t$, fast $0,5 t$ genommen werden, also etwa, da $t = 7 \pi, = 21,99 \text{ mm,}$

Zahnstärke 10,9 mm,

Zahnlücke 11,09 mm,

Zahnbreite $b = \psi t = 2 \cdot 21,99 = \sim 45 \text{ mm}$

(setzt man nach Stolzenberg $b = 10 \cdot m$, so erhält man $b = 10 \cdot 7 = 70 \text{ mm}$, es ist aber, da bei breiten Zähnen gleichmäßige Auflage auf der ganzen Breite

weniger gesichert ist, zweckmäßig auch in diesem Falle in obige Rechnung nur eine Breite gleich der doppelten Teilung einzusetzen).

Die Verbindungslinie der Punkte, in denen die Zähne nacheinander zum Eingriff kommen, nennt man Eingriffslinie, es ist bei der Zykloidenverzahnung die Linie vom Schnittpunkt des einen Rollkreises mit dem Kopfkreis des Rades bis zum entsprechenden Punkt des anderen Rollkreises (in Abb. 338 stärker gestrichelt), bei der Elvolventenverzahnung das zwischen den Kopfkreisen liegende Stück der 75° Linie. Die zentrale Projektion dieser Linie auf den Teilkreis heißt Eingriffsstrecke, dividiert man sie durch die Teilung, so erhält man die Eingriffsdauer, die mindestens gleich 1 sein muß, d. h. es muß schon ein zweites Zahnpaar zum Eingriff kommen, ehe das vorhergehende außer Eingriff kommt, sonst würde die Bewegungsübertragung ruckweise erfolgen. Durch Schrägstellung der Zähne wird die Eingriffsstrecke um die Projektion der Zahnbreite auf den Teilkreis, den sogenannten Sprung vergrößert, die Eingriffsdauer also verbessert, es tritt aber auch eine Kraft-

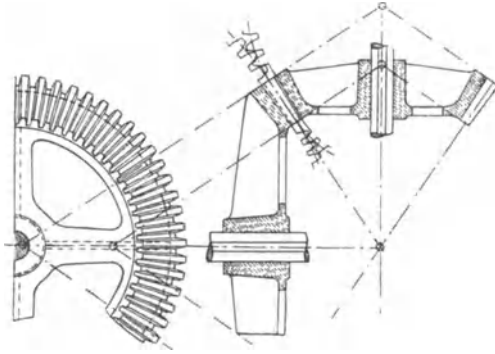


Abb. 341. Kegelräder.

Kegelräder, Abb. 341, bei denen die Kegelspitzen im Schnittpunkt der Wellen liegen müssen. Die nach obigen Formeln berechneten Werte der Teilung und des Durchmessers sind hier die mittleren, die Zähnezah soll nicht kleiner als 20 sein.

Handelt es sich um die Bewegungsübertragung zwischen sich kreuzenden (also nicht schneidenden!) Wellen, so kann man zwei Paar Kegelräder mit Hilfe einer Zwischenwelle verwenden oder Schraubenträder, d. s. Räder, deren Zähne die Form eines steilen Schraubenganges haben. Die Umfangsgeschwindigkeiten dieser Räder hängen von dem Steigungswinkel α der Zähne ab, so daß (α am Rade 2 gemessen)

$$\frac{d_1 n_1}{d_2 n_2} = \operatorname{tg} \alpha$$

ist, nur wenn $\alpha = 45^\circ$ ist $v_1 = v_2$.

Da die Arbeitsverluste und die Abnutzung durch Gleiten der Zähne aufeinander sehr groß sind, nimmt man die Beanspruchung der Zähne möglichst nur halb so groß als bei der Berechnung von Stirnrädern, und läßt die Räder in Fett laufen. Bei größerem Zahndruck und größerer Gleitge-

komponente auf, die das Rad nach der Seite zu verschieben oder zu biegen sucht und sich auf die Lager überträgt. Um sie zu vermeiden, verwendet man doppelschräge Zähne (Winkelzähne), solche Räder heißen Pfeil- oder Chevronsräder. Um die Zähne durchfräsen zu können werden sie auch um $\frac{t}{2}$ gegeneinander versetzt.

Für sich schneidende Wellen verwendet man

schwindigkeit soll das rascher laufende Rad aus Stahl und das langsamer laufende aus Phosphorbronze hergestellt werden, gußeisene Schraubenräder verwendet man nur bei geringerer Belastung und Geschwindigkeit.

Seltener finden für den gleichen Zweck die hyperbolischen Räder Anwendung. Der großen Reibung in Richtung der Zahnflanken wegen, sind sie zur Arbeitsübertragung wenig geeignet, in Einzelfällen aber zur Bewegungsübertragung in Anwendung.

Bei hohen Übersetzungen ins Langsame, besonders beim Antrieb durch Elektromotoren verwendet man Schnecke und Schneckenrad (Abb. 342). Die Schnecke ist ein meist mehrgängiges Schraubengewinde, die Zähne des Schneckenrades entsprechen dem zugehörigen Muttergewinde. Bei der Berechnung des Übersetzungsverhältnisses hat man an Stelle der Zähnezahl des kleinen Rades die Gangzahl der Schnecke zu setzen, d. h. eine eingängige Schnecke schiebt den Umfang des Schneckenrades bei einer Umdrehung um eine Zahnteilung, eine zweigängige Schnecke um zwei Zahnteilungen vorwärts usw. Für die Berechnung ist, der durch das Gleiten der sich berührenden Flächen hervorgerufenen Reibung wegen, der Flächen- druck maßgebend, man rechnet da die Berührungs- fläche proportional der Zahn- breite und der Teilung ist auch nach der Formel

$$P = c \cdot b \cdot t$$

oder wenn man im Mittel

$$b = 1,5 t \text{ setzt:}$$

$$t = \sqrt{\frac{P}{1,5 c}}$$

Hierbei nimmt man für Schneckenräder aus gutem Gußeisen:

$c = 18$ bis 28 kg, wenn mehr die Festigkeit in Betracht kommt (bei geringer Umlaufzahl),

$c = 8$ bis 12 kg, je nach der Tourenzahl der Schnecke, wenn die Abnutzung maßgebend ist.

Bei selten gebrauchten Schraubenflaschenzügen geht man bei eingängiger schmiedeeiserner Schnecke bis $c = 30$ kg, bei doppelgängiger Stahlschnecke bis $c' = 40$ kg, bei anhaltender Benutzung (Motorenantrieb) dagegen nur bis $c = 12$, höchstens $c = 20$ kg. Bei Stahlschnecke und Phosphorbronzerad geht man bis $c = 50$ kg, doch sind diese Höchstwerte nur bei vorzüglichem Material und bester Ausführung zulässig.

Das zum Drehen der Schnecke erforderliche Moment ergibt sich nach der unter „Schranben“ angestellten Betrachtung, mit 10% Aufschlag für Lagerreibung zu

$$M_d = 1,1 P \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho).$$

Der günstigste Steigungswinkel ist 18° , der Reibungswinkel für Stahl auf Phosphorbronze 2° , für Gußeisen 6° . Aus der Anzahl N der Pferdestärken,

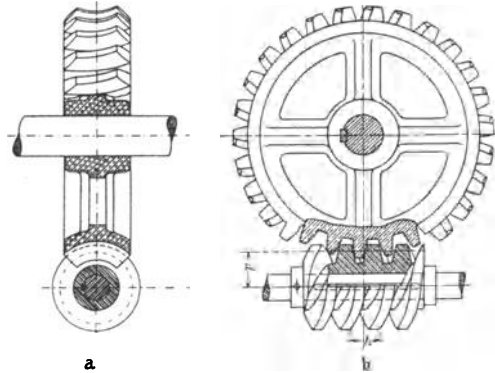


Abb. 342. Schnecke und Schneckenrad.

die zum Antrieb der Schneckenwelle erforderlich sind, erhält man die Umfangskraft am Schneckenrad nach der Formel

$$\eta 75 N = \frac{P h}{100} \cdot \frac{60}{N},$$

wobei η der Wirkungsgrad, n die Anzahl der Umdrehungen der Schneckenwelle in der Minute und h die Ganghöhe der Schnecke (Stirnteilung mal Gangzahl) ist.

Soll die Schnecke selbstsperrend sein, darf das Steigungsverhältnis $\frac{2 r \pi}{h}$ nicht größer als 0,1 sein. Die Verzahnung ist ausschließlich Evolventenverzahnung, bei der Schnecke wird die Zahnflanke (wie bei einer Zahnstange) eine unter 75° geneigte Linie, die Zähnezah des Schneckenrades soll größer als 28 sein.

Schneckengetriebe läßt man unter allmählicher Steigerung der Belastung mit Öl und oft anfänglich unter Benutzung eines Schleifmittels einlaufen. Der Wirkungsgrad wird um so größer, je größer die Steigung ist, während er bei $\frac{h}{2 r \pi} = \frac{1}{12}$ höchstens 0,4 ist, erreicht man mit mehrgängiger Schnecke 0,9 und mehr.

Die Stirnteilung des Schneckenrades, entsprechend der Ganghöhe der Schnecke, darf nicht mit der senkrecht zu den Zähnen gemessenen Normalteilung verwechselt werden. Ist α der Steigungswinkel so ist

$$\frac{\text{Normalteilung}}{\text{Stirnteilung}} = \cos \alpha.$$

Zur Schmierung der Schneckengetriebe ist ein dickflüssiges Mineralöl zu verwenden.

Um die hohe gleitende Reibung zu vermeiden hat Pekrun die Zähne des Schneckenrades durch Rollen ersetzt und durch globoidförmige Schnecke einen besseren Eingriff erzielt.

Andere Getriebe für hohes Uebersetzungsverhältnis.

Das für Übersetzungen von 5:1 bis 50:1 ins Schnelle und ins Langsame geeignete Gissongetriebe besteht aus zwei um 180° versetzten Daumenscheiben, die in ein mit zwei Kränzen von Triebrollen statt der Zähne ausgerüstetes Rad greifen. Da dieses Getriebe sehr empfindlich ist, ist es durch Schraubenrädernetriebe mit hoher Steigung (Rabitzgetriebe) verdrängt worden.

2. Indirekte Übertragung der drehenden Bewegung.

Riementrieb.

Die verbreitetste indirekte Übertragung ist der Riementrieb. Das die Bewegung übertragende Zwischenglied, der Riemen ist meist aus Leder. Dieses ist elastisch, es zieht sich, wenn es beim Auflegen des Riemens etwas gedehnt wird, wieder zusammen, so daß der Riemen gegen den Umfang der Scheibe gepreßt wird, wodurch eine der zu übertragenden Kraft entsprechende Reibung entsteht.

Während des Betriebes zieht der ablaufende Riementrum am Umfang der getriebenen Scheibe, der andere läuft mit geringerer Spannung (nur von der Dehnung herrührend) auf. Soll die Kraft P auf den Umfang übertragen werden, so muß die Differenz der beiden Riemen Spannungen gleich P sein, also $S_1 - S_2 = P$. Um aber die zur Mitnahme erforderliche Reibung zu erzeugen, muß auch S_2 noch genügend groß sein, für langsamlaufende Riemen, die annähernd den halben Scheibenumfang umspannen, etwa $S_2 = P$, dann muß also $S_1 = S_2 + P = 2P$ und die Spannung des betriebslosen Riemens, mit der der Riemen aufgelegt wurde, muß 1,5 P sein (im betriebslosen Zustande ist natürlich $S_1 = S_2$).

Genauer ist nach der theoretischen Betrachtung der Reibung am Umfange

$$S_1 = S_2 e^{\mu \alpha}$$

wenn S_2 die Spannung im gezogenen schlaffen Riemen,

e = die Grundzahl der natürlichen Logarithmen 2,71828 . . .

α = der kleinere vom Riemen umspannte Bogen reduziert auf den Halbmesser 1 (also der umspannte Winkel in Bogenmaß)

und μ der Reibungskoeffizient

ist, doch ist der in diese Rechnung einzuführende Wert des Reibungskoeffizienten sehr wechselnd mit den Betriebsverhältnissen, die Rechnung also wenig zuverlässig.

Man kann nun mit der größeren Kraft des ziehenden Trums 2P den Riemen auf Zug berechnen nach der Formel

$$\delta \cdot b = \frac{2P}{k_z}$$

wobei man Riemendicke und -breite für einfache Lederriemen: $\delta = 5$ bis 8 mm, b bis 500 mm; für doppelte Lederriemen; $\delta =$ über 8 mm, b bis 1200 mm und mehr; für Baumwollriemen: $\delta = 6$ bis 18 mm, $b = 25$ bis 1200 mm; für Gummiriemen: $b = 25$ bis 1000 mm und mit Rücksicht darauf, daß der Riemen wegen der Krümmung um den Scheibenumfang außer auf Zug auch auf Biegung beansprucht ist (um so stärker je kleiner der Scheibendurchmesser ist) $k_z = 25$ kg/qcm, bei großen Scheibendurchmessern höher nehmen kann. Gehreckens-Hamburg hat aber auf Grund von Versuchen und Erfahrungen die Riemenberechnung auf eine andere Grundlage gestellt:

Da die Festigkeit des Riemens nicht proportional der Dicke wächst, eine große Dicke aber die Biegung erschwert, rechnet er nicht den Querschnitt nach der größten Spannung 2 P aus, sondern die Riemenbreite nach der Umfangskraft und gibt für den Wert $\frac{P}{b}$, also die Umfangskraft pro Zentimeter

Riemenbreite, folgende Tabelle.

v =	3	5	10	15	20	25 m/sec
Einfache Riemen.						
D = 100 mm	2	2,5	3	3	3,5	3,5
D = 200 „	3	4	5	5,5	6	6,5
D = 500 „	5	7	8	9	10	11
D = 1000 „	6	8,5	10	11	12	13
D = 2000 „	7	10	12	13	14	15

v =	3	5	10	15	20	25 m/sec
-----	---	---	----	----	----	----------

Doppelte Riemen.

D = 500 mm	8	9	10	11	12	13
D = 1000 „	10	12	14	16	17	18
D = 2000 „	12	15	20	22	24	25

Bei Werkzeugmaschinen sind die Riemen nicht dauernd voll belastet, man rechnet deshalb oft mit erheblich höheren Riemenbelastungen pro cm Breite als Gehrckens z. B.

6 bis 8 kg bei kleinen Drehbänken
 11 „ 12 „ „ mittleren „
 16 „ 18 „ „ großen „

Die Riemengeschwindigkeit nimmt man bei Stufenscheibenbänken 8 bis 10 vereinzelt bis 15 m/sec und mehr, bei Einscheibenantrieben bis 18, zuweilen bis 30 m/sec.

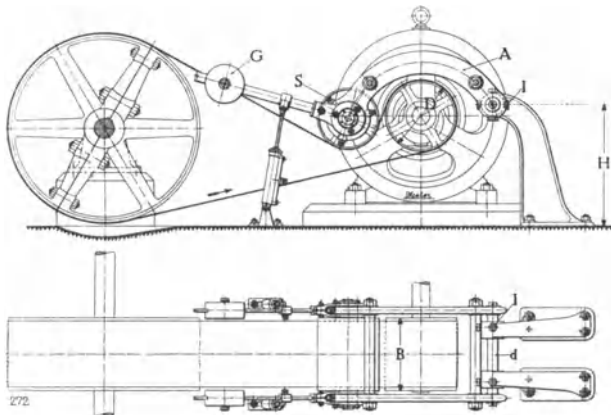


Abb. 343. Lenixapparat (Bamag).

Bei der großen Bedeutung des Riementriebes liegen eine Anzahl umfangreicher wissenschaftlicher Untersuchungen vor, auf die hier nicht näher eingegangen werden kann (siehe d. Verf. „Maschinenelemente“ 4. Aufl.). Hervorzuheben ist folgendes:

Die Vorspannung, mit der der Riemen aufgelegt wird, kann wesentlich kleiner sein, als früher angenommen wurde, damit wird auch die Gesamtspannung und der Reibungsverlust erzeugende Druck zwischen Zapfen und Lagerschale kleiner. Man soll deshalb so weit als möglich Spannrollen anwenden (Abb. 343 zeigt den Lenix-Apparat der Bamag.), die es ermöglichen die Spannung auf den erforderlichen Mindestbetrag einzustellen, was bei Auflagen mit Dehnungsspannung nicht möglich ist, da dann sehr bald Nachspannen erforderlich sein würde. Die Spannrolle soll am losen Trum, möglichst nahe der kleinen Scheibe angebracht werden und einen Durchmesser gleich dem 1,5- bis 2fachen desjenigen der kleinen Scheibe haben.

Die Arbeit, die der Riemen übertragen kann, ist um so größer, je größer die Riemengeschwindigkeit ist, man nahm diese also möglichst groß 20–25 m/sec, bei höheren Geschwindigkeiten sind die Scheiben besonders sorgfältig zu berechnen und auszuführen.

Die Dehnung ist bei hoher Geschwindigkeit geringer und die Reibungsziffer größer, also ist hohe Geschwindigkeit in mehrfacher Richtung von Vorteil.

Holzscheiben haben eine größere Reibungsziffer als Eisenscheiben, sind also namentlich bei kleinem Scheibendurchmesser zu empfehlen (allerdings ist die Abnutzung des Riemens bei Holzscheiben größer).

Maßgebend für die Brauchbarkeit des Riemens ist nicht die Festigkeit, sondern die Elastizität, die Fähigkeit, raschen Spannungswechsel zu ertragen, die Schmiegsamkeit, Ansaugfähigkeit usw.

Der Wirkungsgrad des Riementriebes (Lagerreibung und Luftwiderstand nicht eingerechnet) steigt mit zunehmender Nutzspannung sehr rasch an, bleibt dann bis zu einer gewissen Nutzspannung nahezu unveränderlich und fällt mit noch weiter zunehmender Nutzspannung langsam ab. Der Höchstwert des Wirkungsgrades bewegt sich bei Nutzspannungen von 2 bis 6 kg pro Zentimeter Riemenbreite zwischen den Grenzen 0,95 bis 0,98.

Die Zentrifugalkraft addiert sich nicht zur Vorspannung, sondern ersetzt einen Teil der Vorspannung und vermindert hierdurch den Achsdruck.

Zur Erzielung eines guten Durchzuges wähle man als geringste Achsenentfernung die Summe der beiden Scheibendurchmesser + 1,5 m; auch ordne man tunlichst den unteren Riemen als treibenden an.

Die Durchmesser zweier zusammen arbeitenden Riemscheiben nehme man höchstens im Verhältnis von 1:5; man unterlasse ein Überschreiten dieses Verhältnisses, da sonst der vom Riemen umspannte Scheibenbogen zu klein wird.

Die treibende Scheibe führe man gerade, die getriebene etwas ballig am Kranze aus.

Der Durchmesser der Riemscheiben soll mindestens das hundertfache der Riemendicke betragen. Diese Regel ist namentlich bei Doppelriemen zu beachten. Die Verwendung von einfachen Riemen ist jedoch stets der von Doppelriemen vorzuziehen, da letztere bei weitem nicht im Verhältnis zu ihrer Stärke auch die doppelte Kraft übertragen.

Um das Gleiten eines Riemens zu verhindern, bestreicht man ihn mit reinem Rindstalg oder mit einem von einer Riemenfabrik empfohlenen, bewährten Mittel. Kolophonium, wie alle harzigen und klebrigen Stoffe sind nicht anzuwenden, da sie direkt schädlich auf die Haltbarkeit der Riemen wirken und nur die Scheiben verschmutzen.

In Hinsicht auf eine lange Lebensdauer der Riemen empfiehlt es sich, diese von Zeit zu Zeit mit warmem Wasser gründlich abzuwaschen; selbstverständlich müssen sie vor erneuter Ingebrauchnahme vollkommen getrocknet sein.

Die größte Breite eines einfachen Riemens entspricht der Breite der Ochsenhaut, etwa 1200 mm, noch breitere Riemen stellt man durch Nebeneinandersetzen einzelner Riemen her, die Länge der einzelnen Stücke beträgt 1500 mm.

Die Verbindung der Riemenenden erfolgt durch Nähen mit fettigem Nähriemen (von der Auflageseite aus durchstechen), durch Leimen der abgescrägten Enden (Leimfläche 15 bis 25 mal so groß als der Riemenquerschnitt) oder durch besondere Riemenklammern, von denen man der Unfallgefahr wegen solche mit weit vorstehenden Teilen vermeiden soll. Meist legt man den Riemen mit der Fleischseite auf.

Alle Ersatzriemen sind dem Lederriemen nicht voll gleichwertig, zum Teil sind sie auch teurer. Gummiriemen mit Einlagen von Baumwollgeweben und Balatariemen, Hanf- oder Baumwollgewebe in Balatamasse eingebettet werden in feuchten Räumen verwendet, Haartreibriemen sind gleichmäßig und fest und können in beliebiger Breite hergestellt werden, jedoch weniger

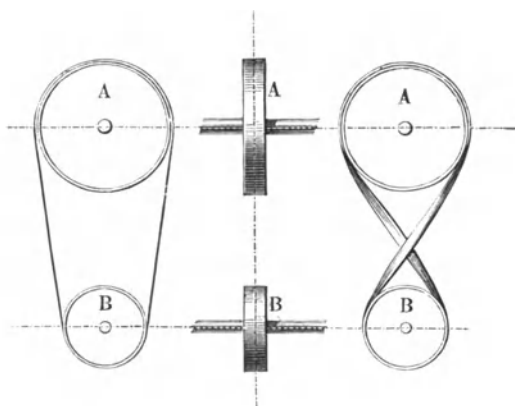


Abb. 344.
Offener Riementrieb.

Abb. 345.
Verschränkter Riementrieb.

dehnbar als Lederriemen, auch reiben sich alle Textilriemen (Hanf, Baumwollriemen) in den Riemengabeln auf. Kriegsersatzprodukte sind ganz wieder verschwunden.

Kordelschnüre, Riemenschnüre von höchstens 18 mm Durchmesser, dienen zum Antrieb kleiner Maschinen. Die Seiten der Laufrillen für Riemenschnüre sollen einen Winkel von 45 bis 50° bilden. Den Schnurdurchmesser kann man

aus der Formel $d = 4 \sqrt{P}$ berechnen, wenn P die zu übertragende Kraft ist.

Ähnlichen Zwecken dienen auch die in keilförmigen Rillen laufenden doppelten an den Seiten abgescrägten Keilriemen.

Beim gewöhnlichen „offenen“ Riementrieb ist der Drehungssinn beider Scheiben der gleiche (Abb. 344), beim verschränkten Riementrieb (Abb. 345) der entgegengesetzte, bei sich kreuzenden Wellen verwendet man den halbgeschränkten Riementrieb, der so anzuordnen ist, daß die Riemen gerade auflaufen (Abb. 346). Der Steifigkeit des Riemens wegen müssen die Scheiben aus der in Abb. 346 gezeichneten normalen Lage um so weiter nach außen verschoben werden, je breiter und steifer der Riemen und je geringer der Achsenabstand ist.

Durch das durch Wechsel der Spannung bedingte Gleiten sowohl als durch Ungenauigkeiten in der Anordnung des Betriebes kann ein Abschlagen des Riemens herbeigeführt werden, welches durch Wölbung der Scheiben vermieden wird. Empfehlenswert ist, nur die getriebene Scheibe zu wölben. Scheiben für halbgeschränkte Riemen erhalten keine Wölbung.

Soll ein Riementrieb zwischen beliebig verschränkten Wellen angeordnet werden, so muß durch Leitrollen der Riemen so geführt werden, daß er auf die Scheiben gerade aufläuft.

Konische Riemscheiben (Abb. 347) werden dort verwendet, wo das Übersetzungsverhältnis kontinuierlich geändert werden soll. Der Riemen muß dann seitlich geführt und durch die Führung verschiebbar sein.

Für sprungweise Veränderung des Übersetzungsverhältnisses verwendet man Stufenscheiben, Abb. 348.

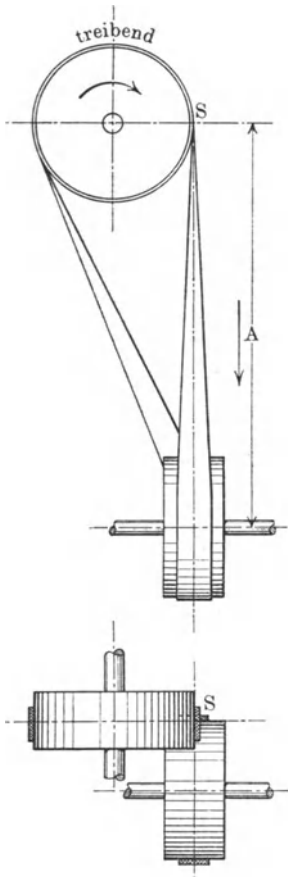


Abb. 346. Halbgeschränkter Riementrieb.

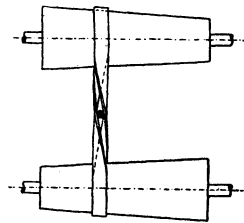


Abb. 347.
Konische Riemscheibe

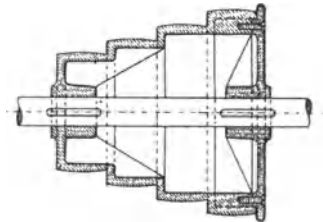


Abb. 348. Stufenscheibe.

Der Riementrieb eignet sich zur Übertragung der Drehbewegung auf mittlere Entfernungen, bei großen Entfernungen wendet man besser den Seiltrieb an, bei kleinen den Zahnradtrieb.

Bei der Berechnung eines Riementriebs sind meist beide Umdrehungszahlen und der eine Durchmesser gegeben, die Berechnung gestaltet sich dann wie folgt:

Beispiel: Von dem zugleich als Riemscheibe dienenden Schwungrade einer Dampfmaschine, welches 4 m Durchmesser hat, sollen 70 PS auf ein

Vorgelege übertragen werden, welches 150 Touren pro Minute macht. Die Tourenzahl der Maschine ist 80 pro Minute.

Man berechnet zuerst den Durchmesser der Vorgelegescheibe:

$$D_1 n_1 = D_2 n_2,$$

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} = \frac{4 \cdot 80}{150} = 2,13 \text{ m}$$

dann die Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{D \pi n}{60} = \frac{4 \pi 80}{60} = 16,75 \text{ m/sec,}$$

hierauf die Umfangskraft:

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 70}{16,75} = \sim 315 \text{ kg.}$$

Nach Gehreckens erhält man für $v = 15 \text{ m/sec}$ und D (Durchmesser der kleinsten Scheibe) = 2000 mm, $\frac{P}{b} = 13 \text{ kg pro Zentimeter Riemenbreite, also}$

$$b = \frac{315}{13} \sim 25 \text{ cm.}$$

Ist noch keiner der beiden Durchmesser gegeben, so wählt man nach der früheren Angabe eine Riemen­geschwindigkeit (so groß als es die Rücksicht auf die dann ebenfalls groß werdenden Scheibendurchmesser zuläßt und rechnet wie folgt):

2. Beispiel: Eine Werkzeugmaschine braucht 8 PS und soll 90 Touren pro Minute machen, die Transmission hat 120 Touren pro Minute.

Man wählt die Riemen­geschwindigkeit, etwa $v = 5 \text{ m/sec}$, und erhält aus

$$v = \frac{D \pi n}{60},$$

$$D_1 \pi = \frac{60 v}{n_1} = \frac{60 \cdot 5}{120} = 2,5 \text{ m; } D_1 = 0,8 \text{ m,}$$

$$D_2 \pi = \frac{60 v}{n_2} = \frac{60 \cdot 5}{90} = 3,33 \text{ m; } D_2 = 1,06 \text{ m.}$$

Die Umfangskraft P ergibt sich zu

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{5} = 120 \text{ kg.}$$

Nach der Tabelle von Gehreckens wählt man für $v = 5 \text{ m/sec}$, $D = 800$ (zwischen 500 und 1000) schätzungsweise $\frac{P}{b} = 8 \text{ kg pro Zentimeter Riemenbreite}$ und erhält dann

$$b = \frac{120}{8} = 15 \text{ cm.}$$

Riemenscheiben (Abb. 349) werden meist aus Gußeisen, aber auch aus Schmiedeeisen und aus Holz hergestellt, ihre Breite ist etwa $B = 1,1 b + 1 \text{ cm}$, wenn b die Riemenbreite ist.

Der NDI. schlug für Riemen- und Riemenscheibenbreiten folgende Werte vor:

Riemenbreite	60	80	100	120	150	170	200	230	260	300
Riemenscheibenbreite	70	100	120	140	170	200	230	260	300	350

und weiter um je 50 mm steigend bis 600.

Die Randstärke wird $0,01 R + 0,3$ cm, die Wölbung $\frac{1}{12} \sqrt{B}$, die Nabenstärke $\frac{d}{3} + 0,5$ cm und die Nabenbreite, wenn man sie nicht gleich der Kranzbreite macht mindestens $1,2 d$ genommen ($d =$ Wellendurchmesser). Bei breiten Scheiben läßt man die Nabe nur an beiden Seiten mit Arbeitsleisten von $0,4 d$ Breite aufliegen, auch verwendet man dann oft zwei Armkränze,

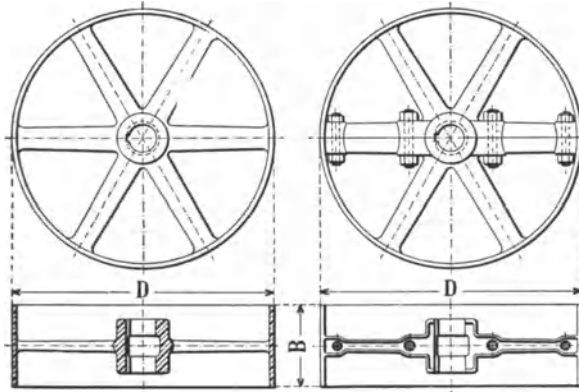


Abb. 349. Abb. 350.
Riemenscheiben (Bamag).

die Berechnung der Arme, die fast immer elliptischen Querschnitt haben, wurde schon im Abschnitt „Zahnräder“ erörtert. Große Scheiben stellt man, um sie leicht anbringen und entfernen zu können geteilt her, an der Nabe und am Kranz verschraubt, Abb. 350.

Bei großen Scheiben (Riemen- und Seilscheiben, Schwungrädern, Zahnrädern usw.), die eine große Umfangsgeschwindigkeit haben, ruft die Zentrifugalkraft im Scheibenkranz Biegungsbeanspruchungen hervor, die man wie folgt in Rechnung ziehen muß:

Ist l die Länge des zwischen zwei Armen liegenden Teiles vom Kranze, B die Breite und s die mittlere Dicke des Kranzes (den man als Rechteck ansehen kann), alle Maße in Dezimeter, g das spezifische Gewicht (7,3 für Gußeisen, 7,8 für Schmiedeeisen), v die Umfangsgeschwindigkeit in Meter pro Sekunde und R der Radius in Metern, so ist die Zentrifugalkraft dieses Kranzteils

$$C = \frac{G}{g} \frac{v^2}{R} = \frac{B \cdot s \cdot l \cdot \gamma}{9,81} \cdot \frac{v^2}{R}$$

Diese Zentrifugalkraft ist eine über die Länge l gleichmäßig verteilte Belastung, das Kranzteil kann als ein an beiden Enden eingespannter Balken angesehen werden; dann ist das Biegemoment $\frac{C \cdot l}{12}$ und es muß

$$\frac{C \cdot l}{12} = \frac{B \cdot s^2}{6} \cdot k_b$$

sein. Da die Breite gegeben ist, wird man mit Hilfe dieser Formel nachrechnen, ob die Stärke so groß ist, daß die zulässige Spannung k_b nicht überschritten wird, sie soll bei Gußeisen 200 kg/qcm, bei Schmiedeeisen 750 kg/qcm nicht überschreiten.

Schmiedeeiserne Riemenscheiben, ganz aus Blech gestanzt oder aus schmiedeeisernem Kranz und Armen aber gußeiserner Nabe zusammen ge-

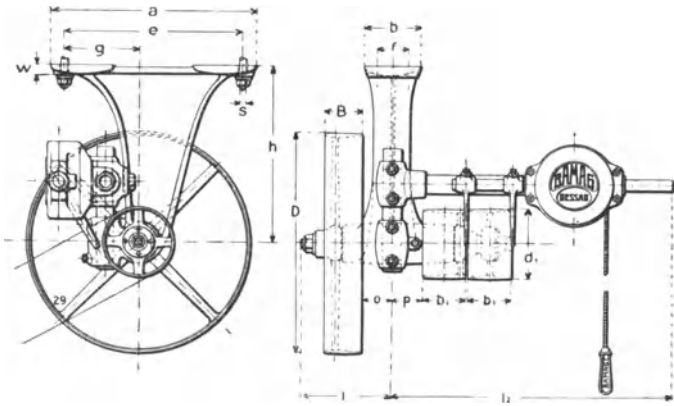


Abb. 351. Universalvorgelege (Bamag).

setzt, sind leichter und fester, aber bei kleinem Durchmesser teurer als gußeiserne. Auch Holzriemenscheiben sind leichter als gußeiserne.

Da die Verschiebung eines Riemen auf ruhenden Scheiben Schwierigkeiten macht, läßt man den Riemen während des Stillstandes der anzutreibenden Maschine auf einer Los- oder Leerscheibe laufen. Die Verschiebung geschieht durch Riemenaustrücker, die mit Hilfe einer Gabel den Riemen von der Los- auf die Festscheibe schieben oder umgekehrt. Die Verschiebung geschieht durch Handzug mit Hilfe eines T-förmigen Hebels, der durch ein Gewicht an der selbsttätigen Rückbewegung gehindert wird oder durch Schraubenspindel mit Zugkettenrad bzw. Spezialkonstruktionen, z. B. zeigt Abb. 351 das Universalvorgelege der Bamag.

Stahlbandtriebe: Stahlbänder der (Eloesser Kraftband-Ges. in Charlottenburg), die auf mit Kork belegten Scheiben laufen, brauchen nur $\frac{1}{10}$ der Dicke und $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{6}$ der Breite eines Lederriemens zu haben, sie erfordern aber genau parallele Wellenlage und sind nur für größere Scheibendurchmesser und Achsenentfernungen geeignet.

Seiltriebe.

Man unterscheidet Hanfseiltriebe (denen sich die Baumwollseiltriebe anreihen) und Drahtseiltriebe. Der Hanfseiltrieb tritt an die Stelle des Riemetriebes, wenn die zu übertragenden Kräfte und die Achsenabstände zu groß für diesen werden, für kleineren Achsenabstand und kleinen Scheibendurchmesser ist er der geringeren Elastizität des Seiles wegen weniger geeignet. Ein besonderer Vorteil des Seiltriebes ist noch der, daß er eine bequeme Verteilung der Kraft von derselben Antriebsscheibe auf mehrere Wellen ermöglicht. Zur Hervorbringung der zur Mitnahme erforderlichen Anpressung in den Rillen der Seilscheiben (Abb. 352) werden die Seile entweder mit 3 bis 5 % Dehnung aufgebracht oder durch Spannrollen angespannt. Die Hanfseile aus badischem Schleißhanf, Manilahanf oder Jute bestehen aus 3 Litzen, man unterscheidet festgeschlagene und für kleinere Scheibendurchmesser geeignete lose geschlagene, außer den runden auch quadratische, dreikantige und flache Seile. Die Verbindung der Seilenden geschieht durch „Verspleißen“, wofür etwa 3 m Seillänge erforderlich sind.

Das Hanfseil muß vor der Benutzung sorgfältig getrocknet und gestreckt und nach dem Auflegen gründlich mit warmem Talg oder Mineralöl getränkt werden. Diese Einfettung ist während des Betriebes alle 2 bis 3 Monate zu wiederholen, bei Seilen, die im Freien laufen, noch öfter. Seile, die im Freien laufen, werden zweckmäßig mit Teer getränkt, wodurch sie unempfindlicher gegen Witterungseinflüsse und auch etwas fester werden, dafür aber schwerer und weniger biegsam.

Hanfseiltriebe eignen sich für Scheibendurchmesser von möglichst nicht unter 1,5 m und Scheibenabstände von 5 bis 25 m, sie sind dann billiger wie Riemetriebe, haben aber besonders bei großer Seilzahl wegen der verschiedenen Dehnung der einzelnen Seile einen höheren Kraftverlust, der schon unter normalen Verhältnissen 10 % betragen kann. Die Lebensdauer der Seile beträgt bei sorgfältiger Behandlung 6 und mehr Jahre.

Baumwollseile sind geschmeidiger und können deshalb bei Scheibendurchmessern bis herab auf die 20fache Seilstärke verwendet werden, sie sind auch bei stoßendem Gang geeigneter, aber teurer als Hanfseile.

Die Berechnung des Durchmessers aus der Umfangsgeschwindigkeit, bei Hanfseilen 15 bis 20, ausnahmsweise bis 30 m/sec, bei Baumwollseilen bis 25 m/sec und der Umfangskraft geschieht nach den im Anfang dieses Kapitels gegebenen allgemeinen Formeln, der gesamte Seilquerschnitt ergibt sich dann zu

$$F = \frac{2P}{k_z},$$

k_z kann man nach folgender Tabelle wählen (um so kleiner je kleiner Scheibenabstand und -durchmesser sind).

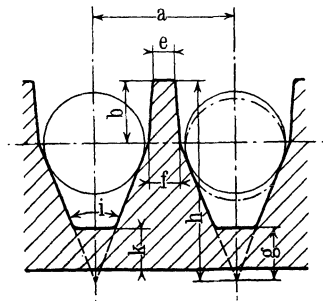


Abb. 352. Rillenform.

Seilgeschwindigkeit	$v =$	5	10	15	20 m/sec
Hanfseile	$kz =$	12—14	11—13	10—12	8—10 kg/qcm
Baumwollseile	$kz =$	15—20	14—19	13—18	10—16 „

Man wählt nun den Seildurchmesser (bei Haupttrieben 40 bis 50 evtl. bis 60 mm) und berechnet aus dem Gesamtquerschnitt F und dem Querschnitt eines Seiles die Anzahl der Seile, sofern man sie nicht nach der zu übertragenden Kraft P nach den Angaben des Seilwerks direkt ermittelt.

Da die Inanspruchnahme des Seiles in erster Linie auch vom Scheibendurchmesser D abhängig ist, so kann man den Seildurchmesser einfacher nach

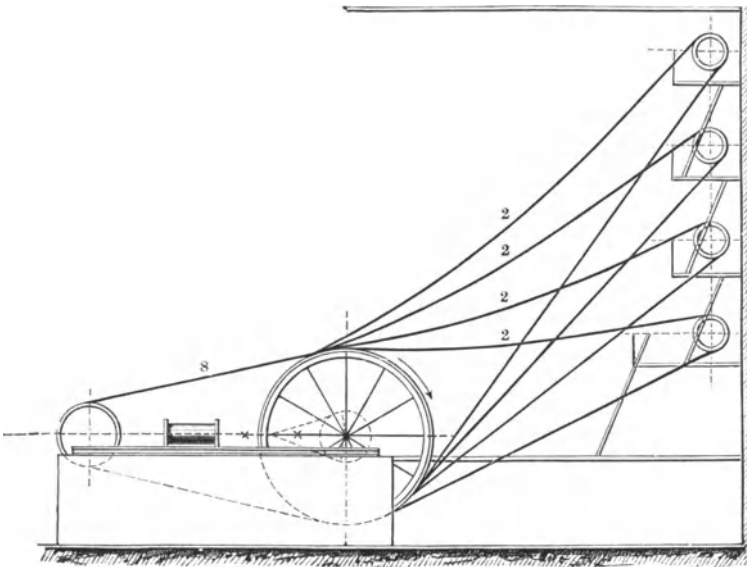


Abb. 353. Hanfseiltrieb mit Belastungsspannung.

folgenden Formeln berechnen, die für Geschwindigkeiten bis zu 20 m/sec gelten:

für Hanfseile

$$P = 3 d^2 \text{ bis } 4 d^2, \text{ wenn } D \geq 30 d;$$

$$P = 5 d^2 \text{ „ } 6 d^2, \text{ „ } D \geq 50 d;$$

zuweilen geht man bis $8 d^2$, sogar bis $12 d^2$;

$$\text{Quadratseile } P = 5 d^2 \text{ „ } 6 d^2, \quad D \geq 20 d;$$

für Baumwollseile

$$P \text{ bis zu } 9 d^2, \text{ wenn } D \geq 30 d;$$

ausnahmsweise

$$D \geq 20 d.$$

Bei Betrieb mit Belastungsspannung kann man P bis zu 25% höher nehmen.

Längere Seile stützt man durch Tragrollen. Zweckmäßiger als der Betrieb mit Dehnungsspannung ist der mit Belastungsspannung, auch Kreisseiltrieb genannt.

Bei den Hanfseiltrieben mit Belastungsspannung wird nur ein endloses Seil verwendet, Abb. 353. Dieses wird, von der ersten Rille der Trieb-
scheibe ausgehend, solange im Kreislauf um die verschiedenen Scheiben geführt, bis es schließlich von der letzten getriebenen Scheibe über eine Führungsrolle mit Belastungs-Spannung nach der ersten Rille der Trieb-
scheibe zurückkehrt.

Das Seil wird bei diesem System lose auf die Scheiben gelegt, da die auf einem Wagen oder Schlitten geführte Spannrolle die für die Kraftübertragung erforderliche Spannung herstellt.

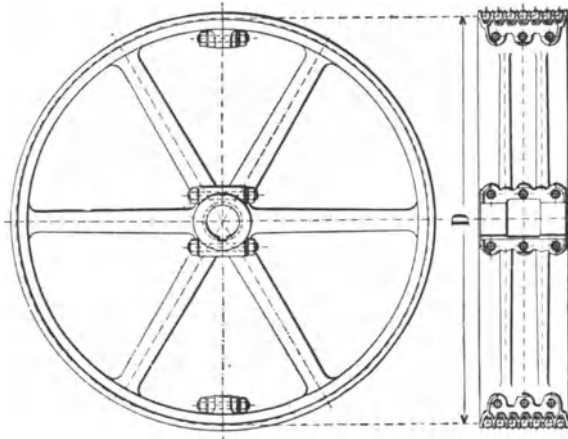


Abb. 354. Hanfseilscheibe.

Je nach der Anzahl der Umschlingungen kann man auf die verschiedenen angetriebenen Wellen verschiedene Kräfte übertragen.

Durch entsprechende Gewichtsbelastung kann die Spannung von vornherein so bemessen werden, daß sie nur die für die Kraftübertragung gerade notwendige Größe besitzt. Die Lager und Wellen können daher, im Gegensatz zu denen bei Seiltrieben mit Dehnungsspannung, verhältnismäßig schwach ausgeführt werden.

Ist P die Seilspannung, so muß die Belastung des Spannagens $2 P$ sein.

Für Antriebe im Freien können die Hanfseiltriebe mit Belastungsspannung bestens empfohlen werden, da die durch Witterungseinflüsse hervorgerufenen Längungen oder Verkürzungen des Seiles sofort durch die frei bewegliche Spannvorrichtung ausgeglichen werden.

Der einzige Nachteil dieses Systems besteht darin, daß der ganze Trieb, sobald das endlose Seil auch nur an einer Stelle beschädigt ist, bis zur Beseitigung des Schadens stillgesetzt werden muß.

Die Weglänge des Spannagens muß bei Antrieben im Innern von Gebäuden etwa 2,5 %, bei Antrieben im Freien 3 bis 3,5 % der Seillänge genommen werden.

Das Eisenwerk Wülfel vor Hannover rechnet bei seinen Hanfseiltrieben mit Belastungsspannung

$$P = 5 d^2,$$

wobei der Durchmesser der Treibrollen mindestens 30 bis 50 d, der Durchmesser der Leit- und Spannrollen 30 d genommen wird. Die Leit- und Spannrollen erhalten kreisförmige Rillen, in denen das Seil am Grunde aufliegt, also nicht klemmt.

Die Hanfseilscheiben, Abb. 354, haben, soweit sie Trieb scheiben sind, keilförmige Rillen von der in Abb. 352 dargestellten Form, sie wirken also klemmend auf das Seil. Spann- und Leitrollen haben kalbkreisförmige Rillen. Arme, Nabe und Kranz sind wie bei Riemenscheiben erläutert zu berechnen.

Der Drahtseiltrieb ist für Triebe im Freien geeignet, der größeren Steifigkeit des Drahtseiles (Tiegelgußstahldrähte oder Holzkohleneisen um Hanfseelen gewunden) aber nur für große Scheibendurchmesser. Seine Bedeutung für Kraftübertragung auf weite Entfernungen hat er verloren, man bedient sich hier heute der elektrischen Kraftübertragung.

Zum Schutze gegen das Rosten werden die Drähte meist verzinkt. Beim Verspleißen der Seilenden werden diese aufgeflochten und die Hanfseelen abgeschnitten. Die Litzen werden dann ineinandergesteckt und verflochten. Hierzu sind etwa 3 m Seil erforderlich. Im Betriebe ist das Seil alle 3 bis 6 Wochen derart zu schmieren, daß das Schmieröl auch in das Innere eindringt. Gekochtes Leinöl oder gekochter Talg mit Graphit sind als Seil schmiere zu empfehlen. Bei guten Betriebsverhältnissen halten die Seile einen zwei- bis dreijährigen Betrieb aus. Die geringste Achsenentfernung der Drahtseilscheiben ist bei kleinen Kräften 15 bis 25 m, bei großen Kräften 30 bis 50 m. Als die größte Entfernung ist etwa 150 m anzusehen.

Bei der Berechnung der Umfangskraft nimmt man die Umfangsgeschwindigkeit für kleinere Kräfte $v = 10$ m/sec, für mittlere Kräfte $v = 15$ bis 20 m/sec, für große Kräfte $v = 10$ bis 30 m/sec. Man wählt nun den Drahtdurchmesser d und berechnet die Anzahl i der Drähte nach der Formel

$$i \frac{\pi d^2}{4} = \frac{2 P}{k_z}.$$

Man kann unter der Voraussetzung, daß der Scheibendurchmesser mindestens gleich dem 150fachen Seildurchmesser, gleichzeitig aber gleich dem 1500fachen Drahtdurchmesser ist, wählen:

$$v = 10 \quad 15 \quad 20 \quad 25 \quad 30 \text{ m/sec}$$

für Seile aus Eisendraht oder

Bessemerstahl	$k_z = 620$	610	590	570	550 kg/qcm
für Seile aus Tiegelgußstahl. . .	$k_z = 800$	790	770	750	730 „

Ist der Scheibendurchmesser mindestens das 2000fache vom Drahtdurchmesser, so kann man diese Werte um 25 %, wenn der Scheibendurchmesser mindestens gleich dem 2500fachen Drahtdurchmesser ist, um 35 % erhöhen.

Das Resultat ist natürlich mit der Liste eines Drahtseilwerkes in Einklang zu bringen, einfacher wählt man nach der berechneten zu übertragenden Kraft das Seil direkt nach der Angabe einer solchen Liste über die zulässige Seilbelastung.

Beim Drahtseil ist die Durchhängung sehr groß, sie beträgt, wenn P die Seilspannung und G des Gewicht pro m Seil ist, bei einem Scheibenabstand von l m

$$\frac{l^2 G}{8 P}$$

Die Drahtseilscheiben, Abb. 355, haben entweder Rillen nach Abb. 356 ohne oder nach Abb. 357 mit Leder oder Holzeinlage. Gußeiserne Arme sind bei dem großen Durchmesser meist nicht am Platze, man verwendet in Nabe und Kranz eingegossene schmiedeeiserne Arme, die zur Erzielung größerer Stabilität abwechselnd nach rechts und links gebogen werden, die Nabe wird entsprechend breit gemacht. Die Berechnung erfolgt analog der unter Zahnräder gegebenen Berechnung, nur ist für das

Widerstandsmoment eines Armes $\frac{d^3}{10}$ zusetzen.

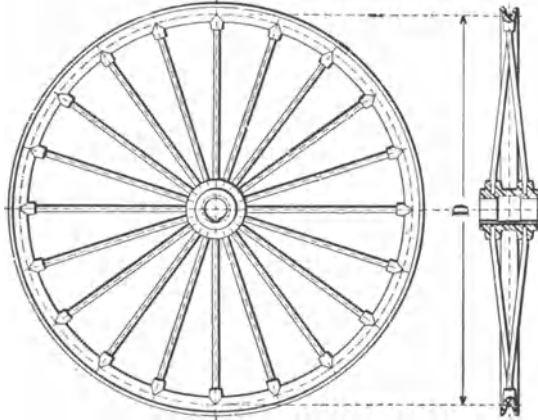


Abb. 355. Drahtseilscheibe.

Kettentriebe: Während bei Riemen- und Seiltrieben wie bei den Reibungsrädern eine Schlüpfung eintritt, entspricht die Mitnahme bei den Kettentrieben der der Zahnräder. Die Berechnung der von der Kette zu übertragenden Kraft geschieht nach der einleitend gegebenen Formel für die Umfangskraft, die lose Kette ist spannungslos, deshalb die Beanspruchung der Kette nur gleich P (nicht $2 P$ wie bei Trieben mit Dehnungsspannung). Die Ketten sind im nächsten Abschnitt dieses Buches beschrieben, in Anwendung kommen die Gelenkketten, nicht gewöhnliche Gliederketten. Die Zähnezahzahl soll nicht unter 15, der Wellenabstand mindestens 1,5 mal größter Raddurchmesser aber höchstens 3,5 m und das Übersetzungsverhältnis höchstens 6:1 nur in Ausnahmefällen bei kleinen Leistungen 10:1 sein. Die Achsenentfernung soll möglichst nachstellbar sein, das ziehende Kettentrum soll möglichst oben liegen, da das lose Trum infolge der stärkeren Durchhängung sonst leicht mit dem ziehenden in Berührung kommen könnte. Bei vertikalen Trieben bringt man an der Innenseite eine verzahnte Spannrolle an.

Die Kettentriebe haben einen guten Wirkungsgrad, 98 % und mehr, für sehr hohe Geschwindigkeiten sind sie jedoch nicht geeignet. Stolzenberg gibt als Höchstgeschwindigkeit 6,5 m/sec an.

Die Kettenräder werden gleichfalls im folgenden Abschnitt beschrieben.

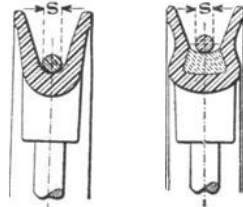


Abb. 356. Abb. 357.
Rillenformen.

C. Maschinenteile der geradlinigen Bewegung.

Seile und Ketten, deren Rollen und Trommeln.

Seile und Ketten werden nicht nur zur Übertragung von Drehbewegung, sondern auch zum Heben von Lasten verwendet, sie sollen deshalb als Elemente der Hebezeuge nachfolgend noch näher besprochen werden.

Hanfseile bestehen meist aus 3 Litzen, dickere „Kabel“ werden aus dreilitzigen zusammengedreht, flache aus runden zusammengenäht. Festgeschlagene Seile können 1,5 mal so stark belastet werden als lose geschlagene, erfordern aber Rollen und Trommeln vom doppelten Durchmesser.

Seile werden aus badischem oder russischem Hanf, Manilahanf, Baumwolle, auch aus Aloeabast hergestellt.

Die Berechnung geschieht nach der Formel

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{P}{k_z}$$

Die zulässige Belastung nimmt man bei gewöhnlichen Seilen $\frac{1}{8}$, bei Kabelseilen $\frac{1}{6}$ der Bruchbelastung. Diese ist auf den vollen Seilquerschnitt bezogen:

bei fest geschlagenen Hanfseilen . .	900 bis 960 kg/qcm
„ lose geschlagenen Hanfseilen . .	600 „ 640 „
„ Manilahanfseilen	400 „ 500 „
„ Baumwollseilen	500 „ 650 „

Rollen und Trommeln sollen dabei möglichst den 10fachen, mindestens den 6fachen Seildurchmesser als Durchmesser haben. Je größer der Durchmesser um so größer kann die zulässige Belastung genommen werden. Bei Förderseilen für Bergwerke nimmt man den Trommeldurchmesser gleich dem 50 bis 80fachen Seildurchmesser.

Hanfseilrollen für Hebezeuge haben kreisförmige Rillen, deren Radius 1 bis 2 mm größer als der des Seiles ist, nur bei Antriebsrollen verwendet man keilförmige Rillen wie bei den Triebwerksscheiben. Die Rollen laufen meist lose auf dem Zapfen, wobei der Flächendruck pro qcm der Projektion der Lauffläche (l. d) 60 bis 70 kg, wenn die Lauffläche aus Gußeisen und 70 bis 80 kg, wenn sie aus Bronze ist, nicht übersteigen soll, für Dauerbelastung nimmt man die Flächenpressung möglichst nur halb so groß. Der Zapfendurchmesser ist außerdem auf Biegung zu berechnen nach der Formel

$$\frac{Pl}{8} = \frac{d^3}{10} k_b$$

mit $k_b = 600$ bis 700 kg/qcm für Schmiedeeisen und 800 bis 1000 kg/qcm für Stahl. Dreht sich die Achse mit der Rolle, so ist die Achse wie unter Achsen angegeben zu berechnen (k_b nur halb so groß). Der Zapfendruck P ist bei der festen Rolle, wenn Q die Last ist $2 Q$, bei der nur um 90° umschlungenen festen Rolle $1,4 Q$, bei der losen Rolle Q .

Die Trommeln sind entweder aus einem Stück gegossen oder sie bestehen aus zwei gußeisernen Seitenscheiben auf die ein Blechmantel oder Holzplatten aufgeschraubt sind. Rillen stellt man durch Aufnieten von gewalztem Rillen-

eisen her. Um die Welle zu entlasten wird das antreibende Zahnrad, ebenso die Bremsscheibe am besten mit der Trommel fest verbunden. Um die Befestigung des Seiles nicht zu stark zu beanspruchen, sollen immer einige Windungen des Seiles auf der Trommel bleiben.

Die Stärke s des Trommelmantels kann man annehmen, wenn D der Trommeldurchmesser ist:

bei gußeisernem Mantel	$s = 0,02 D + 10 \text{ mm.}$
„ Mantel aus Schmiedeeisenblech	$s = 0,01 D + 3 \text{ „}$
„ Holzmantel	$s = 0,03 D + 25 \text{ „}$

Drahtseile.

Die Seilkonstruktion, Abb. 358, hat den Nachteil, daß das Seil nur auf drei Drähten in der Rille anliegt. Sind die Drähte in derselben Richtung

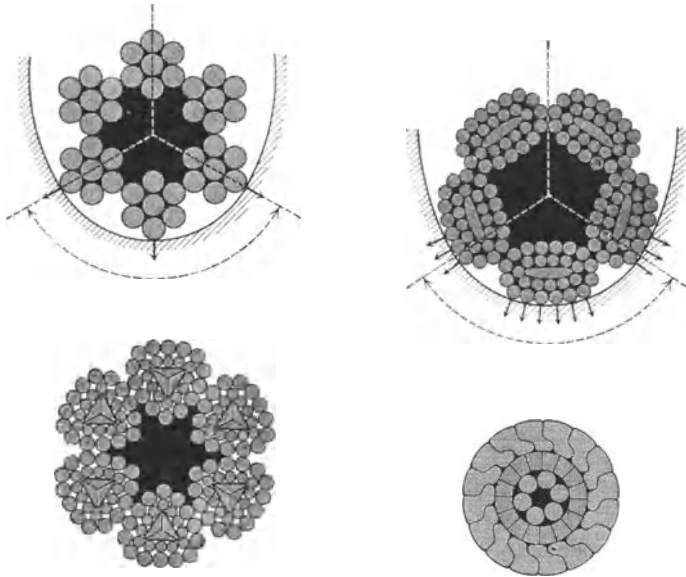


Abb. 358–361. Drahtseile.

gewunden wie die Litzen um die Hanfseele, so drehen sich die Drahtseile auf. Besser sind daher Litzen von elliptischer Form mit flachem Kerndraht (Abb. 359), oder dreieckige Litzen (Abb. 360) mit drei zu einem Dreieck vereinigten fünfeckigen Kerndrähten. Bei den patentgeschlossenen Seilen von Felten & Guilleaume, Mülheim (Abb. 361), besteht nur die innere Lage aus runden Drähten, es folgen trapezförmige und schließlich übereinandergreifende Drähte. Diese Seile haben bei gleicher Tragkraft einen kleineren Durchmesser und geringeres Gewicht, längen und verdrehen sich nur unbedeutend, schützen die inneren Drähte gegen Rosten, halten die Drahtenden auch bei einem Drahtbruch fest und lassen einen solchen, da immer die Deckdrähte zuerst brechen werden, leicht erkennen.

Die Berechnung geschieht bei runden Drähten vom Durchmesser δ nach der Formel

$$i \frac{\pi \delta^2}{4} = \frac{P}{k_z},$$

im übrigen geben die Listen der Drahtseilwerke die zulässigen Höchstlasten an. k_z kann man für Eisendrahtseile bis zu 1500 kg/qcm, für Gußstahldrahtseile bis 2000 kg/qcm, wenn es sich nicht um Menschenförderung handelt und die Höchstlast nur selten und mit besonderer Vorsicht gehoben wird, sogar bis zum doppelten dieser Werte annehmen.

Der Durchmesser der Rollen und Trommeln soll möglichst groß sein, möglichst gleich dem 100fachen Seil- und 1000fachen Drahtdurchmesser, Felten & Guilleaume gestatten jedoch bei Kabelleilen den 400, bei Aufzugseilen den 500fachen Drahtdurchmesser und herab bis zum 18fachen Seildurchmesser.

Bei großer Fördertiefe ist bei der Berechnung des Drahtseils das erhebliche Eigengewicht zu berücksichtigen, das in den Tabellen der Seilwerke angegeben ist. Der Steifigkeit des Seiles wegen muß die Entfernung zwischen der Trommel und der nächsten Seilrolle das 25 bis 30 fache der Trommellänge betragen, bei kleinerer Entfernung muß die Rolle seitlich verschiebbar sein. Der Grund der Rillen soll das Seil möglichst eng umschließen, die Tiefe der Rillen soll gleich dem 2,5 bis 3fachen Seildurchmesser sein.

Ketten.

Die gewöhnlichen Gliederketten werden aus gutem zähen Schmiedeeisen von Hand oder maschinell geschweißt, in Amerika auch aus Stahlformguß hergestellt. Man unterscheidet in der Hauptsache drei Formen, die kurzgliedrige Kette (Abb. 362), die billigere aber weniger bewegliche langgliedrige Kette (Abb. 363) und die Stegkette, die sich nicht so leicht verwirrt (Abb. 364).

Die Kraft P , durch welche eine Kette beansprucht wird, verteilt sich auf zwei Querschnitte, es ist deshalb, wenn d die Stärke des Ketteneisens ist,

$$P = 2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_z,$$

wobei man setzt: $k_z = 630$ kg/qcm für Kranketten, $= 950$ kg/qcm für Ankerketten.

Die Tragkraft der Stegkette kann man 20 % höher setzen als die der Kette ohne Steg.

Kalibrierte Ketten werden nur reichlich halb so hoch belastet um Formänderungen zu vermeiden.

Der NDI. stellte folgende Grundsätze für die Normung der Ketten auf:

1. Kalibrierte Lastketten: Die Durchmesser für die Rundeisen werden nach vollen Millimetern abgestuft. Die zulässige Spannung ist so zu wählen, daß sie bei der 6-mm-Lastkette nicht mehr als 440 kg/qcm und bei der 22- (bzw. 23-) mm-Kette ungefähr 660 kg/qcm beträgt. Die innere Länge der Kettenglieder ist durchweg zu 3 d anzunehmen, die innere Breite durchweg zu 1,2 d . Die Probelast wird gleich der doppelten Nutzlast und die Bruchlast gleich dem vierfachen der Nutzlast festgelegt. Die Bruchlast ist bei langen

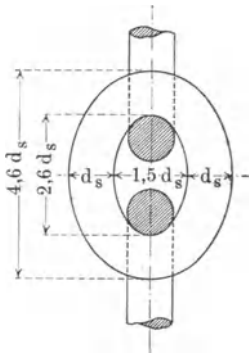


Abb. 362. Kurzgliedrige Kette.

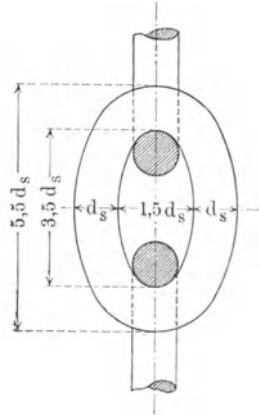


Abb. 363. Langgliedrige Kette.

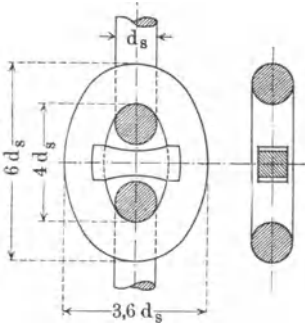


Abb. 364. Stegkette.

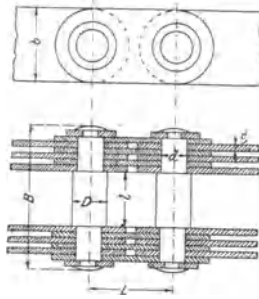


Abb. 365. Gallsche Kette.

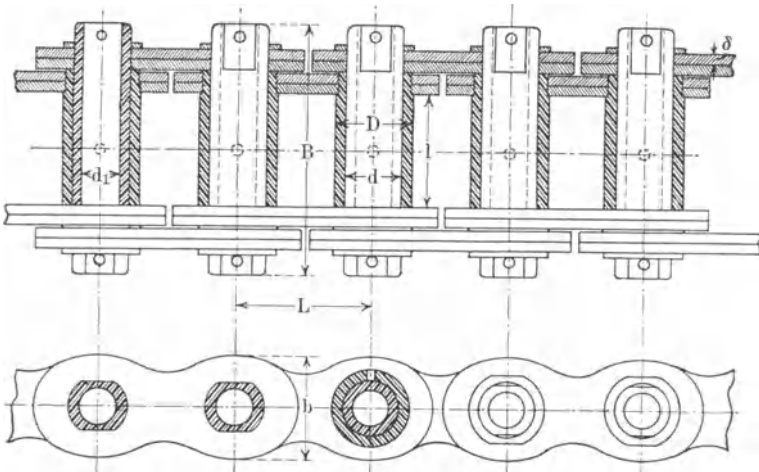


Abb. 366. Gelenkkette von Zobel-Neubert & Co.

Ketten in der Weise zu prüfen, daß alle 50 m eine Stichprobe entnommen wird. Als Werkstoff ist Flußeisen von mindestens 36 kg/qmm Bruchfestigkeit und mindestens 18% Dehnung zu wählen.

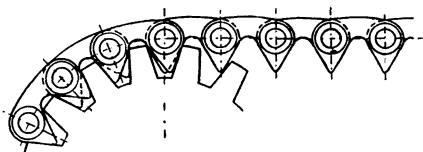


Abb. 367. Renoldkette.

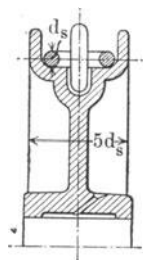


Abb. 368. Rillenform.

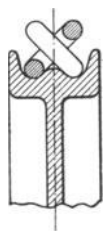


Abb. 369. Rillenform.

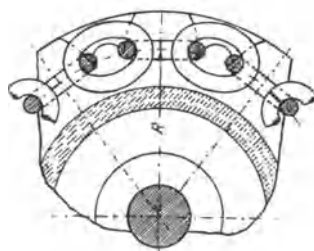


Abb. 370. Kettenrolle.

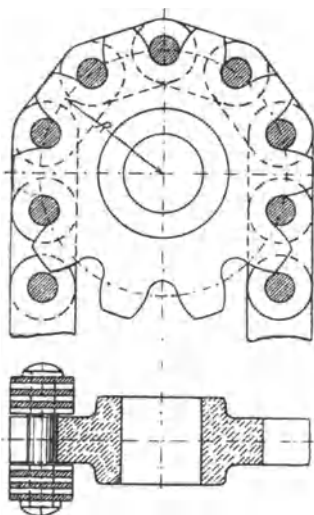


Abb. 371. Kettenrolle.

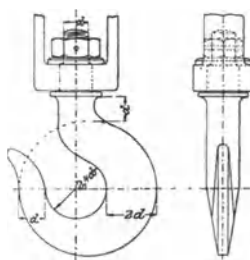


Abb. 372. Haken.

2. Kalibrierte Handketten. Hierfür kommen nur Ketten mit einer Eisenstärke von 5 und 6 mm in Betracht, deren innere Gliedlänge 18,5 und deren innere Gliedbreite 8 mm betragen soll.

3. Unkalibrierte Ketten für Hebemaschinen. Die Eisenstärken sollen gleich denen der kalibrierten Ketten sein. Die innere Gliedlänge wird für Ketten bis zu 10 mm auf 3 d, darüber hinaus auf 2,8 d festgesetzt. Die

innere Gliedbreite soll durchweg 1,5 d betragen. Die Probelast ist so zu bemessen, daß sie bei der Kette von 6 mm Gliedstärke einer Zugspannung von ungefähr 880 kg/qcm, bei einer Kette von 44 mm einer solchen von 1400 kg/qcm entspricht und dazwischen gesetzmäßig abgestuft wird. Die Bruchlast wird auf das Doppelte der Probelast festgesetzt. Auf dem Normalblatte ist zu bemerken: „Die Nutzlast darf bei besonders günstigen Betriebsverhältnissen bis auf $\frac{1}{4}$ ermäßigt werden. Die Bruchlast ist bei langen Ketten durch Entnahme von Stichproben auf je 50 m Länge zu prüfen.“ Als Werkstoff ist Flußeisen von mindestens 36 kg/qmm Bruchfestigkeit und mindestens 18 % Dehnung zu wählen.

Von den zahlreichen Sonderformen von Ketten sind zu nennen:

Die Gallsche Gelenkkette, sie besteht aus mehreren Laschen, welche durch Bolzen miteinander verbunden sind (Abb. 365). Die Pressung im Laschenauge fällt sehr groß aus.

Die Gelenkkette von Zobel-Neubert & Co., Schmalkalden. Bei dieser sitzen die Laschen des einen Gliedes auf einem Bolzen, die des anderen auf einer darauf drehbaren Hülse (Abb. 366). Hierbei wird die Gleitfläche natürlich größer und dadurch die Flächenpressung kleiner als bei der Gallschen Kette.

Bei den schwächeren Ketten sind die Bolzen vernietet, nur das Schlußglied wird versplintet.

Die Morsekette (Westinghouse Eisenbahnbremsengesellschaft in Hannover), bei der die Zapfen durch Schneiden ersetzt sind, so daß statt gleitender nur rollende Reibung auftritt.

Die Renoldkette (Abb. 367) von Fr. Stolzenberg-Reinickendorf als Treibkette geeignet. Die mit keilförmigen Vorsprüngen in die Zähne des Kettenrades eingreifenden Kettenglieder können sich mehr oder weniger nach außen verschieben und so Unterschiede der Gliedlänge ausgleichen.

Die Kettenrollen und Trommeln für gewöhnliche Ketten sollen einen Durchmesser haben, der mindestens gleich der 20fachen Ketteneisenstärke ist, sie haben glatte Rillen nach Abb. 368 oder 369, oder sind verzahnt nach Abb. 370 und 371, die Trommeln sind meist glatt. Treibrollen müssen verzahnt sein, es sind dann kalibrierte Ketten zu verwenden.

Den Radius der Kettenrollen (gemessen bis Mitte der Glieder, Abb. 370) kann man, wenn l die innere Gliedlänge, d die Gliedstärke und z die Zähnezahl ist, bei Rollen von größerem Durchmesser setzen:

$$R = \frac{l}{2} \cotg \frac{90}{z}.$$

Der Radius der Rollen für Gelenkketten (Abb. 371)

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{180}{z}}.$$

Zur Befestigung der Last dienen einfache und Doppelhaken, verschiedene Konstruktionen von Selbstgreifern und Hubmagnete. Abb. 372 zeigt einen

einfachen Haken, die Abmessungen sind bezogen auf den inneren Gewindedurchmesser, der nach der Formel

$$P = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot k_z$$

zu berechnen ist. Häufig findet man Haken mit Kugellagerung.

Sperr- und Bremswerke.

Im Anschluß an die vorstehenden Elemente der Hebezeuge sollen die bisher noch nicht behandelten Sperr- und Bremswerke kurz besprochen werden.

Die Sperrwerke dienen zur vollständigen Stillsetzung bewegter Teile. Man unterscheidet die Klinkengesperre, die aus einem Sperrade mit eingreifender Sperrklinke (Abb. 373), meist Sperrkegel genannt, bestehen, und die Klemmgesperre, bei denen das Rad einen glatten Umfang hat und die Feststellung durch einen exzentrischen Daumen erfolgt (Abb. 374), die Klinken-

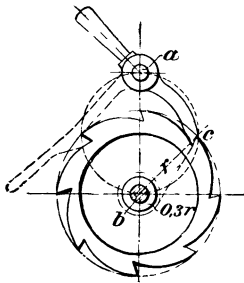


Abb. 373. Klinkengesperre.

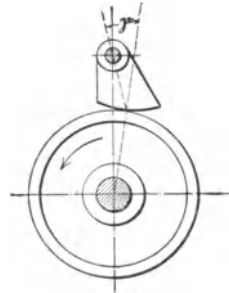


Abb. 374. Klemmgesperre.

gesperre können mit äußerer und mit innerer Verzahnung ausgeführt werden, auch die Klemmgesperre lassen sich für äußeren und inneren Eingriff herstellen; da sie durch Reibung wirken, erfolgt die Sperrung nicht so stoßweise und der Gang ist geräuschlos.

Die Bremswerke können zur vollständigen, aber auch zur teilweisen Vernichtung der Bewegung dienen. Man unterscheidet gesteuerte und selbsttätige Bremsen. Je nach der Gestalt des bremsenden Teils unterscheidet man Backenbremsen, Abb. 375, Kegeltreibradsbremsen (ähnlich den Kegeltreibradkupplungen) und Bandbremsen Abb. 376 und 377. Bei den Magnetbremsen wird der Bremshebel durch die Anziehung eines Magneten betätigt. Um die Bremswirkung zu steigern verwendet man statt glatter Bremsflächen solche mit Keilnuten. Die Kegeltreibradsbremsen finden hauptsächlich in Verbindung mit Sicherheitskurbeln Anwendung. Die Bandbremsen, bei denen ein eisernes oder stählernes Bremsband durch ein Hebelwerk fest um den Umfang der Bremscheibe gespannt wird, werden als einfache, Abb. 376, und Differentialbremsen, Abb. 377, ausgeführt. Durch letztere läßt sich eine beliebige Verkleinerung der Bremskraft erzielen, dadurch, daß das eine Ende des Bremsbandes an einem größeren, das andere an einem kleineren Hebelarm befestigt ist, so daß beim Anziehen des Hebels nur der Unterschied der Hebelarme zur Geltung

kommt, indem das eine Bandende angezogen, das andere nachgelassen wird. Wird das Bremsband mit Holzklötzen belegt, so erhält man die Gliederbremse.

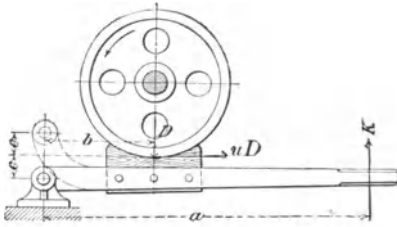


Abb. 375. Backenbremse.

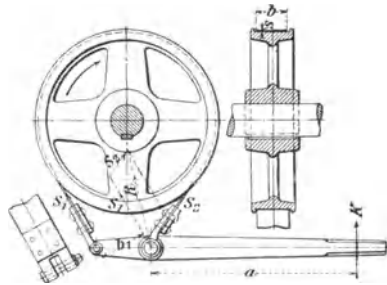


Abb. 376. Einfache Bandbremse.

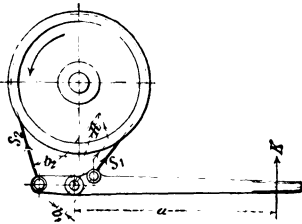


Abb. 377. Differentialbremse.

Während gewöhnliche Bremsen im Ruhezustand ungespannt bleiben, also das Niedersinken der Last zulassen, sitzt bei der Sperradbremse, Abb. 378, die Bremscheibe lose drehbar auf der Welle und wird für den Rücklauf durch ein einseitig wirkendes Gesperre gekuppelt.

Sicherheitskurbeln bleiben beim Rücklaufe stehen und hindern den Lastniedergang selbsttätig, bis durch kurze Rückwärtsdrehung der Kurbel

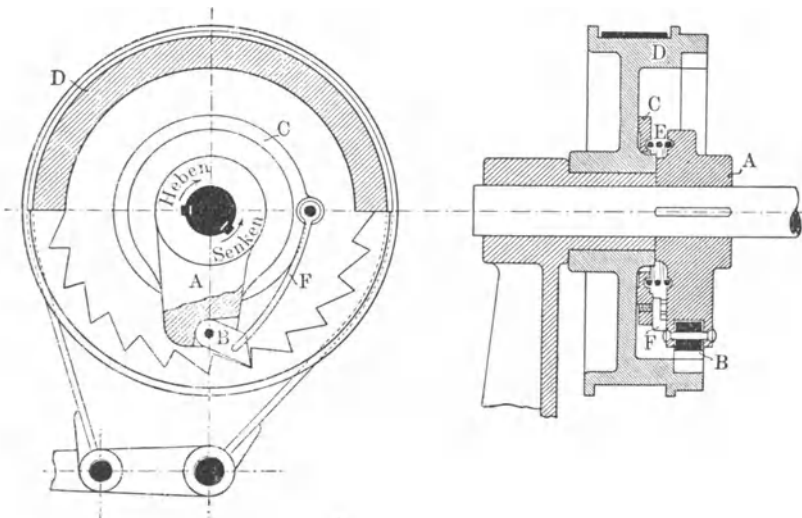


Abb. 378. Sperradbremse.

eine in das Triebwerk eingeschaltete Reibungskupplung soweit gelöst wird, daß sie nunmehr als Bremse wirkt.

Unter den selbsttätigen Bremsen unterscheidet man in der Hauptsache die Schleuderbremsen, Abb. 379, die durch Zentrifugalkraft betätigt werden

und die Drucklager- oder Senksperrbremsen, bei denen der durch die Last beim Anheben hervorgerufene Widerstand eine Reibungskupplung einrückt, die ein Herabsinken der Last verhindert, so daß man beim Senken der Last den Überschuß des Reibungswiderstands durch äußeren Antrieb vernichten muß.

Die elektrischen Bremsen lassen sich einteilen in Magnetbremsen, das sind Band- oder Backenbremsen, die durch einen Elektromagneten betätigt

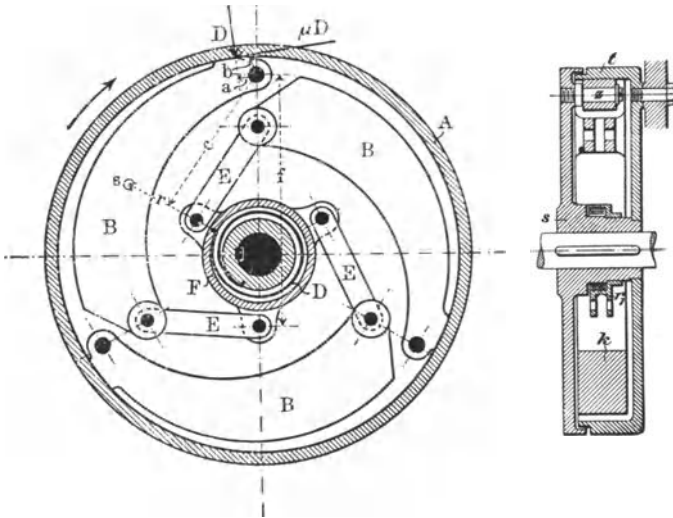


Abb. 379. Schleuderbremse.

werden, in Elektromotoren, die durch die sinkende Last als Generatoren angetrieben werden, wobei der Arbeitsaufwand für die Stromerzeugung bremsend wirkt und in Wirbelstrombremsen, bei denen die in einem kompakten Metallteil, das beim Niedersinken der Last gedreht wird, entstehenden Wirbelströme infolge ihrer magnetischen Wirkungen bremsend wirken.

Kolben und Kolbenstangen.

Bei den Dampf- und Verbrennungskraftmaschinen haben wir Teile kennen gelernt, die die von dem hochgespannten Dampf bzw. den Verbrennungsgasen entwickelte Kraft aufnehmen und zur Erzeugung von Bewegung auf das Getriebe der Maschine übertragen, gleichartige Teile fanden wir bei den Pumpen und Gebläsen, wo sie umgekehrt Kraft und Bewegung vom Getriebe der Maschine auf Flüssigkeiten bzw. Gase übertragen. Wir nennen diese Maschinenteile Kolben, das die Flüssigkeiten oder Gase einschließende Gefäß, in dem sich der Kolben bewegt, Zylinder. Meist führt der Kolben eine geradlinige hin- und hergehende Bewegung aus, seltener findet man Kolben mit drehender Bewegung.

Der Kolben muß sich im Zylinder dicht führen, von dem seltener vorkommenden Fall eines dichteingeschliffenen Kolbens abgesehen, ist hierzu eine besondere Dichtung oder Liderung notwendig. Man unterscheidet nun zwei Arten von Kolben, solche, die die Form einer längeren Walze haben, sich

im Zylinder mit Spielraum bewegen und am oberen bzw. vorderen Teile des Zylinders mit Dichtungsmitteln gedichtet sind, die im Zylinder (in ringförmigen den Kolben umschließenden Hohlräumen den Stopfbüchsen) sitzen: Taucherkolben oder Plungerkolben und solche, die kurz im Vergleich zum Durchmesser, also scheibenförmig sind und am Umfange selbst mit der Dichtung ausgerüstet sind: Scheibenkolben. Erstere findet man hauptsächlich bei Pumpen und hydraulischen Pressen, letztere bei Dampfmaschinen und Gebläsen.

Einen Taucherkolben mit Lederdichtung zeigt Abb. 380. Die Abbildung bedarf keiner weiteren Erläuterung. Am oberen Ende greift unmittelbar die Schubstange an, die die Verbindung mit der Kurbel herstellt (siehe folgenden Abschnitt), eine besondere Kolbenstange haben solche Kolben also nicht. Bei Kolben von größerem Durchmesser kann man den Kolben auch hohl

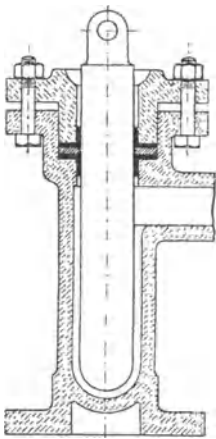


Abb. 380. Taucherkolben.

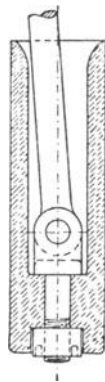


Abb. 381.
Hohler Taucher-
kolben.

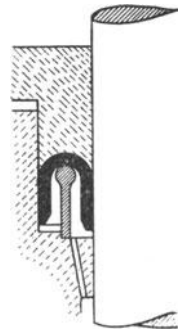


Abb. 382.
Ledermanschetten-
dichtung.

ausführen und die Schubstange, wie Abb. 381 zeigt, im Innern unten oder auch in mittlerer Höhe befestigen, wodurch die Baulänge des Getriebes vermindert wird. Wie Abb. 381 erkennen läßt, nimmt die Schubstange schräge Lagen zur Richtung der Kolbenbewegung an, es treten also seitlich gerichtete Kraftkomponenten auf, die um so größer werden, je kleiner die Schubstangenlänge im Vergleich zum Kurbelradius (der gleich dem halben Kolbenhub ist) wird. Da der Taucherkolben nur in der Stopfbüchse gerade geführt ist, muß man die Schubstange möglichst lang machen.

Die Lederdichtung, Abb. 380, besteht aus zwei Ledermanschetten von winkelförmigem Querschnitt mit einem zwischenliegenden Metallring, sie dichtet sowohl gegen äußeren, wie gegen inneren Überdruck, eignet sich also für Saug- und Druckpumpen. Eine viel verwendete Ledermanschettendichtung für inneren Überdruck zeigt Abb. 382.

Das Wasser muß durch einen Spalt oder entsprechende Bohrungen unter die Manschette treten können. Bei großem Durchmesser des Kolbens kann die Manschette in eine ausgedrehte Nut eingebracht werden, bei kleinerem Durchmesser muß man die Nut nach Abb. 382 durch einen herausnehmbaren Ring

schließen. Der die Manschette stützende eingelegte Metallring wird häufig weggelassen.

Die Herstellung der Lederringe geschieht mit Hilfe geeigneter Formen, in die das vorher in warmem Wasser eingeweichte Leder langsam hineingepreßt wird.

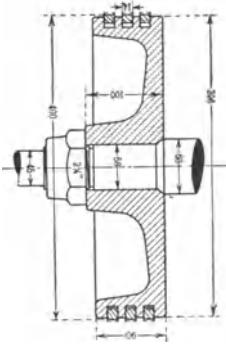


Abb. 383.
Scheibenkolben.

Weitere Dichtungsarten können nach Art der nachfolgend bei Scheibenkolben beschriebenen ausgeführt werden, auch gibt es eine Anzahl patentierter Dichtungen, die hier nicht beschrieben werden können.

Das Material der Kolben ist Schmiedeeisen oder Stahl, Gußeisen oder Bronze, auch Steinzeug. Sehr große Taucherkolben konstruiert man zweckmäßig hohl, aber geschlossen, so daß sie im Wasser schwimmen, dadurch werden die Bewegungswiderstände erheblich vermindert.

Auch die Scheibenkolben werden aus denselben Materialien hergestellt, kleinere voll, Abb. 383, größere hohl, Abb. 384. Der Deckel solcher Kolben wird durch Schrauben mit Bronzemuttern (damit sie nicht festfrieren) auf dem Kolbenkörper befestigt, letztere müssen gegen selbsttätiges Lösen gesichert sein.

Den Durchmesser der Deckelschrauben kann man, wenn d der Durchmesser der Kolbenstange ist, $0,2 d + 10$ bis 12 mm nehmen, die Anzahl der Schrauben: 3 Schrauben, wenn $D < 250$ mm, 4 bis 5 Schrauben, wenn $D =$

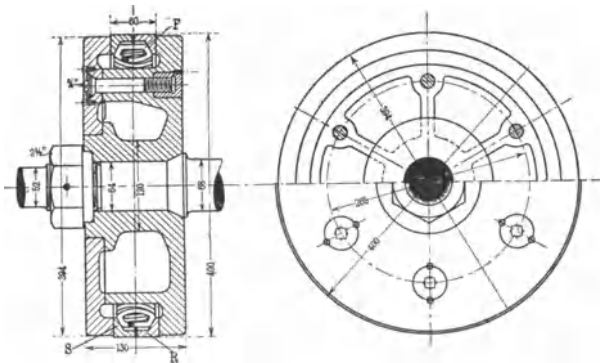


Abb. 384. Hohler Scheibenkolben.

250 bis 400 mm, 6 Schrauben, wenn $D = 450$ bis 700 mm, 8 Schrauben, wenn $D = 700$ bis 900 mm, 10 Schrauben, wenn $D = 900$ bis 1000 mm.

Die äußere Form der Scheibenkolben soll möglichst geschlossen sein, vorspringende Teile wie Schraubenköpfe, Muttern usw. sind zu vermeiden, da sonst schädliche Räume entstehen. Die zur Verwendung kommende Dichtung richtet sich nach der Art der Flüssigkeiten oder Gase, der Höhe des Drucks und der Temperatur.

Hanfliederung (Abb. 385) wird verwendet bei kaltem und warmem Wasser und feuchten Dämpfen von niedriger Temperatur. Da sie leicht

festbrennt und häufig nachgezogen und erneuert werden muß, ist sie durch die Metallpackung fast ganz verdrängt worden.

Zur Dichtung dienen Hanfseile, nicht Zöpfe, man macht, wenn D der Durchmesser des Kolbens bzw. der Stopfbuchse ist, $s = \sqrt{D}$ und $h = 4 \sqrt{D}$.

Lederliderung ist nur für Flüssigkeiten und Gase bis zu einer Temperatur von 30 bis 40° zu verwenden. Für saure Grubenwässer darf sie nicht angewandt werden.

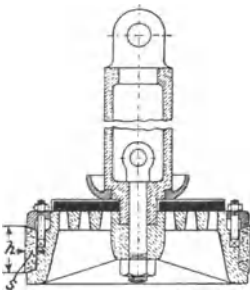


Abb. 385. Kolben mit Hanfliderung.

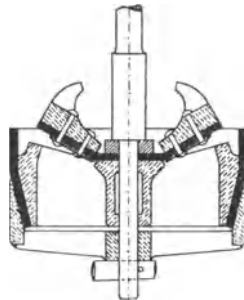


Abb. 386. Kolben mit Lederstüpliderung.

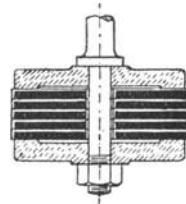


Abb. 387. Pumpenkolben.

Abb. 386 zeigt die Lederstüpliderung aus 3 bis 5 mm starkem Leder; die Dichtungsfläche nimmt man 8 bis 15 mm hoch. Bei Kolben für doppelt wirkende Wasserpumpen verwendet man zwei Ringe von winkelförmigem Querschnitt nach Art der Abb. 380. Manschettenhöhe 12 bis 20 mm, Leder-

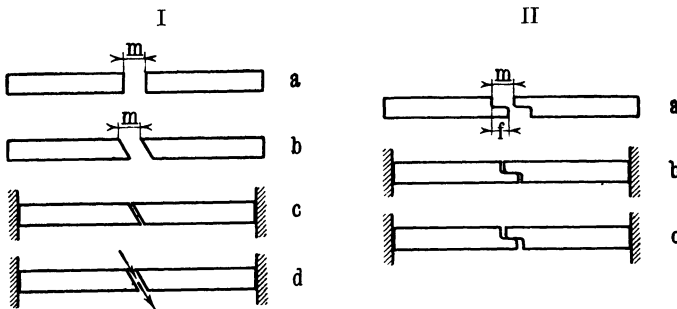


Abb. 388. Kolbenringe.

stärke 3 bis 6 mm. Abb. 387 zeigt einen mit flachen Lederscheiben gedichteten Kolben.

Holzliderung wird nur für Warmwasserpumpen der Kondensationsmaschinen verwandt, sie ergibt wenig Abnutzung.

Bei Metallliderung erfolgt die Abdichtung durch Ringe. Abb. 388 I und II, aus zähem, nicht zu weichem Gußeisen oder Bronze, seltener aus weichem Stahl oder gezogenen Kupfer- oder Messingstangen, die sog. Liderungsringe.

Bei Dampfmaschinen verwendet man ein bis drei Ringe, bei Gasmotoren vier bis acht und noch mehr.

Man hat hier meist die Selbstspanner, welche, aus einem Ring von etwas größerem Durchmesser hergestellt, mit einem geraden Ia oder schrägen Ib, Abb. 388, oder treppenförmigen, Abb. 388 II, Ausschnitt versehen, zusammengespannt und auf den Durchmesser der Zylinderbohrung abgedreht werden. Sie federn dann auseinander und schmiegen sich so der Zylinderwandung dicht an. Rechnet man auf den Ausschnitt $m = \frac{D}{10}$ und auf die Bearbeitung (Vor- und Fertigdrehen) zusammen 6 bis 12 mm, so muß der Durchmesser des rohen Ringes

$$\begin{aligned} D_1 &= D + \frac{m}{\pi} + 6 \text{ bis } 12 \text{ mm} = D + \frac{0,1 D}{\pi} + 6 \text{ bis } 12 \text{ mm} \\ &= 1,032 D + 6 \text{ bis } 12 \text{ mm} \end{aligned}$$

sein.

Die Abbildung zeigt die Ringe im freien und im zusammengepreßten, schließlich etwas abgenutzten Zustand, in welchem bei 388 Id der Dampf durch den Spalt geht.

Die Stärke der Ringe nimmt man, nach Bach, Maschinenelemente, wenn sie aufgebogen über den Kolben gestreift werden sollen:

$$s \geq \frac{D}{30} \text{ für gleichstarke Ringe,}$$

$$s \geq \frac{D}{25} \text{ für ungleichstarke Ringe, die an den Enden bis auf } 0,7 s \text{ abnehmen.}$$

Die Höhe der Ringe $h = s$ bis $3 s$, gewöhnlich $h = 2 s$.

Werden die Ringe nach Abnahme eines besonderen Kolbendeckels in die Nut eingelegt, so kann man sie stärker nehmen, und zwar

$$s = \frac{D}{20}; \quad h = s \text{ bis } 1,5 s; \quad a = 0,075 D$$

Außer den Selbstspannern werden auch Federringe, Abb. 384, verwendet, die selbst nicht auf Spannung abgedreht, sondern durch einen eingelegten Spanning, Federn oder Keile angepreßt werden. Alle Kolbenringe sind sorgfältig nicht klappernd aber auch nicht klemmend einzupassen.

Zweckmäßig ist es, die Ringe in einen besonders aufgeschraubten Teil einzulegen, wie bei dem in Abb. 389 dargestellten Gasmotorenkolben; das Einziehen und Herausnehmen der Ringe wird dadurch erleichtert.

Die Befestigung eines Scheibenkolbens auf der Kolbenstange mit schwach geneigtem Konus und Mutter oder Keil ist unzuweckmäßig, da der Kolbenkörper hierdurch auseinandergetrieben wird. Man verwendet deshalb wie die Abb. 390 einer Kolbenstange zeigt, besser einen unter 45° geneigten Konus.

Das Material der Kolbenstange ist Schmiedeeisen oder der glatteren Oberfläche halber besser Stahl, der Querschnitt kreisförmig, seltener ringförmig. Die Berechnung auf Knickfestigkeit ergibt, wenn l die Länge vom Kolben bis zum Kreuzkopf in Zentimeter, $P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$ die von der Kolbenstange zu übertragende Kraft, E der Elastizitätsmodul (für Schmiedeeisen

2000000 kg/qcm, für Stahl 2150000 kg/qcm) und J das Trägheitsmoment für vollen kreisförmigen Querschnitt $\frac{d^4}{20}$, für ringförmigen Querschnitt $\frac{d_1^4 - d_2^4}{20}$, ist, die Formel

$$m P = \frac{\tau^2 J E}{l^2} = \sim \frac{10 J E}{l^2}.$$

Den Sicherheitskoeffizienten nimmt man $m = 8$ bis 11 , wenn die Belastung zwischen Null und der Maximalkraft P schwankt (einfachwirkende

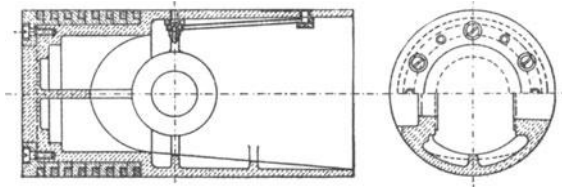


Abb. 389. Gasmotorenkolben.

Maschinen), dagegen $m = 15$ bis 22 , wenn sie zwischen $+P$ und $-P$ schwankt (doppeltwirkende Maschinen).

Einfacher rechnet man

$$d = \sqrt[4]{\frac{P}{P_0}} l^2,$$

wobei $l =$ Länge in Meter, $P_0 = 10$, wenn die Belastung zwischen 0 und P , $P_0 = 5$, wenn die Belastung zwischen $+P$ und $-P$ schwankt.

Die Zylinder werden in der Regel aus Spezialgußeisen, nur bei hohen Pressungen aus Stahlguß, und wenn chemische Einflüsse dies nötig machen,

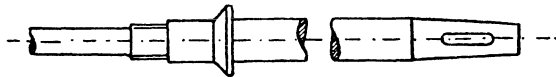


Abb. 390. Kolbenstange.

aus Bronze und anderen Legierungen hergestellt, Schmiedeeisen findet nur selten Verwendung. Der Guß muß dicht und fest sein. Werden die Zylinder stehend gegossen, so wird die Wandstärke gleichmäßiger, ausgebohrt müssen größere Zylinder aber jedenfalls in der Lage werden, in der sie Verwendung finden sollen, da die Durchbiegung durch das Eigengewicht sonst leicht Abweichungen von der Kreisform gibt.

Die Wandstärke von Zylindern für Pumpen und Pressen muß nach Bach bei nicht auszubohrenden gußeisernen Zylindern mindestens sein

$$s = 0,02 D + 10 \text{ mm}$$

bei stehend gegossenen,

$$s = 0,025 D + 12 \text{ mm}$$

bei liegend gegossenen Zylindern, die eines auszubohrenden, stehend gegossenen Zylinders

$$s = 0,02 D + 13 \text{ mm},$$

eines liegend gegossenen Zylinders

$$s = 0,025 D + 15 \text{ mm.}$$

Man soll jedoch stets prüfen, ob die Festigkeitsrechnung nicht eine höhere Wandstärke ergibt.

Mit Rücksicht darauf, daß der Zylinder der Pressung der Flüssigkeiten oder Gase mit hinreichender Sicherheit widerstehen kann, hat man, wenn R_a der äußere Radius, R_i der innere Radius, a ein Zuschlag ist, nach v. Bach zu setzen, wenn der Zylinder einem inneren Überdruck p_i widerstehen soll:

$$R_a = R_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} + a,$$

wenn der Zylinder einem äußeren Überdruck p widerstehen soll:

$$R_a = R_i \sqrt{\frac{k}{k - 1,7 p_a}} + a.$$

Die zulässigen Spannungen kann man hier setzen: für Pumpenzylinder Gußeisen $k_z \leq 200$ kg/qcm $k = 600$ kg/qcm, Stahlguß $k_z \leq 500$ kg/qcm $k = 900$ kg/qcm, für Preßzylinder Gußeisen und Bronze $k_z = 300$ bis 600 kg/qcm, Phosphorbronze 500 bis 1000 kg/qcm, Stahlguß mindestens 1000 bis 1200 kg/qcm (nach Angabe des liefernden Hüttenwerkes). Schweißisen (Quadrat Eisen, schraubenförmig um einen Zylinder gewunden und in Richtung der Achse zusammengeschweißt) $k_z = 900$ bis 1800 kg/qcm.

Bei der Wahl von k_z nimmt man um so niedrigere Werte, je größer die auftretenden Stöße sind und je nachteiliger ein eventuell eintretender Bruch werden kann. Den Zuschlag a nimmt man bei nicht auszubohrenden Zylindern 3 bis 6 mm, bei auszubohrenden Zylindern 8 bis 16 mm. Bei Preßzylindern mit großer Wandstärke kann man $a = 0$ setzen.

Die Wandstärke eines ebenen Zylinderdeckels nimmt man

$$s_1 \geq R_1 \sqrt{\mu \frac{p}{k_b}},$$

wobei R_1 der Radius, gemessen bis Mitte der Deckelschrauben, p der innere oder äußere Überdruck, k_b die zulässige Biegungsspannung (etwa gleich den unteren Werten der oben gegebenen Zugspannungen) und μ ein Koeffizient ist, den man bei innerem Überdruck $= 1,2$, bei äußerem Überdruck $= 0,8$ setzt. Ist der Deckel gewölbt oder durch Rippen verstärkt, so kann man s_1 natürlich kleiner wählen. Zu beachten ist ferner, daß der Abstand der Schrauben von der Dichtungsstelle möglichst klein wird, weil sonst der Deckel durch das Anziehen der Schrauben stark auf Biegung beansprucht wird. Anzahl und Durchmesser der Schrauben kann, wie später bei den „Flanschenrohren“ gegeben, gewählt werden.

Hohlzylinder, welche sehr großen inneren Überdruck auszuhalten haben, stellt man auch aus einem gußeisernen Zylinder mit aufgezogenen schmiedeeisernen Schrumpfringen her.

Das für Dampfzylinder (Abb. 391) verwendete Material, meist Gußeisen, muß dicht sein, der Abnutzung durch Kolben und Schieber wegen eine gewisse Härte, der nicht zu vermeidenden Gußspannungen wegen aber auch eine gewisse Zähigkeit haben.

Die Berechnung der Wandstärke nach der Beanspruchung durch inneren Überdruck gibt hier zu geringe Werte, weshalb man die auch für ausgebohrte Pumpenzylinder geltenden Mindestmaße $s = 0,02 D + 13$ mm für stehend gegossene, $s = 0,025 D + 15$ mm für liegend gegossene Zylinder einhalten muß.

Die Zylinder stehender Maschinen, bei welchen keine Biegungsspannungen auftreten und die Abnutzung sich auf den ganzen Umfang gleichmäßig verteilt, und sehr kurze Zylinder können 10 bis 20% schwächer ausgeführt werden, sehr lange, liegende Zylinder erhalten jedoch vielfach eine größere Wandstärke als die obigen Formeln ergeben.

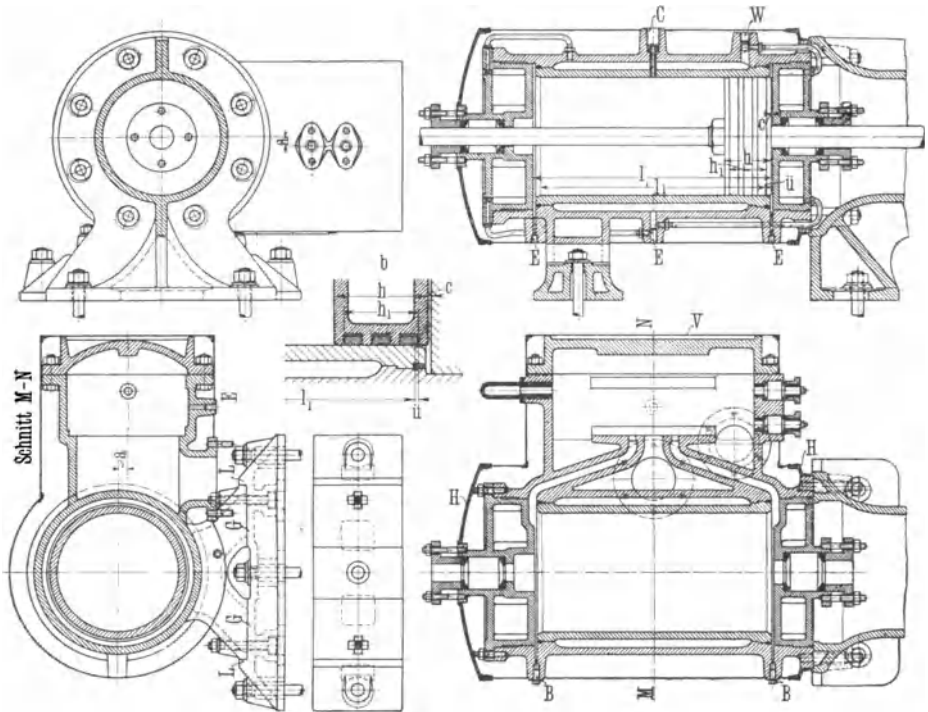


Abb. 391. Dampfmaschinenzylinder.

An den Enden des Zylinders vergrößert man den Durchmesser, damit durch die Abnutzung kein Ansatz erzeugt wird. Die Kolbenringe müssen in ihren äußersten Stellungen etwas in diese Erweiterung hineinragen, also über die eigentliche Zylinderbohrung vorstehen (siehe in der Abbildung den Unterschied zwischen der Lauflänge l und der lichten Länge l_1).

Der Zylinderdeckel wird entweder mit Öl und Schmirgel aufgeschliffen oder durch Zwischenlagen von Asbestpappe, Gummi, Pappe oder Leinwand mit Mennige gedichtet. Im ersteren Falle genügt eine Dichtungsfläche von 10 bis 20 mm, im letzteren Falle geschieht die Abdichtung wie bei den Flanschenröhren. Bei sorgfältig bearbeiteten mit Dichtungsnuten versehenen Flächen genügt auch schon steifer Mennigkitt. Durchmesser und Anzahl der Deckelschrauben ist wie bei den Flanschenröhren zu wählen.

Die Dampfzylinder werden gewöhnlich mit einer Umhüllung von Blech oder Holz versehen, um die Wärmeausstrahlung zu verringern.

Um eine zu starke Abkühlung des Dampfes zu vermeiden, werden die Dampfzylinder mit einem Dampfmantel versehen, der mit Frischdampf geheizt wird. Diese Heizung erstreckt sich vorteilhaft auch auf die Zylinderböden und Zylinderdeckel. Der Dampfmantel wird entweder mit dem Zylinder aus einem Stück gegossen und an der Stirnseite, die zum Zwecke der Entfernung des Kernes, wenigstens zum Teil, offen sein muß, durch den Zylinderdeckel oder einen schwach konischen Ring aus weichem Eisen oder Kupfer, welcher sorgfältig verstemmt wird, verschlossen, oder der Dampfmantel bildet ein Stück für sich, welches über den Zylinder geschoben und mit Eisenkitt, Kupferringen oder Hanf an den Stirnflächen gedichtet wird.

Im übrigen ist bei der Konstruktion der Zylinder auf möglichste Verminderung der schädlichen Räume, spannungsfreien Guß und Ausgleich der auftretenden Wärmedehnungen Rücksicht zu nehmen.

Die Wandungen des Schieberkastens und der Schieberkastendeckel sind als ebene Platten, welche durch den Überdruck p beansprucht werden, zu berechnen. Ist a die Länge, b die kurze Seite, so wird die Stärke s nach C. v. Bach berechnet nach der Formel

$$s \geq \frac{b}{2} \sqrt{\mu \frac{2}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2} \frac{p}{k_b}},$$

wobei man $\mu = \frac{3}{4}$ bis $\frac{9}{8}$ setzt, je nach der Befestigung des Deckels. Der erste Wert gilt für eine am Rande fest eingespannte, der andere für eine frei aufliegende Platte.

Der Erhöhung der Spannung durch den Temperaturunterschied der Innen- und Außenseiten wegen nimmt man k_b höchstens 200 bis 250 kg. Ordnet man, um eine größere Widerstandsfähigkeit zu erzielen, Rippen an, so sollen diese, da bei Gußeisen die Druckfestigkeit größer als die Zugfestigkeit ist, möglichst an der auf Druck beanspruchten Seite, also innen, liegen. Noch vorteilhafter sind gewölbte Deckel. Bei hohen Pressungen und großen Abmessungen wendet man an Stelle des Gußeisens besser zähen Stahlguß oder geschmiedete Deckel an.

Ist die Gesamtfläche durch Rippen in einzelne Felder zerlegt, so ist die Fläche dieser Felder der Berechnung zugrunde zu legen.

Was die Deckelschrauben betrifft, so ist zu beachten, daß sich bei elliptischen und rechteckigen Deckeln die Kraft nicht wie bei den runden Deckeln gleichmäßig über alle Schrauben verteilt. Man kann die auf die am stärksten beanspruchte Schraube entfallende Zugkraft, wenn Q die gesamte Pressung auf die Fläche ($Q = F \cdot p$), t die Schraubenteilung und e der kleinste Abstand der Schraube vom Schwerpunkte der Fläche ist, nach der Abelschen Formel

$$P = \frac{Q \cdot t}{2 \pi e}$$

berechnen. Den Kerndurchmesser der Schraube findet man dann, gute Beschaffenheit derselben und des Dichtungsmaterials vorausgesetzt, aus der Formel

$$d_1 = 0,045 \sqrt{P} + 0,5 \text{ cm.}$$

Um den Kolbenstangen, bzw. bei Taucherkolben dem Kolben, selbst eine hin- und hergehende Bewegung zu ermöglichen, ohne daß die Flüssigkeiten oder Gase aus dem Zylinder austreten können, bringt man Stopfbüchsen an.

Die wesentlichen Teile der Stopfbüchsen sind (Abb. 392) R die Büchse, B die Brille, im Ringraum von der Breite s und Höhe h die Packung, S die Schrauben zum Zusammenpressen der Packung, G die Grundbüchse.

Die Brille wird für schwache Stangen ganz aus Bronze gefertigt, für stärkere aus Gußeisen mit Bronzefutter, die Grundbüchse ist aus Bronze.

Als Dichtungsmaterial werden quadratische oder runde Schnüre aus Hanf, Baumwolle oder Asbest, in Talg gekocht oder mit Graphit geschmiert, in einer Spirale oder in Ringen mit versetzten schräg geschnittenen Teilstellen eingelegt, ferner Leder, Gummi, Metallgewebe, Metallringe usw. verwendet. Hanf-, Baumwoll- und Asbestpackung bezeichnet man als Weichpackung.

Die Weite s nimmt man, wenn d der Durchmesser der Stange in Zentimeter ist, bei Hanf-, Baumwoll-, Asbestpackung u. dgl.

$$s = 0,8 \sqrt{d},$$

die Höhe der Packung $h = d_1$, die Wandstärke etwa $\frac{d}{10} + 1,5$ cm.

Bei Wasser darf h etwas kleiner, bei Luft etwas größer gewählt werden. Je höher die Packung, um so dauerhafter ist sie im Betriebe und um so geringer ist die Reibungsarbeit

Die Grundbüchse soll eine Länge $h_1 = d$ bei liegenden und $h_1 = \frac{d}{2}$ bei stehenden Kolbenstangen haben.

Das Anziehen der Stopfbüchsenbrille geschieht durch Schrauben, am besten drei, nur bei Stopfbüchsen von untergeordneter Bedeutung zwei, weil sich bei zwei Schrauben die Stopfbüchse leicht schief zieht. Den Durchmesser δ der Schrauben kann man nach folgender Tabelle nehmen:

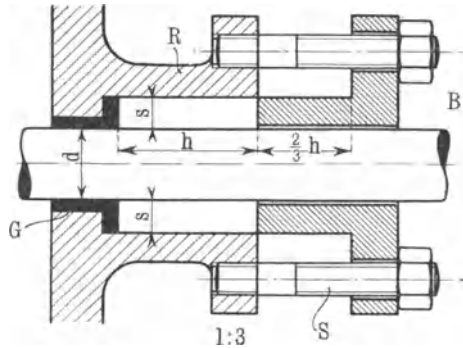


Abb. 392. Stopfbüchse.

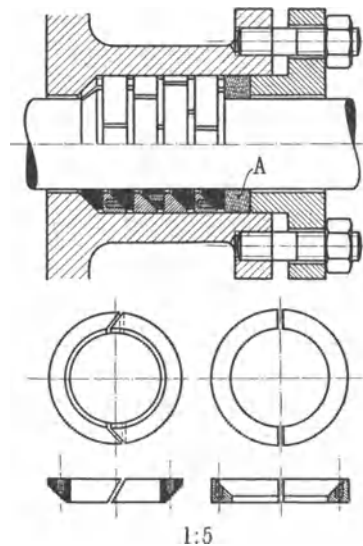


Abb. 393. Howald-Metallpackung.

$d = 30; 40 \text{ bis } 50; 60 \text{ bis } 70; 80 \text{ bis } 90; 100 \text{ bis } 110; 120 \text{ mm}$
 $\delta = \frac{1}{2} \quad \frac{5}{8} \quad \frac{3}{4} \quad \frac{7}{8} \quad 1 \quad 1\frac{1}{8}'' \text{ engl.}$

In neuerer Zeit verwendet man mehr und mehr Metalliderung für Stopfbüchsen. Diese erfordert eine ununterbrochene, sorgfältige Schmierung.

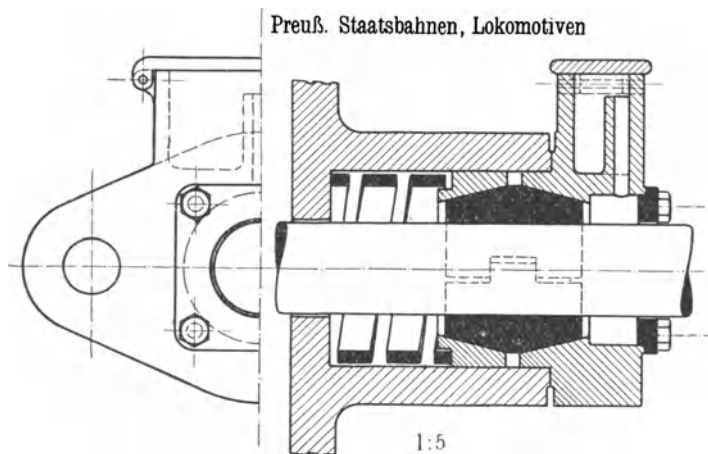


Abb. 394. Metallpackung.

Abb. 393 zeigt die Howaldsche Packung, Abb. 394 eine für Lokomotiven an gewandte Packung.

Der innere Durchmesser d_1 der Büchse kann bei Metallpackung ungefähr

$$d_1 = 1,4 d + 1 \text{ cm}$$

genommen werden.

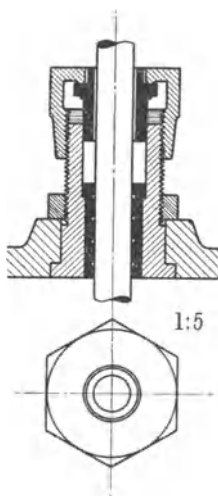


Abb. 395. Stopfbüchse mit Mutter.

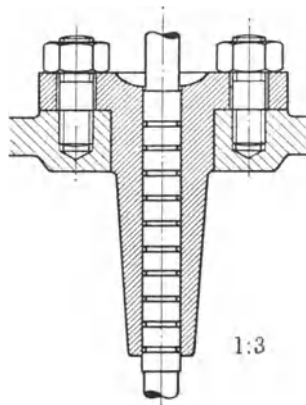


Abb. 396. Labyrinthdichtung.

Stopfbüchsen mit Lederpackung, wie sie für Pumpen und hydraulische Pressen Verwendung finden, sind unter Kolben schon beschrieben worden.

Abb. 395 zeigt eine solche Stopfbüchse, bei welcher die Brillenschrauben dadurch vermieden sind, daß eine Mutter, welche auf der Packungshülse aufgeschraubt ist, über die Brille übergreift und diese so anzieht.

Unter Labyrinthdichtung, Abb. 396, versteht man eine Abdichtung durch mehrere in die Stange oder die Büchse (bzw. den Kolben) eingedrehte Nuten, in denen die Flüssigkeit einen unelastischen Stoß erfährt, auch füllen sich die Rillen mit Öl oder Fett, bzw. mit Kondenswasser, so daß die Durchströmung um so mehr gehindert wird, je mehr Rillen vorhanden sind. Die Ausfüllung der Rillen mit einem dichteren Stoff als demjenigen, gegen welchen abgedichtet werden soll, ist jedenfalls von großem Einfluß auf die Güte dieser Dichtung.

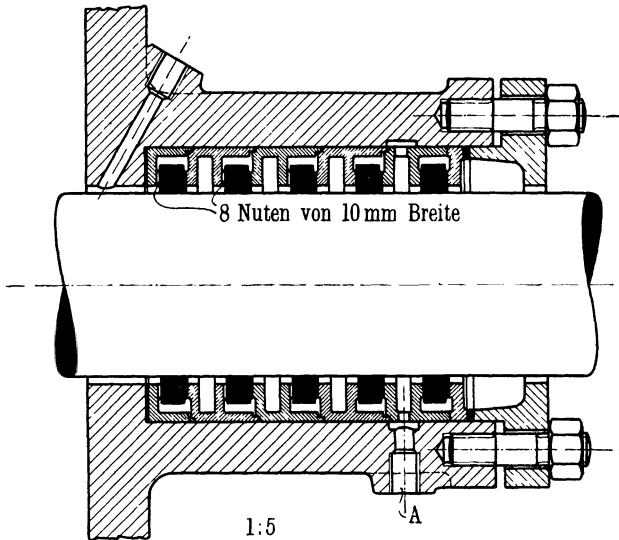


Abb. 397. Lentzsche Packung.

Mit dieser Dichtung verwandt sind verschiedene Stopfbüchsenkonstruktionen, bei denen eine größere Zahl einzelner Ringe in hintereinanderliegende Nuten der Stopfbüchse eingelegt sind, wie bei der Lentzschens Packung (Abb. 397).

Wo die Schmierung der Stopfbüchse durch die von der Stange mitgenommene Feuchtigkeit nicht genügt, schmirt man durch vor der Stopfbüchse auftropfendes Öl, bei stehenden Stopfbüchsen durch einen die Stange umschließenden Öltrog oder durch Stauerbüchsen, die Starrschmiere in einen die Stange umgebenden Ölring pressen. Bei größeren Stopfbüchsen werden die Muttern mit Zahnrad- oder Schneckenantrieb genau gleichmäßig angezogen, um Schiefziehen zu vermeiden.

D. Maschinenteile zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in eine drehende und umgekehrt.

Allgemeines.

Das bekannteste Getriebe dieser Art ist der Kurbeltrieb mit seinen Abarten Exzenter, Kreuzschleife, Kurbelschleife. Diese Getriebe lassen sich aber nur anwenden, wenn der Hub der hin- und hergehenden geradlinigen Bewegung nicht zu groß ist. Bei sehr großem Hube kommen für die Umwandlung der umlaufenden Bewegung in eine geradlinige in Frage Zahn-

stange und Zahnrad, Zahnstange und Schnecke und Schraubenspindel und Mutter. Gegenüber dem Kurbeltrieb haben diese Getriebe noch den Vorteil, daß sie eine gleichförmige Bewegung ergeben, die, wie wir sehen werden, beim Kurbeltrieb nicht erzielt wird, dagegen erfordern sie am Hubende besondere Umkehrmechanismen. Bei Zahnstange und Zahnrad ist das Getriebe in beiderlei Sinne verwendbar, die Reibungsverluste sind gering. Bei Zahnstange und Schnecke, Abb. 398, und Schraubenspindel und Mutter ist der Gang sanfter, aber die Reibungsverluste sind groß. Um sie klein zu halten muß man

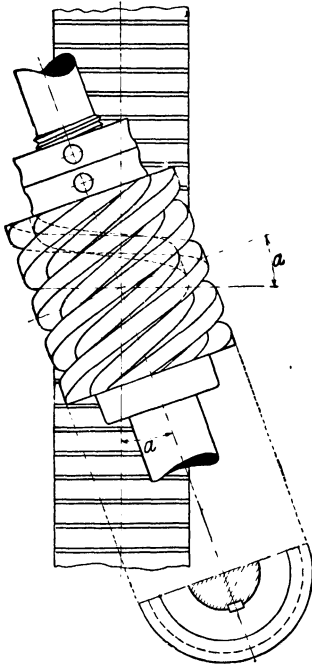


Abb. 398. Zahnstange und Schnecke.

große Steigungen der Schnecke bzw. Schraube anwenden, also mehrgängiges Gewinde. Aber auch in diesem Falle eignen sich die Getriebe nur zur Umwandlung der drehenden Bewegung in eine geradlinige. Die Anwendung zur Verwandlung der geradlinigen Bewegung in eine drehende findet sich sehr selten, z. B. beim Drillbohrer. Der Schneckenantrieb ist billiger herzustellen als der Schraubenantrieb, bei letzterem ist aber die Abnutzung geringer. Die Achse der Schnecke wird meist um den Steigungswinkel α (Abb. 398) gegen die Zahnstange geneigt angeordnet, damit deren Zähne rechtwinklig zur Mittellinie stehen können. Soll durch die Reibung kein Seitendruck auf die Zahnstange ausgeübt werden, so müssen die Zähne der Zahnstange um den Reibungswinkel ρ von der rechtwinkligen Lage zur Mittellinie abweichen, der Winkel, den die Schnecke mit der Zahnstange bildet, muß dann um den Reibungswinkel ρ größer sein als der Steigungswinkel α .

Die Zahnstangenlänge muß bei Zahnstange und Rad um den Teilkreisdurchmesser des Zahnrades, bei Zahnstange und Schnecke um die Schneckenlänge größer sein, als der Hub, ebenso muß bei Schraubenspindel und Mutter die Schraubenspindel um die Mutterlänge größer sein, als der Hub. Was die weitere konstruktive Durchbildung dieser Getriebe betrifft, kann auf die Abschnitte „Schrauben“ und „Zahnräder“ verwiesen werden.

Kurbeltrieb.

Der Betrachtung des Kurbeltriebes und seiner auch für die oben genannten Arten geltenden Kraft- und Bewegungsverhältnisse wollen wir die normale Ausführung, wie wir sie bei der Kolbendampfmaschine finden, zugrundelegen.

Das Kurbelgetriebe besteht aus dem Kreuzkopf, welcher durch die Gleitbahn geführt ist und eine geradlinig hin- und hergehende Bewegung ausführt, der Kurbel, welche mit dem sich drehenden Teil fest verbunden

Kurbelarmes fallende Komponente K , welche die Kurbelwelle auf Biegung beansprucht und den Kurbelwellenzapfen gegen die Lagerschale preßt (Abb. 400).

Stehen Kurbel und Schubstange senkrecht aufeinander, so ist die Tangentialkraft T gleich S (nach dem über S_{\max} Gesagten annähernd gleich P), es wird also dann die ganze Schubstangenkraft zur Hervorbringung der drehenden Bewegung nutzbar gemacht; die Komponente K dagegen wird in diesem Falle gleich Null. Fällt hingegen die Schubstangenrichtung mit der Richtung des Kurbelarmes in eine Linie, so wird $K = S$, die Tangentialkraft dagegen Null; die Schubstangenkraft S , die in diesem Falle gleich P ist, kann also dann gar nicht drehend wirken (Totpunktlagen). Auch die Komponente V (Abb. 399) ist dann gleich Null.

Die Beziehungen zwischen dem Wege des Kreuzkopfes und dem Wege des Kurbelzapfens lassen sich gleichfalls leicht auf zeichnerischem Wege ermitteln.

Man findet dann, daß bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes zu Anfang und Ende des Hubes am kleinsten, in der Mitte am größten, nämlich gleich der Geschwindigkeit des Kurbelzapfens ist.

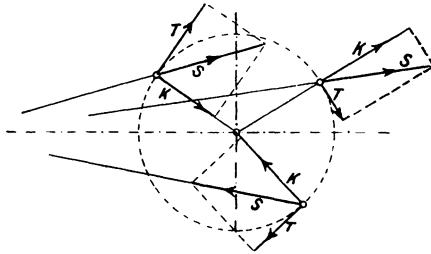


Abb. 400. Kräfte am Kurbelzapfen.

Während einer Umdrehung macht der Kurbelzapfen den Weg $d\pi$, der Kreuzkopf den Weg $2d$ (der Kolbenhub ist gleich dem Durchmesser des Kurbelkreises), die mittleren Geschwindigkeiten beider Teile verhalten sich also wie $\pi : 2$.

Somit ist die mittlere Geschwindigkeit des Kurbelzapfens das 1,57fache der des Kreuzkopfs, die mittlere Geschwindigkeit des Kreuzkopfes das 0,64fache der des Kurbelzapfens.

Die an der Kurbel geleistete Arbeit ist gleich dem Produkt aus dem Mittelwerte des Tangentialdruckes und dem Wege des Kurbelzapfens. Um den mittleren Tangentialdruck zu bestimmen, bestimmt man für eine größere Anzahl Kurbelstellungen die Größe des Tangentialdruckes auf die früher beschriebene Weise, addiert diese Werte und teilt die Summe durch die Anzahl derselben.

Um die Änderung des Tangentialdruckes zu veranschaulichen, kann man dessen Werte auch auf einer Linie, deren Länge dem Umfang des Kurbelkreises gleich ist, als Ordinaten auftragen. Dies empfiehlt sich besonders bei veränderlichem Kreuzkopfdrucke (Expansionsmaschinen, den der betr. Kurbelstellung entsprechenden Kreuzkopfdruck entnimmt man dem Expansionsdiagramm). Der Inhalt des so erhaltenen Diagrammes ist dann gleich der geleisteten Arbeit.

Zu einem solchen Kurbeltriebe gehören also drei Hauptteile, die „Geradföhrung“ der geradlinig sich bewegenden Stange (in unserem Falle des Pleuelstanges durch Kreuzkopf und zugehörige Gleitbahn, die Schubstange und die auf der sich drehenden Welle sitzende Kurbel selbst. Bei der Bespre-

chung dieser Teile werden sich auch die eingangs erwähnten Abweichungen von der normalen Ausführung des Kurbelmechanismus ergeben.

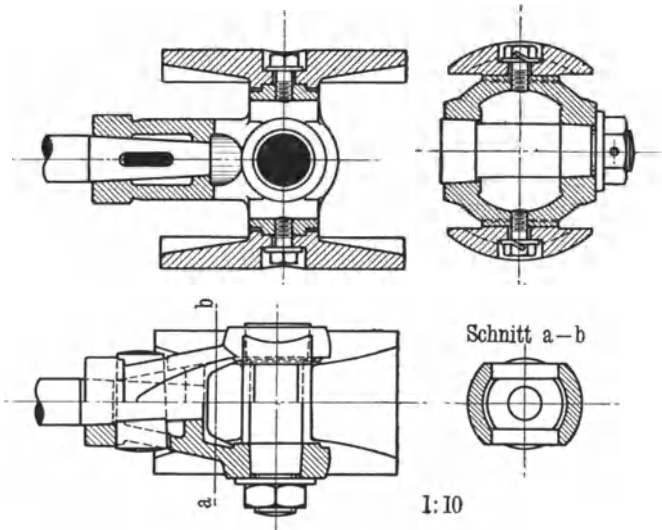


Abb. 401. Kreuzkopf.

Der Kreuzkopf oder das Querhaupt besteht aus dem Auge für den Kreuzkopfpzapfen und den Gleitschuhen. Diese müssen so groß sein, daß die

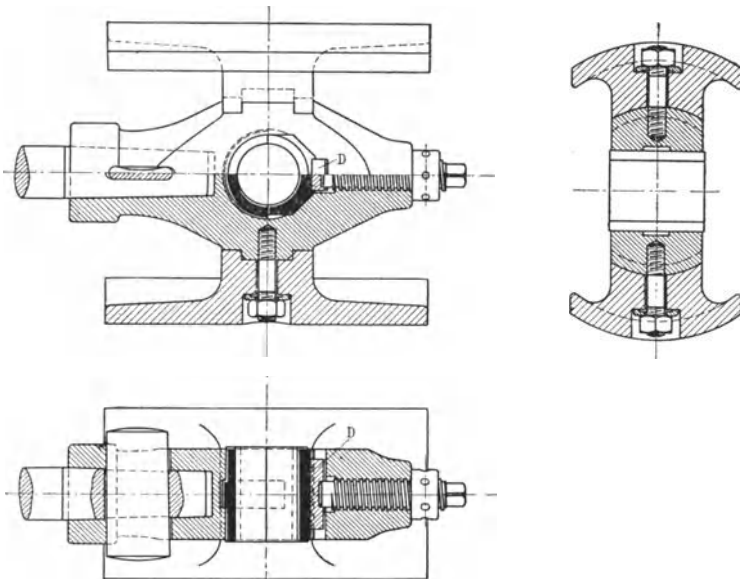


Abb. 402. Kreuzkopf.

Pressung durch die Komponente V (Abb. 399) zwischen Gleitschuh und Gleitbahn etwa 1 bis höchstens 3 kg/qcm nicht überschreitet.

Der Kreuzkopfkörper besteht aus Gußeisen oder Stahlguß, die Gleitschuhe, die 2- bis 3,5mal so lang als breit gemacht werden, aus Gußeisen, zuweilen mit Weißmetallfutter oder Rotgußfutter, sie sind bei manchen Ausführungen durch Keile oder Schrauben nachstellbar.

Früher lagerte man den Kreuzkopfzapfen meist fest im Kreuzkopf (Abb. 401), neuerdings verwendet man oft gabelförmige Schubstangen, welche den Zapfen tragen; der Kreuzkopf enthält hier nur das Zapfenlager (Abb. 402).

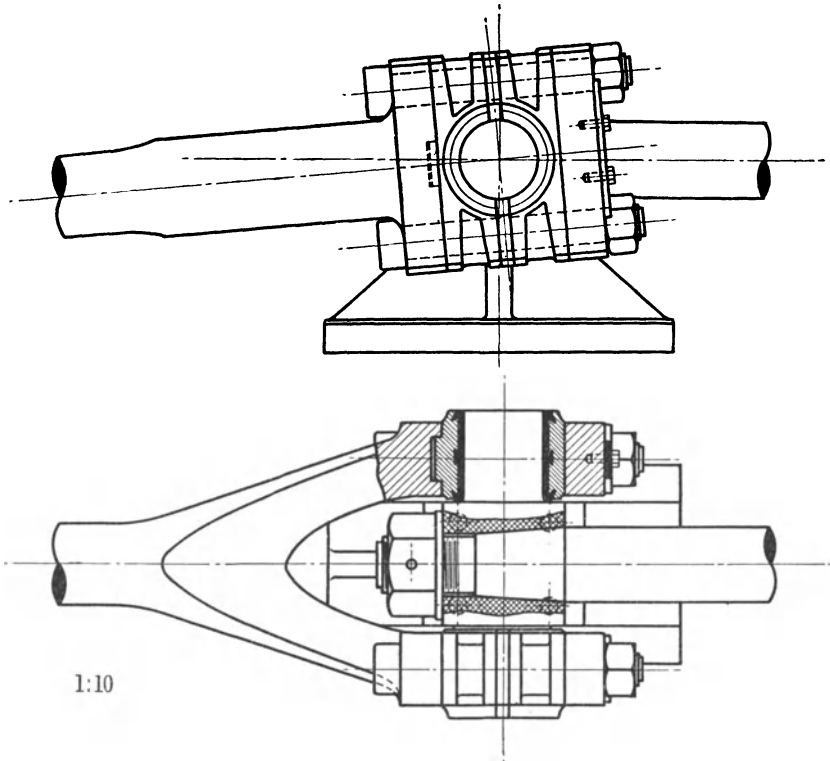


Abb. 403. Kreuzkopf.

Seltener sind Kreuzköpfe mit nach beiden Seiten vorragenden Zapfen, deren Lager die Gabel der Schubstange trägt.

Abb. 403 zeigt einen Kreuzkopf für einseitige Führung.

Die Länge des Kreuzkopfzapfens nimmt man 1,5 bis 1,8 d , die Flächenpressung (Material: Stahl) bis 120 kg/qcm.

Die Schmierung des Kreuzkopfzapfens geschieht durch einen Abstreifer.

Die Gleitbahnen bilden meist gleichzeitig die Verbindung zwischen Zylinder und Kurbelwellenlager. Sie sind entweder nur am Zylinder angeschraubt, oder stützen sich am Zylinderende noch auf einen Fuß, bei großen Maschinen liegen sie in der ganzen Länge auf. Stehende Maschinen erhalten einseitige oder zweiseitige Führungsstände. Die Länge der Gleitfläche muß um 2 bis 3 cm kleiner sein als die Summe von Hub und Gleitschuhlänge,

damit der Gleitschuh an beiden Seiten überläuft und nicht bei der Abnutzung der Gleitbahn Erhöhungen stehen bleiben. Gleitbahnen für einseitige Führung werden gehobelt oder gefräst, solche für zweiseitige Führung ausgebohrt, der Durchmesser der Bohrung richtet sich nach den äußersten Stellungen der Schubstange.

Man kann eine Stange auch durch Lager oder Büchsen gerade führen, die Schubstange müßte dann aber gabelförmig über das äußere Lager greifen. In solchen Fällen kann man die Kurbelschleife (Abb. 404) verwenden. Der Kurbelzapfen ist in einem Gleitstück gelagert, das sich bei der Umdrehung der Kurbel in einem rechtwinklig zur Stangenrichtung stehenden Langloch hin- und herschiebt. Eine noch gedrungenerer Ausführung des gleichen Mechanismus, auch Kreuzschleife genannt, zeigt Abb. 405. Man findet diese Ausführung,

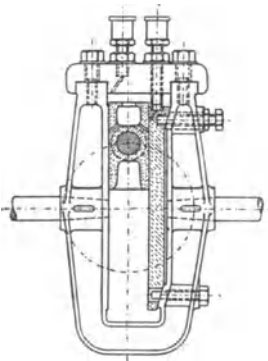


Abb. 404. Kurbelschleife.

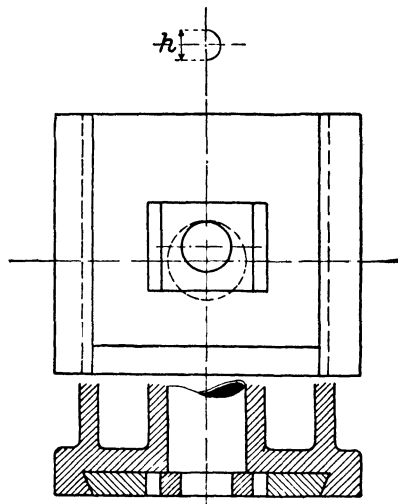


Abb. 405. Kreuzschleife.

bei der eine Schubstange ganz wegfällt, bei Scheren u. dgl. Im Stößel befindet sich ein zur Bewegungsrichtung senkrechter Schlitz (Kulisse), in dem sich das den Kurbelzapfen (hier nur ein exzentrisch angedrehter Zapfen) aufnehmende Gleitstück (Kulissenstein genannt) bei der Umdrehung des Kurbelzapfens hin- und herschiebt. Bei beiden Mechanismen haben wir zwar die jedem Kurbelmechanismus anhaftende Ungleichförmigkeit der Bewegung, dadurch bedingt, daß die Komponenten der Tangentialkraft parallel und rechtwinklig zur geradlinigen Bewegungsrichtung in verschiedenen Stellungen des Kurbelzapfens verschiedene Größe haben und die erstere in zwei Totpunkten gleich Null ist, aber wir haben nicht die Ungleichförmigkeiten, durch die Veränderlichkeit des Winkels, den die Schubstange mit der Richtung der geradlinigen Bewegung nach Abb. 399 einschließt, dieser Winkel ist immer gleich Null, was bei Abb. 399 nur bei unendlich langer Schubstange der Fall sein würde, man spricht deshalb hier vom Kurbelmechanismus mit unendlich langer Schubstange.

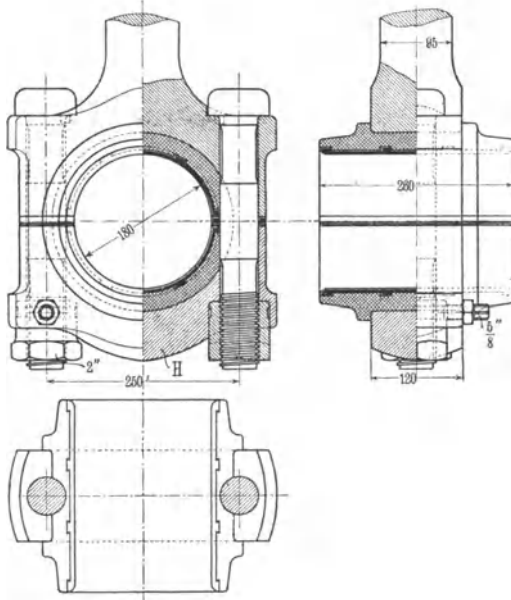


Abb. 406. Schubstangenkopf.

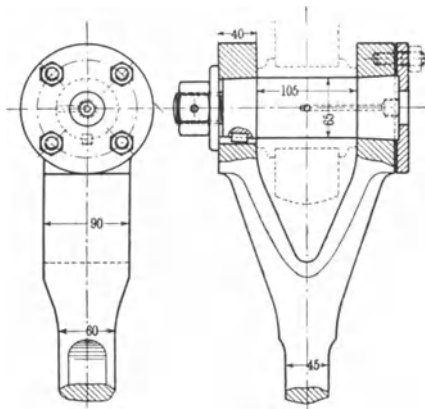


Abb. 407. Gabelkopf.

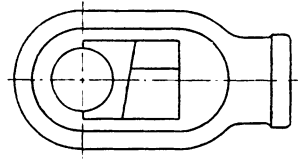


Abb. 408. Schubstangenkopf.

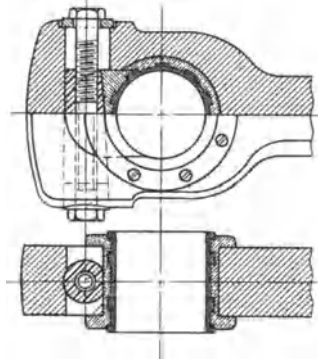


Abb. 409. Schubstangenkopf.

Seltener finden Geradfürungen durch Gelenkstangen, z. B. das Wattsche Parallelogramm Anwendung.

Die Schubstange auch Pleuel-, Bläuel-, Treib-, Lenkstange genannt, besteht aus dem Schaft und den beiden einen Zapfen lagerartig umschließenden oder selbst einen Zapfen tragenden Schubstangenköpfen.

Die Hauptanforderungen, die man an Schubstangenköpfe stellen muß, sind nach Bach folgende:

1. die Achsen beider Köpfe müssen genau parallel laufen;

2. die Berührung zwischen Zapfen und Lagerschale muß auf der ganzen Länge der letzteren stattfinden;

3. die Abnutzung der Lagerschalen soll so ausgleichbar sein, daß die Entfernung der Lagermitten sich nicht ändert;

4. die Köpfe sollen möglichst leicht sein;

5. vorspringende Teile und Ecken sind tunlichst zu vermeiden. Im übrigen gilt das über Lager und Zapfen Gesagte.

Abb. 406 zeigt eine häufig zu findende zweiteilige, also offene Ausführung. Abb. 407 einen Gabelkopf. Eine andere Ausführung des Gabelkopfes, bei der der Kreuzkopf die Zapfen, die Gabel die Lager trägt, ist wenig zu finden. Geschlossene Köpfe zweckmäßiger Bauart und Herstellung zeigen die Abb. 408 und 409. Der erstere ein einfacher Rotgußkopf für kleinere Zapfen geeignet, bildet selbst die vordere Lagerschale, der Lagersitz wird hydraulisch gestanzt, hintere Lagerschale und Keil gleichfalls aus Rotguß werden auf hydraulischen Pressen durch Matrizen gezogen. Bei Abb. 409 sind Lagerschale und Keil Rundkörper. Der Keil wird zylindrisch gedreht, die Keilfläche angehobelt. Der Lagersitz wird durch Bohren oder Fräsen hergestellt. Dadurch, daß die Lagerschale das besonders kräftig ausgebildete Druckstück umgreift, so daß ein Federn ausgeschlossen ist, wird auch ein Kneifen der Lagerschalen, das bei Köpfen gewöhnlicher Konstruktion häufig auftritt, vermieden.

Bei der Berechnung von Schubstangenköpfen nimmt man für alle auf Zug, Druck oder Biegung beanspruchten Teile die zulässige Spannung für Schmiedeeisen 300 kg/qcm, für Stahl 400 kg/qcm (bei vorzüglichem Material kann man das 1,5fache dieser Werte annehmen), für Schrauben aus zähem Stahl 300 bis 500 kg/qcm (für den Kernquerschnitt). Die Zugkraft von Schrauben, die einen Keil anzuziehen haben, nimmt man bei einem Anzug der Keile 1:5 gleich dem fünften Teil der Schubstangenkraft S bzw. P .

Bei kleineren Schubstangenköpfen wird die Lagerschale statt durch einen Keil auch durch eine Schraube nachgestellt.

Die den Schubstangenschaft beanspruchende Kraft P tritt abwechselnd als Zug- und als Druckkraft auf, im zweiten Falle wirkt sie der großen Schubstangenlänge wegen knickend. Bei größeren Umdrehungszahlen ist aber auch die durch die Trägheit der schwingenden Massen bei der Bewegungsumkehr hervorgerufene Ausbiegung in Richtung der Schwingungsebene zu berücksichtigen.

Die Berechnung auf Knickfestigkeit liefert, wenn J das kleinste Trägheitsmoment in bezug auf die neutrale Achse:

$$\frac{d^4}{20} \text{ für kreisförmigen Querschnitt,}$$

$$\frac{b^3 h}{12} \text{ für rechteckigen Querschnitt (mit } b = 0,5 \text{ bis } 0,6 h),$$

E der Elastizitätsmodul des Materiales in Kilogramm pro Quadratcentimeter, l die Schubstangenlänge in Zentimeter und m ein Sicherheitskoeffizient ist, die Formel

$$J = \frac{m P l^2}{\pi^2 E}.$$

Den Sicherheitskoeffizienten nimmt man gewöhnlich $m = 25$, wobei für mittlere Umdrehungszahlen auch die oben erwähnte Biegungsbeanspruchung berücksichtigt ist, bei hohen Umdrehungszahlen nimmt man m bis 60, bei niedrigen Umdrehungszahlen und kleinen Maschinen geht man herunter bis auf $m = 15$.

Die aus diesen Formeln berechneten Werte von d und h sind die mittleren Maße, nach dem Kurbelzapfen hin nimmt der Schubstangendurchmesser bis $0,8 d$, nach dem Kreuzkopfpapfen hin bis $0,7 d$ ab bei großem

Kurbelzapfen aber vielfach nach dem Kurbelzapfen auch auf $1,3 d$ zu, bei schnelllaufenden Maschinen rückt der gefährdetste Querschnitt um so weiter nach vorn, je höher die Umdrehungszahl ist. Die Seiten sind dann abgeflacht (Abb. 409). Die Breite b rechteckiger Stangen ist unveränderlich, die Höhe am Kurbelzapfenkopf $= 1,2 h$, die am Kreuzkopf $= 0,8 h$.

Lokomotivschubstangen erhalten auch T-förmigen Querschnitt.

Unter normalen Verhältnissen kann man einfacher nach Bach (Die Maschinenelemente) setzen für schmiedeeiserne Schubstangen von:

$$\text{rundem Querschnitt} \quad P = 40000 \frac{d^4}{l^2},$$

$$\text{rechteckigem Querschnitt} \quad P = 200000 \frac{b^4}{l^2},$$

wenn $h = 1,8 b$ ist.

Bei Lokomotiven, da sich bei dem raschen Wechsel von Zug und Druck Formänderungen nicht ausbilden können bis zu

$$P = 1000000 \frac{b^4}{l^2},$$

wenn $h = 2 b$ ist.

Für Schubstangen aus Holz, mit $h = 1,5 b$,

$$P = 10000 \frac{b^4}{l^2}.$$

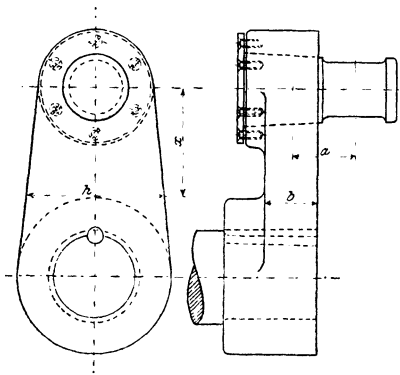


Abb. 410. Stirnkurbel.

Die Kurbel nennt man Stirnkurbel, wenn sie sich am Ende der Welle befindet, Abb. 410, im anderen Falle (Abb. 411) Krummzapfen oder gekröpfte Welle.

Kurbelzapfen und Kurbelwellenzapfen sind wie unter Zapfen und Wellen erläutert zu berechnen.

Den Durchmesser des Auges für den Kurbelzapfen macht man gleich dem doppelten Zapfendurchmesser, den Anzug des Konus beiderseitig 1:12

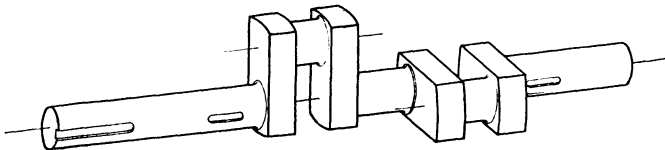


Abb. 411. Gekröpfte Welle.

bis 1:25, die Länge des Auges d bis $1,5 d$, die Keilhöhe $0,5 d$ bis $0,6 d$, die Keilstärke $0,2 d$ bis $0,25 d$, falls der Anzug des Zapfens durch Schraube erfolgt, den Schraubendurchmesser gleich $\frac{d}{2}$.

Der Durchmesser des Wellenzapfens wird einige Millimeter kleiner genommen als der Durchmesser der Lagerstelle, die Nabenstärke $0,4 D + 1 \text{ cm}$,

die Nabelänge $l = 0,8 D$ bis $1,5 D$, wenn die Kurbel warm oder mittels Presse genau aufgezogen, $l \geq 1,25 D$, wenn sie aufgekeilt wird.

Auch die warm aufgezogenen Kurbeln werden meist noch mit einem Rundkeil verkeilt. Beim Warmaufziehen macht man die Bohrung um 2,5- bis 5 Tausendstel kleiner als den Zapfen, beim Aufziehen mit der Druckwasser- presse wird das Wellenende im Verhältnis 1:100 konisch abgedreht.

Bei der Berechnung des Kurbelarms ist die in der Richtung der Biegung zu messende Höhe h des Rechteckquerschnitts durch die Abmessungen der Nabe gegeben, es handelt sich noch um die Berechnung der Breite b (in der Zapfenrichtung gemessen):

In der Stellung, in der Schubstange und Kurbel einen rechten Winkel miteinander bilden, wirkt der Kurbelzapfendruck P biegend, ist sein Abstand von der zu berechnenden Stelle x , so ist also das Biegemoment $P x$. Außer-

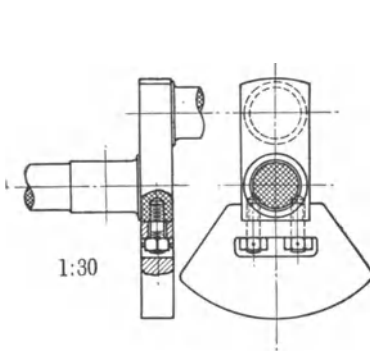


Abb. 412. Kurbel mit Gegengewicht.

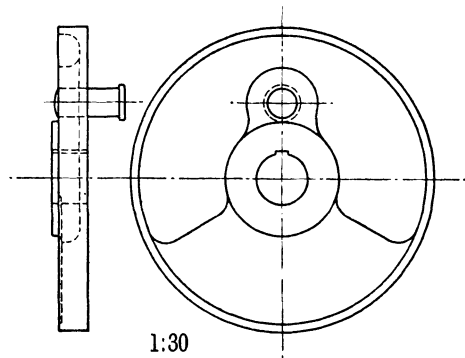


Abb. 413. Kurbelscheibe.

dem wirkt er aber auch am Hebelarm a verdrehend, das Drehmoment ist $P a$. Da der Querschnitt rechteckig ist, so hat man nach der Formel

$$\frac{b h^2}{6} k_b = \frac{3}{8} P x + \frac{5}{8} \sqrt{(P_1 x)^2 + (\alpha_c \cdot P a)^2}$$

Biegemoment und Drehmoment zu einem ideellen Moment zusammen zusetzen (siehe Festigkeitsberechnung).

Meist ist aber die Beanspruchung in der Totpunktstellung maßgebend. Hier ist das Biegemoment Pa und da die Durchbiegung in der Richtung von b erfolgt, das Widerstandsmoment $\frac{h b^2}{6}$, außerdem übt die Kraft P eine

Zug- bzw. Druckbeanspruchung aus, die gleich $\frac{P}{b \cdot h}$ ist. Man nimmt b an und prüft, ob die Summe von Bieigungs- und Zugspannung unter dem zulässigen

$$\text{Wert, also } \frac{P \cdot a}{h b^2} + \frac{P}{b h} \leq k_b$$

ist. Wird der Kurbelarm mit Rippen ausgeführt, so kann man $\frac{b_2}{b_1} = \frac{h_2}{h_1} = 0,6$ und $b_1 = 1,15 b$ nehmen.

Bei der Berechnung der gekröpften Welle hat man gleichfalls die Biegungs- und Verdrehungsmomente (für die ganze Welle!) einzeln zu ermitteln und nach obiger Formel bzw. wie unter Wellen gegeben zu einem ideellen Moment zusammenzusetzen.

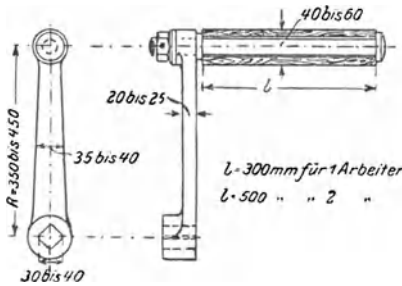


Abb. 414. Handkurbel.

Um das einseitig von der Drehungsachse wirkende Gewicht der Kurbel auszugleichen bringt man häufig ein Gegengewicht an (Abb. 412), bei kleinen Kurbelradien wendet man auch volle Kurbelscheiben an (Abb. 413). Soll der Kurbelradius veränderlich sein, so verwendet man

Kurbelscheiben mit einem Schlitz, in dem sich ein den Kurbelzapfen tragendes Gleitstück verschieben und durch Schrauben in verschiedenen Lagen feststellen läßt.

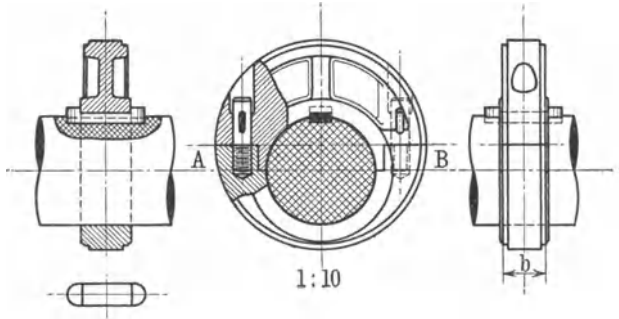


Abb. 415. Exzenter.

Die Handkurbel (Abb. 414) wird gewöhnlich auf einen vierkantigen Ansatz der Welle gesteckt, über den Kurbelzapfen wird ein Rohr (zweckmäßig aus Holz) geschoben, das sich um den Zapfen drehen kann. Geeignete Abmessungen sind der Abbildung eingeschrieben.

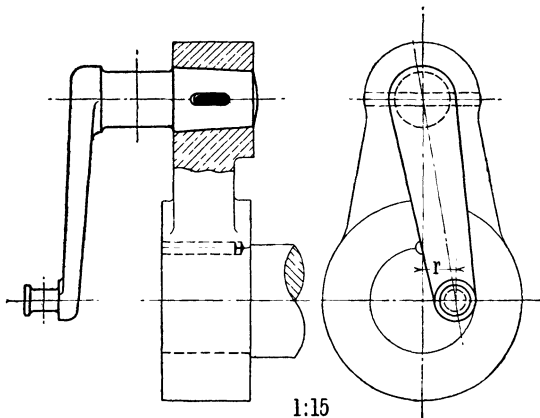


Abb. 416. Kurbel mit Gegenkurbel.

Bei Kurbeln der vorbeschriebenen Art muß der Kurbelradius immer größer als die Summe der Zapfenhalbmesser sein. Ist er kleiner, so gibt es zwei Wege, entweder einen exzentrischen Zapfen an die Welle anzudrehen oder eine exzentrisch ausge-

bohrte Scheibe auf die Welle aufzukeilen, die von einem an der Schubstange sitzenden Bügel umschlossen wird, Abb. 415. In Verbindung mit einer

Kurbel von größerem Radius erreicht man den gleichen Zweck auch durch die Abb. 416 dargestellte Kurbel mit Gegenkurbel.

Bei allen diesen Vorrichtungen entspricht die Exzentrizität dem Kurbelradius, man hat also einen Kurbelmechanismus mit sehr kleinem Radius, doch kann man denselben nur zur Umwandlung der drehenden Bewegung in eine geradlinige gebrauchen, nicht umgekehrt.

Die Exzenter (Abb. 415) kann man mit den unter Zapfen gegebenen Werten des zulässigen Flächendrucks berechnen, die Exzenterstangen auf

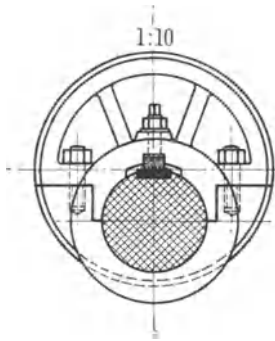


Abb. 417. Exzenter.

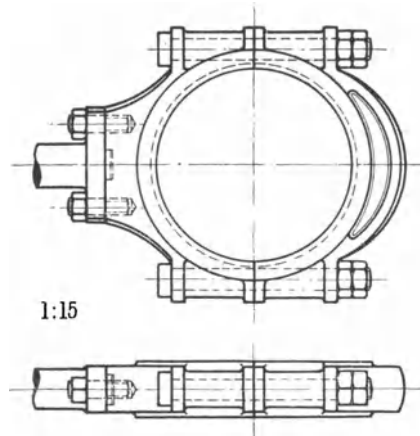


Abb. 418. Exzenterbügel.

Knickung mit $m = 40$ zugleich ist aber zu prüfen, daß die Druckspannung 300 kg/qcm bei Schmiedeeisen und 150 kg bei Gußeisen und Bronze nicht überschreitet.

Um das Exzenter unter einem bestimmten Winkel genau einstellen zu können, verwendet man statt des Keiles einen geriffelten Mitnehmer (Abb. 417), der durch eine Schraube auf ein in die Welle eingesetztes Gegenstück aufgedreht wird.

Abb. 418 zeigt einen größeren Exzenterbügel.

Bei allen diesen Mechanismen sind die Zeiten des Hin- und Rücklaufs gleich, häufig ist es aber erwünscht, daß der Rücklauf (als Leerlauf) schneller erfolgt. Dies kann man durch die schwingende und die umlaufende Kurbelschleife erzielen.

Andere Getriebe.

Die schwingende Kurbelschleife (Abb. 419) besteht aus einer Kurbelscheibe mit radial verstellbarem Zapfen. Der Zapfen ist umschlossen von einem Gleitstück und dieses verschiebt sich bei der Umdrehung der Kurbelscheibe in dem Schlitz einer Kulisse, der eigentlichen Schleife, die an einem Ende drehbar gelagert ist und durch die Kurbelzapfen in schwingende Bewegung versetzt wird. Von einem beliebigen Punkte der schwingenden Kulisse kann dann durch Anschluß der Schubstange die geradlinige Bewegung abgeleitet werden. Man sieht sofort, daß der Hub dieser geradlinigen Bewegung durch

die geradlinig hin- und hergehende Bewegung abgeleitet. Die punktiert eingezeichneten Endstellungen der Abb. 420 lassen erkennen, daß zwischen den zum Hin- und Rückgang erforderlichen Teilumdrehungen des ersten Kurbelzapfens, ein um so größerer Unterschied besteht, je größer die Exzentrizität des anderen Kurbelkreises ist. Hin- und Rücklaufzeit verhalten sich wie diese Bogen, die Geschwindigkeiten umgekehrt.

Auch wenn man einen Kurbelmechanismus durch elliptische Räder antreibt, kann man einen schnelleren Rückgang erzielen. Da elliptische Räder schwer herzustellen und daher teuer sind, kann man sie bei kleiner Exzentrizität durch exzentrisch gebohrte Kreisräder ersetzen. Bei großer Exzentrizität sind auch die elliptischen Räder kaum in gutem Gange zu erhalten und deshalb wenig in Anwendung.

E. Maschinenteile zur Fortleitung von Flüssigkeiten, Dämpfen und Gasen.

Rohre.

Zur Fortleitung von Flüssigkeiten, Dämpfen und Gasen dienen die Rohre, zur Herstellung längerer Rohrleitungen sind Rohrverbindungen nötig, zum zeitweisen Abschluß Schieber, Hähne und Ventile, schließlich erfordern lange Dampfrohrleitungen noch Vorrichtungen zur Abscheidung des Kondenswassers, andere Vorrichtungen zum Ausgleich der Wärmedehnungen, zum Ausgleich von Stößen, die bei der Flüssigkeitsbewegung auftreten können usw.

Ist d der Durchmesser der Rohrleitung in m , v die Durchflußgeschwindigkeit in m/sec und Q die durchfließende Flüssigkeitsmenge in cbm/sec so ist

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v,$$

woraus sich ergibt

$$d = \sqrt{\frac{1,274 Q}{v}} \quad \text{und} \quad v = \frac{Q}{0,785 d^2}.$$

Da es meist unzweckmäßig ist für den Durchmesser das Meter als Meßeinheit zu wählen und die Durchflußmenge in cbm/sec anzugeben, kann man d in cm und Q in cbm/min angeben, für v ist m/sec üblich, man erhält dann

$$\frac{Q}{60} = \frac{1}{100^2} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot v$$

und hieraus

$$d = 10 \sqrt{\frac{2,123 Q}{v}} \text{ cm bzw. } v = \frac{Q}{0,00471 d^2} \text{ m/sec.}$$

Zulässige Strömungsgeschwindigkeiten sind für Wasser $v = 0,7$ bis $1,5 m/sec$ (in Kesselspeiseleitungen bis $3 m/sec$), für Leuchtgas $2-3 m/sec$., bei höherem Druck mehr, für Luft bei hohem Druck 7 bis $10 m/sec$, bei geringem Druck weniger, für Dampf, gesättigten Dampf in der Hochdruckleitung 20 bis $30 m/sec$, für überhitzten Dampf 30 bis $40 m/sec$, in der Abdampfleitung $15 m/sec$ (siehe auch unter Pumpen). Starke Abweichungen von diesen Geschwindigkeiten bringen größere Reibungswiderstände, also entsprechend hohen Spannungs- bzw. Gefällverlust mit sich.

Rohre werden aus Gußeisen, Schmiedeeisen, Stahl, Kupfer und Kupferlegierungen, Blei, Zinn, aber auch aus Holz, Pappe, Stein, Zement, Steinzeug usw. hergestellt. Zu den Rohren sind auch die Schläuche zu rechnen. Nach der Art der Verbindung der Rohre zu längeren Leitungen unterscheidet man Flanschenrohre und Muffenrohre.

Die Berechnung der Gußeisenrohre kann nach Bach wie folgt erfolgen:

Ist p_i der innere Überdruck, dem das Rohr widerstehen soll, r_i der innere Halbmesser, so macht man den äußeren Halbmesser

$$r_a = r_i \left\{ \frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i} \right\} + 0,7 \text{ cm,}$$

wobei man k_z möglichst nicht höher als 200 kg/qcm annimmt.

Bei liegend gegossenen Rohren nimmt man die Wandstärke möglichst noch höher.

Mit Rücksicht auf die Herstellung muß jedoch die Wandstärke mindestens sein

$$s = \frac{D}{60} + 7 \text{ mm für stehend gegossene Rohre,}$$

$$s = \frac{D}{50} + 9 \text{ mm für liegend gegossene Rohre.}$$

Rohre, welche einen Druck von weniger als 10 Atm. auszuhalten haben, können direkt nach den letzten Formeln berechnet werden. Ist die Rohrleitung erheblichen Temperaturschwankungen, chemischen Einflüssen oder Stößen ausgesetzt, kann man die Wandstärke von Rohren über 100 mm Durchmesser um 12 bis 25 % größer nehmen, Leitungen für Gase von geringem Druck können jedoch schwächer genommen werden.

Nach den Normalien 1900 des Ver. D. Ing. darf für Heißdampfleitungen das Gußeisen bis 8 Atm. Kesselspannung zu Rohren, Formstücken und Ventilkörpern für alle Durchmesser, von 8 bis 13 Atm. zu Ventilkörpern und Formstücken für alle Durchmesser, zu Rohren nur bis 150 mm Durchmesser, von 13 bis 20 Atm. überhaupt nicht verwendet werden, mit Ausnahme von Ventilen bis 50 mm Durchmesser.

Das Rohr-Gußeisen muß mindestens eine Biegezugfestigkeit von 2500 kg/qcm bei 18 mm Durchbiegung besitzen, gemessen an quadratischen Stäben mit Gußhaut, welche 30 mm Seitenlänge des Querschnittes haben, und deren freie Auflagerlänge 1 m beträgt.

Die alten Normalien aus dem Jahre 1882 beziehen sich auf gesättigten Dampf von höchstens 10 Atm. Betriebsdruck bei einem Probedruck von 20 Atm.

Die Rohrenden der Flanschenrohre sind mit angegossenen auf der Stirnfläche bearbeiteten Flanschen (Abb. 421) versehen, die durch Schrauben unter Zwischenlegen von Dichtungsmaterial zusammengepreßt werden. Gewöhnlich bearbeitet man nicht die ganze Stirnfläche, sondern nur eine Arbeitsleiste (b, Abb. 421). Damit das Dichtungsmaterial nicht zwischen den Flächen herausgepreßt wird, dreht man 2 oder 3 Nuten in die Dichtungsflächen ein. Bei größeren Pressungen verwendet man Flanschen nach Abb. 422, um ein

Herauspressen des Dichtungsmaterialies nach innen zu verhüten, Flanschen nach Abb. 423.

Die Gußeisenrohre werden jetzt wohl ausschließlich stehend gegossen, da solche Rohre dichter und gleichmäßiger in der Wandstärke sind. Die Flanschenübergänge sind durch DIN 376 festgelegt.

Die Abmessungen von Flanschenverbindungen kann man nach Fig. 421 ungefähr wie folgt wählen: $s_1 = d$; $l_1 = 5 (s_1 - s)$; $s_2 = 1,25 d$ (evtl. auf Biegung zu berechnen); $b = 1,25$ bis $1,5 d$. Abstand der Schraubenmutter von der Rohrwand und dem Flanschenrand $0,25 d$ ($d =$ Schraubendurchmesser).

Als Dichtungsmaterialien finden Verwendung Scheiben aus Blei, Asbestpappe, Pappe mit Mennige, Gummi (gewöhnlich mit Einlagen von Hanf oder feinem Drahtgeflecht), gewellte Metallringe mit und ohne Einlage, Bindfaden mit Mennigkitt, verschiedene Kunststoffe, Silcurit und dergleichen. Röhren, welche hohen Temperaturen ausgesetzt sind, sollen nur mit Asbest oder Metall gedichtet werden. Die Stärke der Dichtungsscheiben soll 2 mm möglichst nicht überschreiten.

Die Anzahl der Flanschschrauben soll eine gerade und nicht kleiner als 4 sein, die Entfernung zweier Schrauben höchstens 160 mm.

Die Kraft, welche die Schrauben beansprucht, ist, wenn D der innere Rohrdurchmesser, b die Breite der Arbeitsleiste (Abb. 421), welche man zunächst schätzungsweise einsetzt,

$$P = \frac{(D + b)^2 \pi}{4} \cdot p.$$

Dividiert man diese Kraft durch die Anzahl der Schrauben, so erhält man die Belastung für eine Schraube und kann nun den Durchmesser nach den unter „Schraubenverbindungen“ gegebenen Formeln berechnen, wobei man berücksichtigen muß, daß besonders schwächere Schrauben durch übermäßiges Anziehen und Nachziehen während des Betriebes oft weit stärker beansprucht werden als dem Überdruck p entspricht. Aus diesem Grunde sollen auch Schrauben unter $\frac{1}{2}$ " Durchmesser möglichst nicht verwendet werden.

Muffenrohre (Abb. 424) werden, nachdem das Rohrende auf dem Grunde der Muffe aufgesetzt ist, durch Einschlagen eines geteerten Hanfseils und Vergießen mit Blei auch Einschlagen vorgegossener Ringe und Verstemmen der Bleidichtung gedichtet.

Die Rohre sind möglichst auf gewachsenen Boden zu legen und gut zu unterstopfen, starke Richtungsänderungen sind möglichst zu vermeiden, die Richtungsänderung soll allmählich erfolgen.

Muffenrohre werden für Gas- und Wasserleitungen verwendet, für Dampfleitungen fast gar nicht. Um sie gegen Rost zu schützen, werden sie auf 100 bis 150° erwärmt und längere Zeit in heißen Asphalt oder Teer getaucht. Die Rohrenden und Innenseiten der Muffen, die keinen Überzug erhalten sollen, bestreicht man vorher mit Kalkmilch.

Für Rohrkrümmer und Abzweigstücke sind Normen aufgestellt worden, ebenso für die gußeisernen Muffen- und Flanschenrohre selbst, wie für Dampfleitungen, die älteren Normalien von 1882 beziehen sich auf gesättigten Dampf von höchstens 10 Atm. Betriebsdruck, die von 1912 für Heißdampf von hoher Spannung.

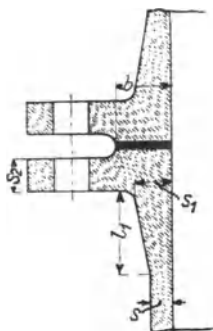


Abb. 421.

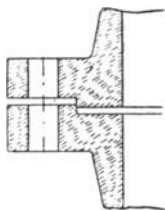


Abb. 422.

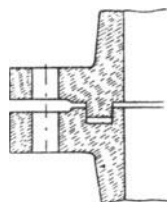


Abb. 423.

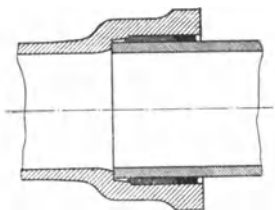


Abb. 424.

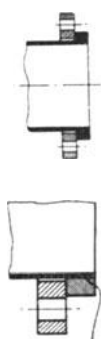


Abb. 425.

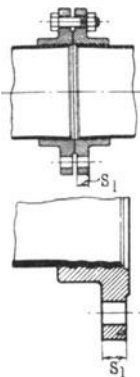


Abb. 426.

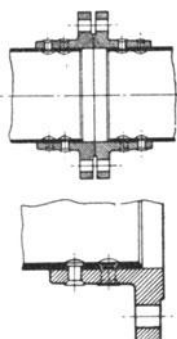


Abb. 427.

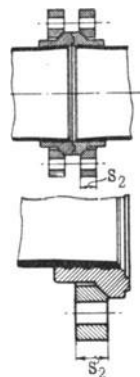


Abb. 428.

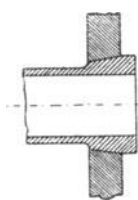


Abb. 429.

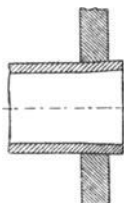


Abb. 430.

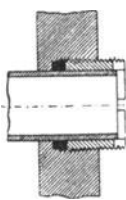


Abb. 431.

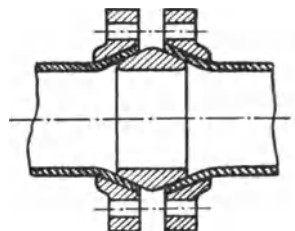


Abb. 432.

Dünnwandige Rohre aus Schmiedeeisen, Stahl, Kupfer, Messing u. dgl. können, wenn sie durch inneren Überdruck beansprucht sind, wie folgt berechnet werden. Betrachtet man ein Rohrstück von der Länge 1 cm, so sucht eine Kraft von $D \cdot 1 \cdot p$ die obere Hälfte von der unteren abzuheben. (Man hat

statt $\frac{D \pi}{2} 1 p$ nur $D \cdot 1 \cdot p$ zu setzen, weil von den radial wirkenden Kräften

nur die gleichgerichteten Komponenten zu berücksichtigen sind, das sind die Projektionen auf die Mittellinie. Statt die Flächenteile mit den Projektionen der Kräfte zu multiplizieren, kann man auch die Projektion der gedrückten Fläche $D \cdot 1$ statt $D \pi \cdot 1$ mit dem unveränderlichen Druck pro qcm^2 p multiplizieren.) Diesem Druck widersteht an jeder Seite der Querschnitt (Wandstärke = s) s. 1., also muß

$$D \cdot 1 \cdot p = 2 \cdot s \cdot 1 \cdot k_z$$

oder

$$s = \frac{D \cdot p}{2 \cdot k_z}$$

sein. Natürlich ist dabei der geringeren Festigkeit einer Löt-, Schweiß- oder Nietnaht und zusätzlichen Beanspruchungen infolge Durchbiegung durch das Eigengewicht u. dgl. Rechnung zu tragen.

Durch Nieten hergestellte Rohre von größerem Durchmesser sind wie unter Nietverbindungen erörtert zu berechnen.

Schmiedeeisenrohre von kleinerem Durchmesser werden, wenn sie wie Gasrohre, nur geringen Druck auszuhalten haben, aus Blechstreifen gezogen und durch den Druck im Ziehloch stumpf geschweißt, solche für höhere Druck werden überlappt geschweißt, aus einem schraubenförmig aufgewundenen Streifen „spiralgeschweißt“ oder nahtlos gewalzt nach dem Mannesmannverfahren im Schrägwalzwerk oder nach dem Ehrhardtverfahren durch Lochen eines Blocks und Auswalzen bzw. Ziehen hergestellt. Rohre aus Kupfer und Messing werden auch gelötet, Kupferrohre auch auf elektrolytischem Wege hergestellt (Elmore), ferner werden Rohre aus Blei und Zinn durch eine ringförmige Düse gepreßt und dieses Verfahren ist in den letzten Jahren auch zur Herstellung von nahtlosen Rohren aus anderen Metallen in ausgedehnte Anwendung gekommen.

Geschweißte Rohre finden Verwendung als Siederohre (überlappt geschweißt, auf Wunsch an den Enden erweitert oder verengt, oder mit angelötetem Kupferstutzen versehen, übliche Länge 4 bis 5 m), Gasrohre (stumpfgeschweißt in Lichtweiten von $\frac{1}{8}$ bis 4" engl.), Rohre für Heißwasserheizungen (Perkinsrohre, $\frac{5}{8}$ " und $\frac{7}{8}$ " Lichtweite, 4,5 mm Wandstärke), Turbinenrohre und Rohre für hohen Druck (Manometer, hydraulische Pressen usw.).

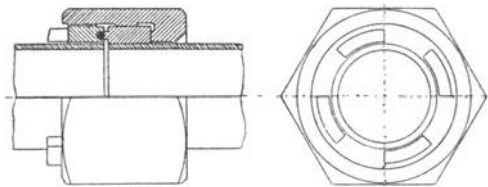


Abb. 433.

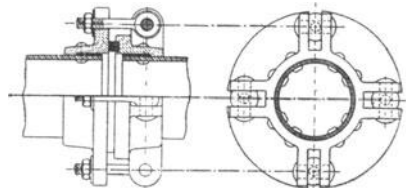


Abb. 434.

Rohrverbindungen.

Die Verbindung der Rohre, wie sie zu Dampfleitungen usw. verwendet werden, geschieht mittels aufgeschweißter Bunde, die mit glatten Flächen gegeneinanderstoßen Abb. 425 oder wie Abb. 423 ineinandergreifen, und mittels loser Flanschen, die, nicht zu schwach genommen werden dürfen. Auch durch feste, aufgelötete oder aufgeschraubte, auch mit Nuten aufgewalzte Flanschen werden Rohrverbindungen hergestellt.

Die vom Verein Deutscher Ingenieure aufgestellten Normalien zu Rohrleitungen für hochgespannten Dampf schreiben eine Abschrägung der losen Flansche und der Bordkante nach Abb. 428 vor (45°), wodurch die Biegungsanstrengung der Flansche und des Bordringes geringer ausfällt.

Die nach den obengenannten Verfahren hergestellten nahtlosen Rohre werden verwendet als Siederohre für Dampfkessel, Heizrohre, Dampfleitungen und namentlich Hochdruckleitungen, für die die anderen Röhren nicht fest genug sind. Zu letzterem Zwecke werden sie, wie die Gußeisenrohre, mit Muffen geliefert. Auch Leitungsmaste, Lagerbüchsen usw. werden aus nahtlosen Rohren hergestellt.

Der mittlere Radius der Krümmungen von Kupfer- und Messingrohren soll mindestens gleich dem 2- bis 3fachen Rohrdurchmesser, bei weiteren Rohren gleich dem 4- bis 5fachen Rohrdurchmesser sein. Um die Rohre zu biegen, gießt man sie mit Pech oder Blei aus, dickwandige Rohre füllt man meist mit Sand.

Die Festigkeit von Kupfer- und Messing ist bei höherer Temperatur erheblich geringer, weshalb man bei Kupferrohren mit der Höchstbeanspruchung nicht über 200 kg/qcm gehen soll und für höhere Dampfspannungen keine gelöteten, sondern nur nahtlose Rohre (bzw. mit Doppellashennietnaht genietet) verwenden soll.

Zur größeren Sicherheit werden Rohre von 125 mm lichter Weite und darüber für Dampf von mehr als 8 Atm. Spannung mit verzinktem Stahldrahttau dicht umwickelt, doch ist die Festigkeit dieser Umwicklung bei der Berechnung nicht in Betracht zu ziehen.

Die Wandstärken sind nach den Bestimmungen der Marine nach folgenden Formeln zu berechnen, wobei s und D in Millimeter, p in Atmosphären einzusetzen sind:

$$s = \frac{p D}{100} + 1,5 \text{ für Rohre bis 100 mm Durchmesser,}$$

$$s = \frac{p D}{400} \text{ für Rohre von 125 mm Durchmesser und darüber.}$$

Die Verbindung der Kupferrohren erfolgt entweder durch Umbördeln des Randes und schmiedeeiserne Flanschen oder durch aufgelötete Bronze-flanschen bei Dampfleitungen von über 120 mm Durchmesser durch aufgenietete Flanschen (Abb. 426 bis 428).

Die Befestigung der Rohrenden kann geschehen mittels eingeschliflenen Kegels (Abb. 429) durch Einschrauben, Auftreiben und Vernieten, durch Aufwalzen mit der Rohrdichtmaschine (Abb. 430) oder mittels Stopfbüchse (Abb. 431).

Rohre von Blei und Zinn haben den Vorteil, sich leicht biegen zu lassen. Man hat zu unterscheiden: Weichbleirohre, Hartbleirohre (Zusatz von 10 bis 15 % Antimonblei, wodurch größere Festigkeit und Elastizität erzielt wird, Verwendung besonders für Dampfleitungszwecke), Zinnrohre und Zinnrohre mit Bleimantel (Wasserleitungen).

Solche Rohre werden auch mit Drahtumhüllung geliefert.

Die Verbindung solcher Rohre geschieht durch Auftreiben des einen Rohrendes, Ineinanderschieben und Verlöten mit Zinn oder durch Muffen, ähnlich wie Abb. 432.

Außer den vorstehend beschriebenen Rohrverbindungen gibt es eine große Zahl von Sonderkonstruktionen, teils durch Patente geschützt, Abb. 433 zeigt eine solche Verbindung der Mannesmann-Röhrenwerke, Abb. 434 eine leicht zu lösende für Pumpenleitungen u. dgl. besonders geeignete Verbindung. Der obere Gewindegang ist etwas vernietet, damit die Mutter nicht verloren gehen kann, die Flanschen sind mit Zwischenlagen von Dichtungsmaterial aufgenietet, die Abdichtung erfolgt durch einen Gummiring.

Biegsame Rohre sind die nahtlosen Messingwellrohre der deutschen Waffen- und Munitionsfabriken.

Bei der Anlage längerer Rohrleitungen muß auf die Wärmeausdehnung Rücksicht genommen werden. Elastische Packungen und große Rohrkrümmer können schon einen gewissen Ausgleich herbeiführen, auch kann man die Leitung in kaltem Zustande mit Zugspannung montieren. Bei größerer Ausdehnung der Leitungsanlage und höheren Temperaturen sind aber Ausgleichs- oder Dehnungsrohre nach Art der Abb. 435, oder Wellrohre, Rohrstopfbüchsen u. dgl. einzuschalten. Rohrstopfbüchsen sind schwer dicht zu halten, und wenn zu stark angezogen unwirksam, also weniger zu empfehlen.

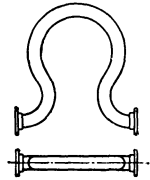


Abb. 435.
Ausgleichsrohr.

Von großem Vorteil ist in ausgedehnter Anlage auch die Kennzeichnung der Rohrleitungen, für die der Verein deutscher Ingenieure folgende Anstrichfarben festgesetzt hat:

Dampf bis 2 Atm.	weiß
„ über 2 Atm.	weiß mit 1 roten Querstrich
„ überhitzt	„ „ 2 „ Querstrichen
Abdampf	„ „ 1 grünen Querstrich
Wasser: Nutzwasser grün	
„ Schmutzwasser	grün mit 1 schwarzen Querstrich
„ Preßwasser	„ „ 1 roten „
„ Salzwasser	„ „ 1 rosa „
„ warm	„ „ 1 weißen „
„ Spülwasser	„ „ schwarzen Punkten
Luft: Gebläseluft blaugrau	
„ Preßluft bis 10 Atm.	blaugrau mit 1 roten Querstrich
„ „ über 10 Atm.	„ „ 2 „ Querstrichen
„ Heißluft	„ „ 1 weißen Querstrich

Gas: Hochofengas gereinigt	gelb
„ „ roh	„ mit 1 schwarzen Querstrich
„ Generatorgas	„ „ 1 blauen „
„ Leuchtgas	„ „ 1 rosa „
„ Wassergas	„ „ 1 grünen „
„ Ölgas	„ „ 1 braunen „

Säure rosa, Teer schwarz, Vakuum grau.

Umfangreiche Anwendung finden auch die Metallschläuche, die aus Stahl, Bronze, Messing und Aluminium hergestellt werden.

Man unterscheidet in der Hauptsache die gewickelten und die geschweißten Schläuche. Für die Streifen der gewickelten Schläuche kommen verschiedene Profile in Anwendung, ebenso verwendet man verschiedene Einlagen als Dichtungsmittel. Auch Doppelschläuche mit innerer linksgängiger und äußerer rechtsgängiger Wicklung kommen in Anwendung, schließlich erhalten die Schläuche noch verschiedene Schutzüberzüge durch Drahtgeflecht, Umspinnung usw. Angewendet wurden solche Metallschläuche zuerst für Leuchtgas, heute aber auch für Wasser (Pumpen, Feuerspritzen, Garten- und Straßensprenger, Warmwasserbereiter), für Dampf, Druckluft und Druckwasser, Desinfektionsapparaten, Haartrockenapparate, Luftheizkörper, Vakuumreiniger, Span- und Staubabsaugeleitungen für Holzbearbeitungs- und Schleifmaschinen, Schachtwetterleitungen, Sprachrohre und Signalhupen, Petroleum-, Spiritus-, Öl- usw. Leitungen. Sonderkonstruktionen, wie der doppelt gewickelte Schlauch und Schläuche mit Drahtbewehrung widerstehen hohen Drücken von hunderten von Atmosphären. Neuere Konstruktionen bieten auch Sicherheit gegen Aufdrehen.

Immerhin bildet die Dichtung eine schwache Stelle des gewickelten Schlauches, der ohne Liderung dichte geschweißte Schlauch bildet deshalb einen bedeutenden Fortschritt. Er entspricht einem spiralgeschweißten Rohr, ist aber infolge wellenförmiger Profilierung des Bandes biegsam. Bei besonders starker Ausführung, mehrfacher Drahtumflechtung und Verstärkung durch einen darübergewickelten gewöhnlichen Metallschlauch, läßt sich der Arbeitsdruck bei 50 mm Durchmesser auf 150 und bei 200 mm Durchmesser noch auf 50 Atm. steigern, obwohl die Wandstärken des Schlauches nur zwischen 0,6 und 2,8 mm schwanken. Die Metallschlauchfabrik Pforzheim hat solche Schläuche bis 2,7 m inneren Durchmesser hergestellt.

Zur Verbindung der Schläuche hat man besondere Schlauchkupplungen konstruiert.

Über Rohre aus anderen Materialien sollen auch kurz einige Angaben gemacht werden:

Zement- oder Betonrohre werden in Längen von 1 m und Lichtweiten von 100 bis 1000 mm auch in Eiform hergestellt und sind für Wasser von nicht über 1 m Strömungsgeschwindigkeit verwendbar, dürfen aber nicht in säurehaltigen, moorigen Boden verlegt werden, als Druckleitungen sind sie nicht geeignet. Für geringe Drucke können Eisenbetonrohre oder Eisenblechrohre mit Betonmantel, die in Lichtweiten bis 1500 mm und darüber geliefert werden, Verwendung finden.

Steinzeugrohre werden in Lichtweiten von 50 bis 1000 mm und in Längen von 600 bis 1000 mm als Muffenrohre mit zugehörigen Formstücken geliefert. Sie dürfen nur für geringen Druck für Wasser, Säuren usw. Verwendung finden, sie werden mit ungeteerten oder geteerten Hanfstricken und Asphaltverguß gedichtet. Weniger geeignet sind die glasierten Tongutrohre, die bei Beschädigung der Glasur undicht werden.

Für Laugen und Säuren werden auch vielfach holzgefütterte Schmiedeeisenrohre (Crotoginrohre) verwendet.

Als Schutzmasse gegen Wärmeausstrahlung bzw. Abkühlung der durchfließenden Flüssigkeiten und Gase wird meist Kieselgur und Umhüllung mit Asphaltpappe verwendet (Inbetriebsetzung und Wartung von Rohrleitungen siehe Abschn. III).

Kondenswasserableiter usw.

In Dampfleitungen sind vor dem Eintritt in die Maschine bzw. die dampfverbrauchenden Apparate Dampftrockner bzw. Kondenstöpfe einzuschalten, letztere auch an tiefergelegenen Stellen, an denen sich leicht Kondenswasser ansammeln und die Rohrleitung versperren kann. Die Dampftrockner beruhen darauf, daß sie durch plötzliche Querschnittsvergrößerung die Dampfgeschwindigkeit vermindern, wobei die mitgerissenen Wasserbläschen niederfallen, daß sie große Wandflächen bieten, an denen die Wasserbläschen anhaften, daß sie den Dampf zu kreisender Bewegung zwingen um das Wasser durch die Zentrifugalkraft auszuscheiden usw. Die Kondenstöpfe bewirken gleichfalls eine derartige

Ausscheidung des Kondenswassers. Sie sind so eingerichtet, daß bei Ansammlung einer gewissen Wassermenge deren Gewicht ein Ventil öffnet, wodurch das Wasser durch den Dampf ausblasen wird. Als Beispiel bringen wir zwei

Konstruktionen von Gebr. Körting, Hannover.

Abb. 436 zeigt den bis zu 4 Atm. arbeitenden Niederdruckkondenstopf. Er ist in der Pfeilrichtung einzubauen, vor der Inbetriebsetzung ist der Topf nach Lösen der Verschraubung H auszublasen, um aus der Rohrleitung in den Topf

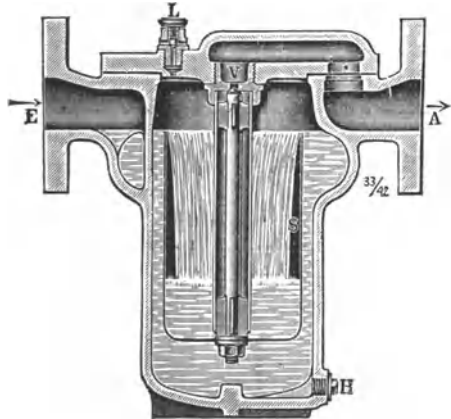


Abb. 436. Niederdruckkondenstopf.
Gebr. Körting, Hannover.

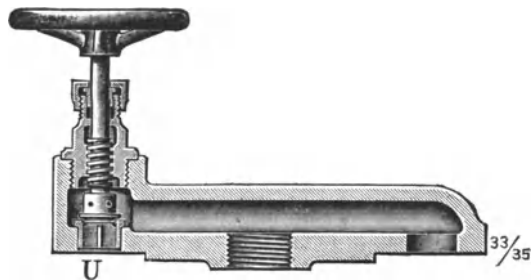


Abb. 437. Umführung.

gelangte Unreinigkeiten zu entfernen (durch diese Verschraubung ist der Topf auch bei Frostgefahr zu entwässern), nach der Inbetriebsetzung ist die Entlüftungsschraube L mehrmals zu lösen, ist der Topf mit Umföhrung (Abb. 437) ausgerüstet, so ist das Umföhrungsventil U solange zu öföfnen, bis Dampf aus der Ausföhrung tritt. Der Kondensstopf wirkt dadurch, daö der Schwimmer S nach seiner Füllung sinkt und das Ventil V öföfnet, worauf der Dampfdruck den Wasserinhalt des Schwimmers durch dieses Ventil nach dem Ausgang A drückt, wobei sich der Schwimmer wieder hebt und das Ventil schließt. Da beim Anstellen einer Leitung immer gröoere Mengen Kondenswasser auftreten, die die Leistungsfähigkeit des Kondensstopfes übersteigen,

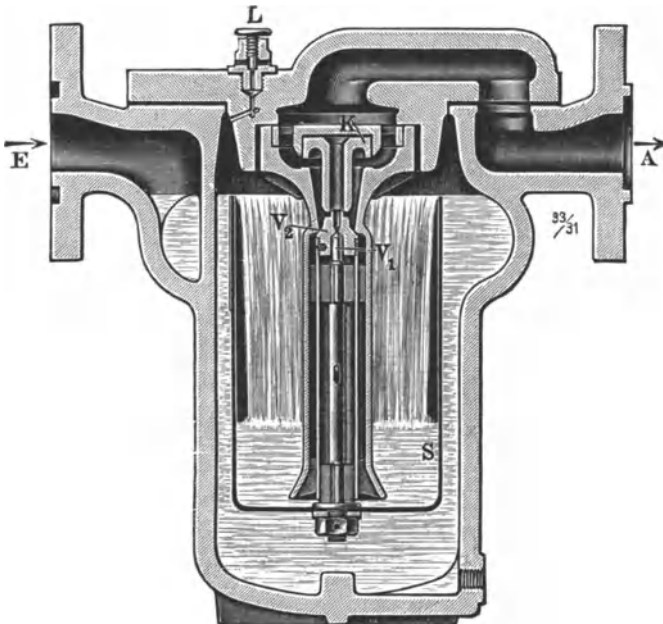


Abb. 438. Hochdruckkondensstopf. Gebr. Körting, Hannover.

kann man bei Töpfen mit Umföhrung (Abb. 437) durch Öföfnen des Ventils U diese Wassermengen ableiten bis das System durchwärmt ist. Versagt ein Kondensstopf, so sind meist die innenliegenden beweglichen Teile verschmutzt man muß sie dann nach Öföfnen des Deckels reinigen.

Der Schwimmer des Hochdruckkondensstopfes für 9 bis 15 Atm. der Firma Körting-Hannover, Abb. 438, öföfnet bei seinem Niedergange ein kleines Ventil V_1 , das mit dem Schwimmer S fest verbunden ist. Durch die freigewordene Ventilöföfnung tritt das unter dem Druck des Dampfes stehende Wasser über den Kolben K, der vermöge seines verhältnismäoig grooßen Querschnittes mit energischer Wirkung das grooße Ventil V_2 öföfnet und damit dem Kondenswasser den Austritt freigibt. Durch den Druck des ausströmenden Wassers wird der Kolben K in seine Anfangsstellung zurückgedrückt. Die Ventile V_1 und V_2 werden beim Auftrieb des entleerten Schwimmers S geschlossen. Da das Durchgangsventil V_2 annähernd so groo wie sonst das Umföhrungs-

ventil bemessen ist, ist eigentlich kein Umföhrungsventil erforderlich, doch wird der Topf auf Wunsch mit einem solchen geliefert.

Abb. 439 zeigt den Missong-Kondenswasserableiter von Bopp & Reuther, Mannheim, der kontinuierlich entleert. Das Wasser tritt durch ein kupfernes Sieb, welches Unreinigkeiten zuröckhalt in den Schwimmer, der mit einem auf zwei Schneiden ruhenden Gegengewicht durch Kosinuspendel ausbalanciert ist. Aus dem Schwimmer läuft das Wasser in den Topf über, steigt es hier, so wirkt sein Auftrieb auf den Schwimmer, so daß bei Erreichung eines gewissen Wasserstandes das kleine Ventil zu  ffnen beginnt, hat dieses bei vermehrtem Wasserzufluß seinen Hub vollendet, so beginnt das große sich zu  ffnen. Bei abnehmendem Wasserzufluß schließen die Ventile in umgekehrter Reihenfolge, das kleine jedoch nie vollständig, da sich ja immer Kondenswasser bildet. Am Deckel befindet sich ein Entl fungs-, am Boden ein Umgangs- und Entleerungsventil. Durch eine besonders zu liefernde Umgangsleitung kann der Topf ganz ausgeschaltet werden.

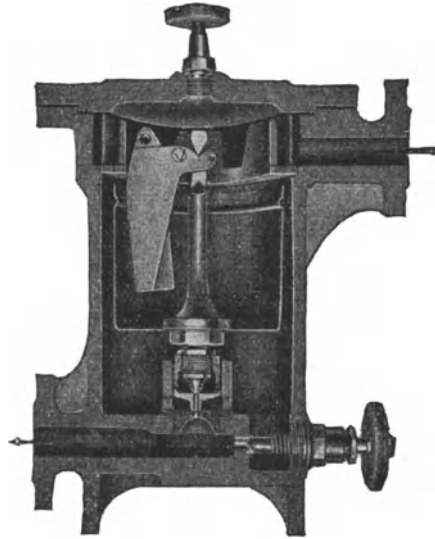


Abb. 439. Missong-Kondenswasserableiter.
Bopp & Reuther, Mannheim.

Beim K rtingschen Ausdehnungskondenswasserableiter ist ein Metallrohr in ein Gueisenrohr so eingesetzt, daß es bei der Dampfwärme durch einen Ventilkegel gerade geschlossen wird. Durch Kondenswasser wird das Rohr abgekühlt, so daß es sich verkürzt und einen Spalt für den Austritt des Wassers frei gibt. ähnlich wirkt der Halbmondkondenswasserableiter von Bopp & Reuther.

Absperrvorrichtungen.

Bei den Absperrvorrichtungen kann das  ffnen entweder durch senkrecht abheben oder aufklappen der abschließenden Fläche erfolgen: Hub- oder Klappenventil, oder durch Verschieben der abschließenden Flächen gegeneinander: Schieber. Bei den Schiebern im engeren Sinne ist diese Verschiebung eine geradlinige, bei den Drehschiebern oder Hähnen eine drehende.

Bei der Beurteilung einer Absperrvorrichtung ist nach Bach zu beachten, daß

1. der Abschluß ein sicherer ist;
2. der Flüssigkeitsstrom möglichst wenig Querschnitts- und Richtungsänderungen erfährt. Dies gilt besonders für tropfbare Flüssigkeiten, für Gase und Dämpfe kommt dieser Gesichtspunkt weniger in Frage;

3. die Dichtungsflächen leicht zugänglich sind, um Beschädigungen derselben ausbessern und Schmutz entfernen zu können.

Das Material der Dichtungsflächen ist Bronze, Rotguß oder andere Legierungen, Gußeisen Spezialstahl, Nickel, Blei, Leder, Gummi, Holz, Filz, Vulkanfaser usw. Leder, Gummi, Filz werden verwendet, wenn das Ventil Verunreinigungen der Flüssigkeit gegenüber unempfindlich sein soll, oder der Schlag beim Aufsetzen vermieden werden soll, Metalle bei höheren Temperaturen. Von den Metallen ist Gußeisen das billigste; Bronze, Rotguß und andere Legierungen, Nickel und Blei und Spezialstähle werden hauptsächlich verwendet, weil sie chemischen Einflüssen gegenüber widerstandsfähiger sind.

Für die Gehäuse der Absperrvorrichtungen darf Bronze nur für Temperaturen unter 200° verwendet werden, für höhere Temperaturen sind nur guß-

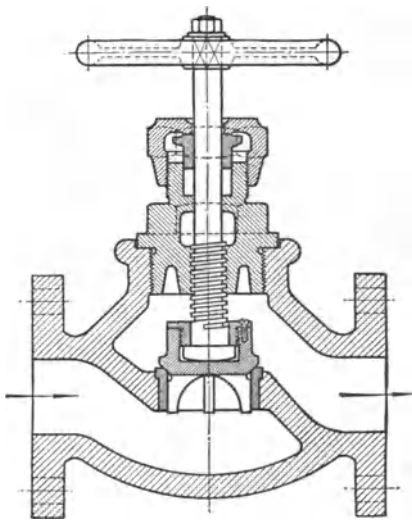


Abb. 440. Absperrventil.

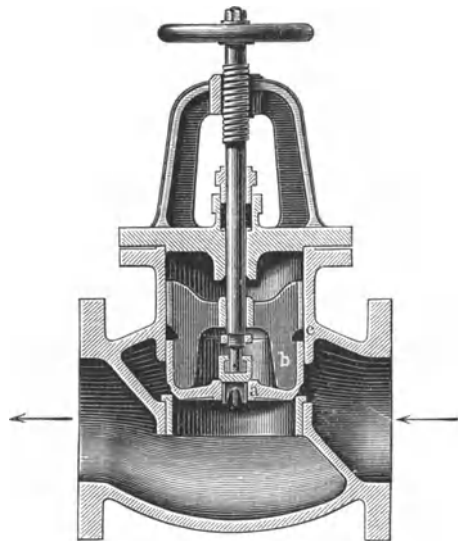


Abb. 441. Entleertes Ventil.

eiserne und Stahlgußgehäuse zulässig, für Spannungen über 13 Atm. Gußeisen nur für Ventile bis 50 mm Durchmesser.

Das Gewinde von Ventil- und Schieberspindeln wird neuerdings trapezförmig ausgeführt und zwar gröberes Gewinde mit größerer Steigung als bisher, da zu feine Gewinde zu stark verschleifen.

Bei den Ventilen kann die abdichtende Fläche eben sein: Teller ventil, oder kegelförmig: Kegelventil oder kugelförmig: Kugelventil.

Wenn die Bewegung derselben (man spricht allgemein vom Ventilkegel) von Hand durch Handrad und Schraubenspindel erfolgt, nennt man das Ventil Absperrventil, Abb. 440. Ventile bei denen das Spindelgewinde im Innern des Gehäuses liegt, sind unvorteilhaft, weil sich das Gewinde leicht voll Wasserstein und Schmutz setzt. Wenn der Flüssigkeitsstrom das Ventil in Richtung der Pfeile durchfließt, kann man die Stopfbüchse neu verpacken, während die Leitung unter Druck steht. Bei der umgekehrten Bewegungsrichtung wird aber durch den Flüssigkeitsdruck das Schließen und Dichthalten

erleichtert, dagegen das Öffnen erschwert. Man ordnet deshalb bei größeren Ventilen und höheren Drucken ein kleineres Ventil (a, Abb. 441) oder einen Hahn an, um vor dem Öffnen einen Druckausgleich auf beiden Seiten des Ventilkügels herbeiführen zu können: entlastete Ventile.

Ventile, bei denen der Flüssigkeitsstrom seine Richtung beibehält, nennt man Durchgangsventile, erfolgt der Abfluß unter 90° zum Zufluß Eckventile, Abb. 442, gestatten sie den Flüssigkeitsstrom zwei verschiedenen Leitungen zuzuführen, wie Abb. 443, Wechselventil.

Die Verbindung des Ventilkügels mit der Spindel muß etwas Spielraum haben, damit sich der Kegel nicht schief aufsetzt und der Druck direkt vom Spindelkopf ausgeübt wird. Die untere Führung des Ventilkügels geschieht häufig durch Rippen (Abb. 440, 443), sie sollen den Ventilteller genügend versteifen, damit sie sich nicht durch Eindringen des Ventiltellers nach außen

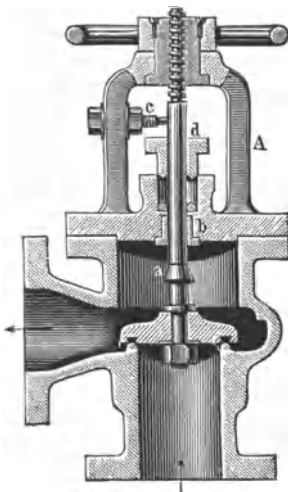


Abb. 442. Eckventil.

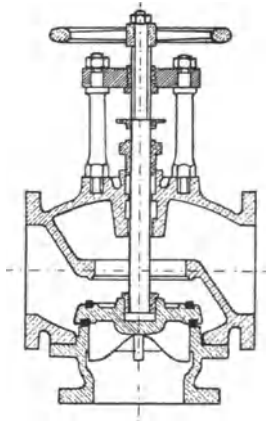


Abb. 443. Wechselventil.

spreizen; sie dürfen nicht bis an die Dichtungsfläche herangehen; man verbreitert sie außen, um die Abnutzung auf eine größere Fläche zu verteilen, und schrägt sie manchmal unten einseitig ab, damit das Ventil sich bei jedem Hube etwas dreht und nicht immer dieselben Teile der Dichtungsflächen aufeinanderkommen. Die Höhe der Führungsrippen soll mindestens gleich dem Durchmesser des Ventilsitzes sein, besonders wenn die Flüssigkeit nicht in Richtung der Ventilachse zu- und wegfießt.

Die Sitze werden meist fest eingepreßt, seltener eingeschraubt, und hierauf abgedreht, dann der Kegel eingeschliffen. Bei Dampfventilen hat das Einschleifen unter Dampf zu geschehen, um der Wärmeausdehnung Rechnung zu tragen.

Rippen über dem Sitz geben wegen der größeren Entfernung der Führungsfläche vom Sitz keine so genaue Führung. Obere und untere Rippen geben die genaueste Führung, verteuern aber das Ventil erheblich.

Strömt die Flüssigkeit bei geringer Öffnung des Ventils mit großer Geschwindigkeit durch dieses, so nutzt sich die Sitzfläche infolge der Rippen

ungleichmäßig ab, weshalb die Ausführung, Abb. 444, zweckmäßig ist. Der Ventilteller führt sich hier durch einen Stift in einer Büchse, welche durch Rippen im Ventil Sitz befestigt ist, bei kleineren Ventilen fällt diese Führung fort.

Früher verwendete man fast ausschließlich kegelförmige Dichtungsflächen aus Rotguß, in neuerer Zeit kommen mehr ebene Dichtungsringe in Anwendung, die häufig, namentlich bei Heißdampf, aus Nickel hergestellt werden.

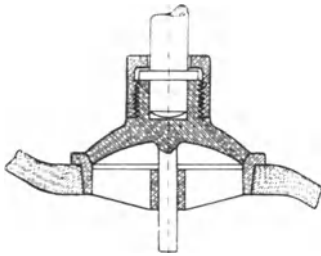


Abb. 444. Ventil

Die Flachdichtung erfordert keine genaue Zentrierung, auch braucht bei der Befestigung an der Spindel kein Spielraum gegeben zu werden. Endlich ist auch bei Flachdichtung der Durchgangsquerschnitt bei gleichem Hub größer als bei konischen Dichtungsflächen.

Meist geschieht das Anheben durch Drehen der Spindel bei feststehender Mutter; die umgekehrte Anordnung, Abb. 442, findet sich namentlich bei Weichpackungen, sie hat den Vorteil, daß immer dieselben Stellen der Dichtungsflächen zusammentreffen.

Um zu verhindern, daß der Flüssigkeitsstrom den Ventilkegel schieft stellt, teilt man bei mancher Bauart (Wißventile) den Flüssigkeitsstrom, so, daß er von beiden Seiten gleichmäßig auf den Ventilkegel trifft.

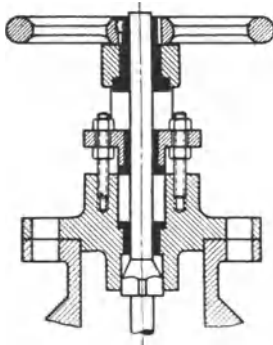


Abb. 445. Bügelaufsatz.

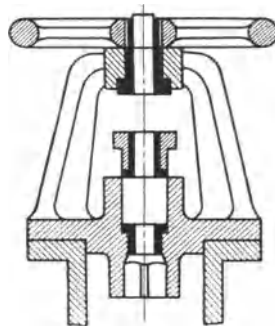


Abb. 446. Peetventil.

Bügelaufsätze (Abb. 445) sind den Aufsätzen auf Säule und Brücke wegen der besseren Zentrierung der Spindeln in den Stopfbüchsen vorzuziehen.

Für Wasserleitungen ist das Peet-Ventil viel in Anwendung (Abb. 446). Zwei runde Scheiben werden durch einen konischen Ansatz der Spindel auseinander- und gegen die Dichtungsflächen gedrückt.

Schnellschlußventile (Dreyer, Rosenkranz & Droop) schließen nicht durch Gewindespindel, sondern durch zylindrisch gebogene Keile. Zum Öffnen und Schließen genügt eine halbe Umdrehung.

Die Abb. 447 bis 454 zeigen verschiedene Kegelkonstruktionen der Patentventile von Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof. Abb. 447 Kegel und Sitz aus Rotguß oder Nickellegierung für Ventile 10–30 mm l. W.

Abb. 448 Kegel und eingepreßter Dichtungsring aus Rotguß oder Nickellegierung für Ventile 40–50 mm l. W. Abb. 449, Kegel aus Gußeisen resp. Stahlguß mit eingepreßten Dichtungsringen aus Rotguß oder Nickellegierung für Ventile 60–175 mm l. W. Abb. 450 wie Abb. 449 jedoch für Ventile von 200 mm l. W. ab und darüber.

Kegel mit auswechselbarer Dichtung:

Abb. 451 Kegel aus Metall mit Jenkins-, Eckert-, Engels-, elastischer Nickel-, Gummi- bzw. Hartgummi- oder Hartbleidichtung für Ventile



Abb. 447.



Abb. 448.

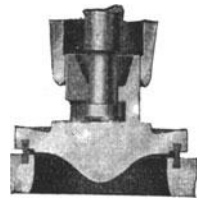


Abb. 449.

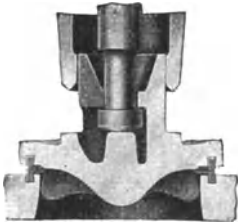


Abb. 450.

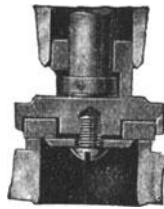


Abb. 451.

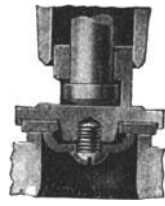


Abb. 452.

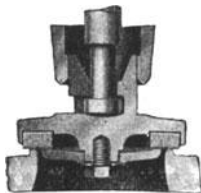


Abb. 453.

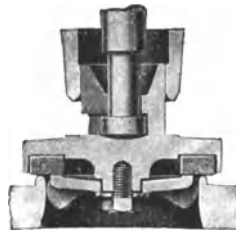


Abb. 454.

Kegelkonstruktionen der Patentventile von Bopp & Reuther, Mannheim.

10–50 mm l. W. Abb. 452 Kegel aus Metall mit Lederdichtung für Ventile 10–50 mm l. W. Abb. 453 Kegel aus Gußeisen für Jenkins-, Eckert-, Engels-, elastischer Nickel-, Leder-, Gummi- bzw. Hartgummi oder Hartbleidichtung für Ventile 60–175 mm l. W. Abb. 454 wie Fig. 449, jedoch für Ventile von 200 mm l. W. und darüber. Abb. 447 bis 450 werden auch Eisen auf Eisen dichtend ausgeführt.

Über die Anwendung verschiedener Dichtungsarten gibt die Firma folgende Hinweise:

Rotguß für gesättigten Dampf, heiße und kalte Flüssigkeiten aller Betriebsdrücke. Nickellegierung für überhitzten Dampf aller Betriebsdrücke.

Jenkins-, Eckert- und Engelsdichtung für gesättigten Dampf, heiße Flüssigkeit und Öle bis 13 Atm. Betriebsdruck und bis 175 mm l. W. Elastische Nickeldichtung für überhitzten Dampf bis 20 Atm. Betriebsdruck und bis 200 mm l. W. Leder für kaltes Wasser bis 10 Atm. Betriebsdruck. Eisen auf Eisen oder Hartblei auf Eisen dichtend für Gase, Ammoniak usw. Gummi bzw. Hartgummi für chemische Zwecke und Zuckerfabrikation.

Ventile besonderer Bauart sind die Reduzierventile, die den Dampfdruck durch Drosselung vermindern und auf möglichst gleich-

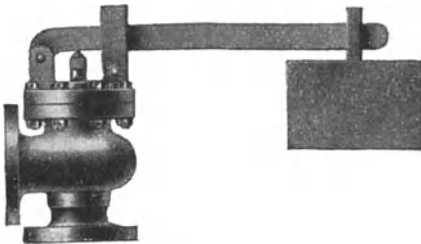


Abb. 455.

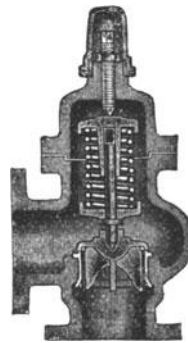


Abb. 456.

Sicherheitsventile.

bleibender Höhe halten, die Einstellung auf einen bestimmten Druck geschieht meist durch Spannung einer Feder; ferner die Schlammablaßventile für Dampfkessel, die durch den Kesseldruck geschlossen gehalten und mit Hilfe eines durch Hand oder Fuß betätigten Hebels geöffnet werden, in der Ausführung des Kegels und Sitzes besonders unempfindlich gegen Schlamm sein müssen, weiter die Sicherheitsventile, die durch Gewichts- (Abb. 455) oder Federbelastung (Abb. 456) geschlossen gehalten werden und bei Überschreitung des höchstzulässigen Druckes selbsttätig öffnen, beide Ventile von Bopp & Reuther.

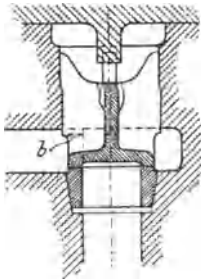


Abb. 457. Selbsttätiges Eckventil.

Die Sicherheitsventile führen über zu den selbsttätigen Ventilen, die durch den Flüssigkeitsdruck gehoben und offen gehalten und durch das Eigengewicht des Ventilkegels oder Federbelastung u. U. die Elastizität des Ventiles selbst geschlossen werden. Die Schlußbewegung der Gewichtsventile ist eine Fallbewegung, die Schlußzeit läßt sich also nur durch Verkleinerung des Hubes verkleinern. Für die Beurteilung dieser Ventile sind nach Bach folgende Gesichtspunkte maßgebend:

1. Das Ventil soll möglichst so konstruiert sein, daß es schon bei Verminderung der Geschwindigkeit der Flüssigkeit zu sinken beginnt und bei der Geschwindigkeit Null auf dem Sitz angekommen ist. Das Ventil schließt dann ruhig, während es sonst durch den Flüssigkeitsdruck zurückgeschlagen wird wobei ein Teil der Flüssigkeit wieder rückwärts fließt.

2. Die Dichtungsfläche muß groß genug sein, um sicher abzudichten, soll aber nicht größer sein, als es diese Forderung sowie jene, daß der Flächen- druck in der Sitzfläche nicht zu groß wird, bedingen.

3. Das Ventil soll nicht schwerer als nötig sein, insbesondere soll bei schnellaufenden Pumpen die Ventilmasse möglichst klein sein.

4. Das Ventil soll sicher geführt sein und möglichst wenig Reibungs-
widerstände haben.

5. Die Richtung, in welcher die Flüssigkeit dem Ventil zu- und vom Ventil
weggeführt wird, soll das Spiel des Ventils nicht beeinträchtigen.

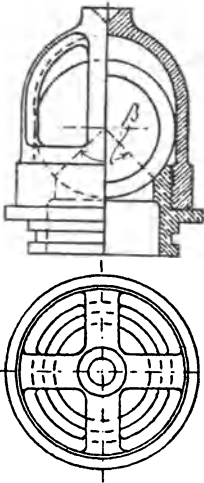


Abb. 458. Kugelventil.

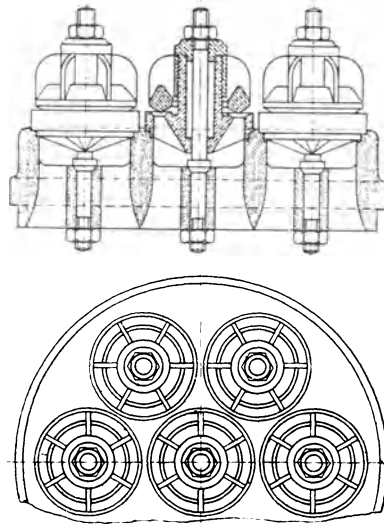


Abb. 459. Gruppenventil.

Abb. 457 zeigt ein selbsttätiges Eckventil mit oberer Rippenführung, Abb. 458 ein Kugelventil, das besonders für dicke und schlammige Flüssigkeiten geeignet ist. Soll das

Kugelventil nicht klemmen, darf der Winkel β höchstens 90° sein.

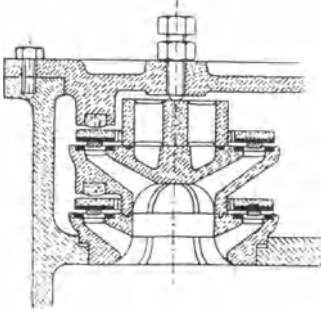


Abb. 460. Doppeltes Ringventil.

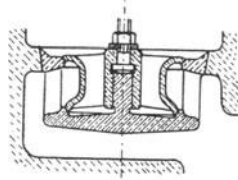


Abb. 461. Rohrventil.

Ist der erforderliche Durchgangsquerschnitt für ein einfaches Ventil zu groß, so kann man entweder mehrere Ventile nebeneinander verwenden: Gruppenventile (Abb. 459) oder mehrere Durchgangsquerschnitte übereinander anordnen: mehrfaches Ringventil (Abb. 460).

Ventile, die durch einen besonderen Mechanismus zwangsläufig bewegt werden, nennt man gesteuerte Ventile. Sie finden sich hauptsächlich bei den Dampfmaschinen und werden als Rohrventile (Abb. 461) oder Glocken-

ventile (Abb. 462), um den Hub klein zu halten mit Doppelsitz ausgeführt. Da der Dampfdruck nach oben und unten gleichstark wirkt sind sie entlastete. Der Wärmeausdehnung wegen sitzen aber meist beide Dichtungsflächen nicht gleichmäßig auf, man führt deshalb zweckmäßig einen Sitz federnd aus.

Da der zwangläufige Schluß bei hohen Umdrehungszahlen zu einem harten Aufschlagen führen kann, ist bei manchen Ventilen die Schlußbewegung nur bis auf einen kleinen Abstand von der Sitzfläche zwangläufig, dann schließen diese Ventile durch den Flüssigkeitsdruck.

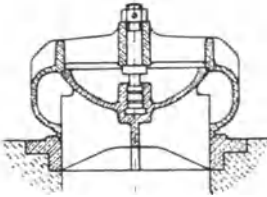


Abb. 462. Glockenventil.

Die Berechnung der Hauptabmessungen eines Ventils ergibt sich aus nachstehenden Betrachtungen:

Die Hubhöhe muß so groß sein, daß der Durchgangsquerschnitt zwischen Ventil und Sitz gleich dem Querschnitt des Rohres $\frac{d^2 \pi}{4}$

ist, also

$$d \pi h = \frac{d^2 \pi}{4}$$

folglich

$$h = \frac{d}{4}.$$

Bei doppel- und viersitzigen Ventilen ergibt die gleiche Betrachtung $\frac{d}{8}$ bzw. $\frac{d}{16}$.

Die Sitzbreite b nimmt man

für gewöhnliche Metallventile $b = \frac{5}{4} \sqrt{d}$ (d in mm),

für Tellerventile mit Lederdichtung $b = \frac{5}{4} d$.

Ventile, welche nicht spielen, dürfen erheblich schmaler ausgeführt werden; so macht man z. B. die Sitzbreite der Sicherheitsventile 1,5 bis 2 mm.

Ist F die Druckfläche des Ventils in qcm, p der Flüssigkeitsdruck in kg/qcm, f die Sitzfläche des Ventils in qcm, k die zulässige Flächenpressung in kg/qcm

so muß sein

$$f \cdot k \geq F \cdot p,$$

meist setzt man aber

$$f \cdot k = 1,25 F \cdot p.$$

Hierbei nimmt man bei stoßfreiem Gange des Ventils

für Nickeldichtung	$k = 250$ kg/qcm	
„ Phosphorbronze	200	„
„ Rotguß	150	„
„ Gußeisen	80	„
„ Gummi und Leder	30 bis 50	„ und höher.

Die Abmessungen des Ventilgehäuses ergeben sich aus der Forderung, daß der Durchgangsquerschnitt nirgends eine Verengung erfahren darf, die Wandstärke kann ungefähr nach den bei Rohren gegebenen Formeln berechnet werden.

Die Berechnung der Spindel hat je nach der Durchströmungsrichtung auf Druck- bzw. Knickfestigkeit oder auf Zugfestigkeit zu erfolgen, wobei man zu dem Druck auf den Ventilkegel auch den Dichtungsdruck 25–50

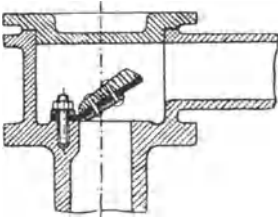


Abb. 463. Ventil mit Lederklappen.

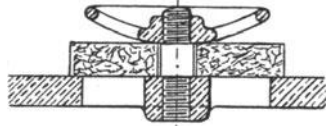


Abb. 464. Ventil mit Gummiklappen.

kg/qcm Dichtungsfläche zuzurechnen hat; man kann ihn auch durch einen Aufschlag von 25 % berücksichtigen, also setzen

$$P = 1,25 \frac{\pi d^2}{4} \cdot p.$$

Hierzu kommen je nach Art des Ventils Drehungs- und Biegebeanspruchungen. Die Flächenpressung im Gewinde nimmt man höchstens 100 kg/qcm. Bei außergewöhnlich hohen Muttern spart man die Gewindegänge teilweise aus, da sie nicht gleichmäßig tragen. Die Säulen werden durch dieselbe Kraft wie die Spindel auf Zug oder Druck beansprucht, man nimmt $k_z = 200$ bis 300 kg/qcm, bei den auch auf Biegung beanspruchten gegossenen Bügeln $k_z = 100$ bis 150 kg/qcm. Bei der Berechnung der schmiedeeisernen Brücke auf Biegung setzt man $k_b = 300$ bis 500 kg/qcm.

Zu den Klappenventilen gehört die bei Besprechung der Dampfmaschinen (siehe dort) schon erwähnte Drosselklappe, die den Querschnitt verengt, aber keinen vollständigen Abschluß herbeiführen kann. Abb. 463 zeigt ein Ventil mit Lederklappen, Abb. 464 ein bei Pumpen, Pulsometern u. dgl. häufig zu findendes Ventil mit Gummiklappen.

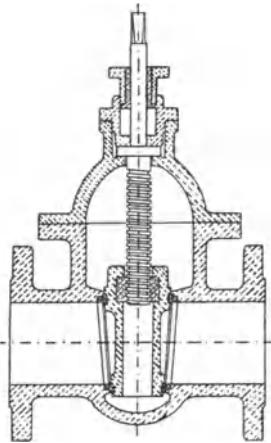


Abb. 465. Wasserschieber.

Das Drehmoment, welches das Klappenventil schließt, ist um so größer, je weiter der Schwerpunkt der Klappe vom Drehpunkt entfernt ist.

Gutermuth verwendet Klappen aus Tombakblech, deren Ende zu einer federnden Spirale aufgewunden ist, die die Klappe anpreßt. Diese Klappen sind sehr leicht.

Abschlußorgane, die durch Verschieben der abdichtenden Flächen öffnen und schließen, nennt man Schieber, den Ventilen gegenüber bieten sie den

Vorteil, daß sie den Flüssigkeitsstrom nicht zu Richtungsänderungen zwingen. Man unterscheidet Normalschieber (Flach-, Kolben- und Rundschieber), bei denen die Kraft, die die abdichtenden Flächen aufeinanderdrückt, senkrecht zu diesen Flächen wirkt und Achsialschieber (Drehschieber und Hähne), bei denen sie in der Richtung der Achse dieser Flächen wirkt.

Der Schieberspiegel der Normalschieber wird für Wasser aus Bronze, für Gas- und Dampf in der Regel aus Gußeisen hergestellt. Um die infolge der Abnutzung notwendig werdende Auswechslung zu ermöglichen, legt man die Dichtungsflächen, wenn möglich, in besondere Einsätze.

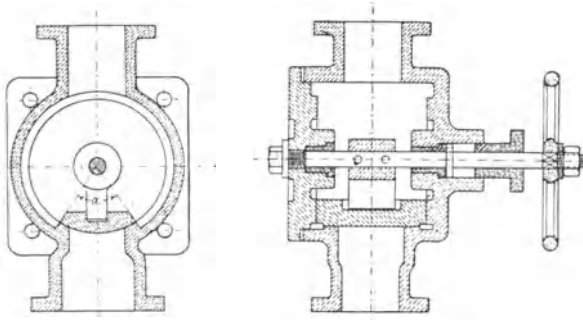


Abb. 466. Rundschieber.

Bei Schiebern für Dampf ist der rasche und zwangsläufige Abschluß ein Hauptvorteil des Schiebers, bei der Verwendung für Wasser führt aber der rasche Abschluß zu Stößen, die man durch Einbau von Windkesseln in die

Leitung unschädlich machen muß. Einen langsam schließenden Wasserschieber zeigt Abb. 465, ähnliche Schieber werden auch für Dampf und Gase verwendet, Abb. 466 zeigt einen Rundschieber, bei welchem der Winkel klein sein soll, weil die Flächenpressung nach den Rändern zu abnimmt.

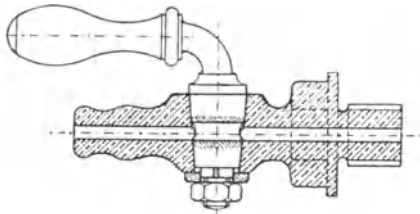


Abb. 467. Hahn.

Die Schieber für Dampfmaschinen sind schon im Abschnitt Dampfmaschinensteuerungen besprochen worden.

Zu den Achsialschiebern gehören die Hähne, die im Gegensatz zu anderen Schiebern oft den Querschnitt verengen und manchmal auch den Flüssigkeitsstrom zu Richtungsänderungen zwingen, aber gut dicht halten.

Abb. 467 zeigt einen gewöhnlichen Hahn. Der innere Kegel wird meist Kükens, auch Hahnschlüssel, Hahnwirbel oder Hahnreiber genannt. Damit die Mutter beim Drehen des Kükens sich nicht lösen kann, sitzt die Unterscheibe auf einem Vierkant. Des Nachschleifens wegen sollen die Flächen dort, wo die Berührung aufhört, zylindrisch sein; auch ist es vorteilhaft, wenn die beiden aufeinander zu schleifenden Teile verschiedene Härte haben. Das Einschleifen geschieht mit Bimsstein oder Glaspulver, bei Gußeisen mit

feinem Schmirgel. Das Einfetten mit Talg oder Rohglyzerin. Manchmal wird der Kegelsitz mit Asbest oder ähnlichen Stoffen ausgefüllt.

Abb. 468 zeigt einen Dreiweghahn. Die Flüssigkeit kommt von unten und kann entweder nach A oder nach B geleitet, oder ganz abgeschlossen werden.

Die Neigung der Kegelfläche gegen die Mittellinie soll 1:8 bis 1:15 sein, die Breite der Dichtungsfläche bei kleinen Hähnen mindestens 10 mm. Die Öffnung im Kükem hat ungefähr Rechteckform, die Höhe gleich dem 1,8 bis 2,5fachen der Breite. Im Normenausschuß einigte man sich auf das Schlitzverhältnis 1:2,75 als Mittelwert für alle Hahngrößen.

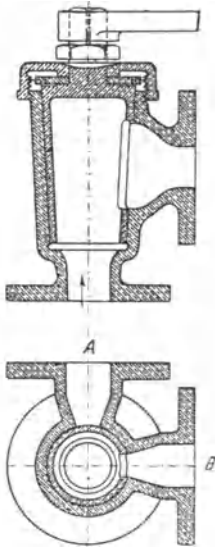


Abb. 468. Dreiweghahn.

Das Material der Hähne ist Messing, Bronze oder Gußeisen.

Für Heißdampf (über 280°) sind Messing-, Bronze- und Rotgußhähne nicht mehr zulässig.

Hähne für Flüssigkeiten, die Metalle angreifen, werden auch aus Steinzeug hergestellt.

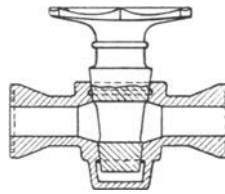


Abb. 469. Steinzeughahn.

Als Beispiel eines Steinzeughahnes zeigt Abb. 469 den Oska-Hahn der Steinzeugröhrenfabrik GmbH, Muskau in Lugknitz O.-L., der als Durchgangshahn und Schnabelhahn ausgeführt wird. Das unten geschlossene Hahngehäuse ist zur Aufnahme der den Hahn durchströmenden Betriebsflüssigkeit sackartig erweitert. In diese Flüssigkeit ragt das unter Ende des Kükens hinein, so daß die Flüssigkeit federnd auf das Kükem wirkt. Am Kükem oder im Gehäuse angebrachte Dichtungsnuten, die sich gleichfalls mit Betriebsflüssigkeit füllen, verhindern infolge der Kohäsionswirkung derselben auf die bei leichtem Lecken durchsickernde Flüssigkeit ein Tropfen des Hahnes.

Sonstige Maschinenteile.

Außer den vorstehend besprochenen Maschinenteilen finden sich an Maschinen Handräder-, Kugel-, Kegel-, Stangen-, Keulen-, Ballen-, Hahn- und Walzengriffe usw. Der Normenausschuß bezeichnet diese Teile als Bedienungselemente, es genügt hier auf die betr. Normblätter zu verweisen.

Zu erwähnen sind noch die Federn, die man nach der Beanspruchung in Biegungs- und Verdrehungsfedern, nach der Form in Blattfedern, Spiralfedern, Schraubenfedern und Kegelfedern einteilt.

Ist P die Tragfähigkeit der Feder, f die Durchbiegung bei der Belastung P , l die Länge der Feder in Zentimeter, k_b die zulässige Biegungsspannung in Kilogramm pro Quadratcentimeter, E der Elastizitätsmodul des Materials und J das Trägheitsmoment des Querschnittes

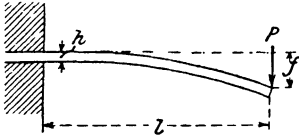


Abb. 470.

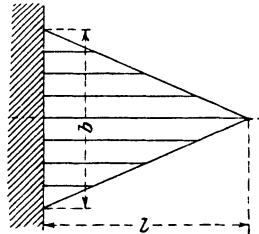


Abb. 471.

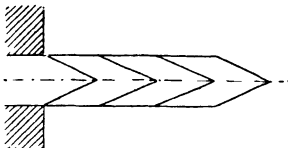


Abb. 472.

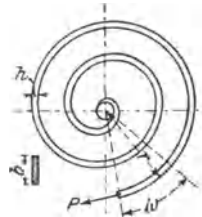


Abb. 473.

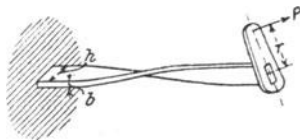


Abb. 474.

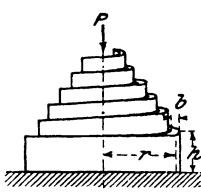


Abb. 476.

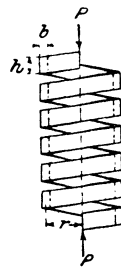


Abb. 475.

Federn.

für rechteckigen Querschnitt $J = \frac{b h^3}{12}$,

„ runden „ $J = \frac{d^4}{20}$,

so erhalten wir für **Biegungsfedern** von rechteckigem Querschnitt (Abb. 470) die Festigkeitsgleichung:

$$P.l = \frac{b h^2}{6} \cdot k_b$$

die Durchbiegung ist
$$f = \frac{P l^3}{3 E J}$$

Federn von gleicher Breite und Höhe krümmen sich nach der elastischen Linie, solche deren Höhe nach der kubischen Parabel abnimmt oder Dreiecksfedern (Abb. 471) von gleichbleibender Höhe krümmen sich kreisbogenförmig. Aus der Dreiecksfeder entsteht nach Abb. 471 und 472 das Blattfederwerk, bei dem aber die Enden statt dreieckig auch in der Höhe nach der kubischen

Parabel verzüngt sein können. Hier wird $f = \frac{P l^3}{2 E J}$.

Für die Spiralfeder (Abb. 473) gilt bei rechteckigem Querschnitt

$$P.r = \frac{b h^2}{6} \cdot k_b; \quad f = 2 \frac{r.l k_b}{h E},$$

bei rundem Querschnitt

$$P.r = \frac{d^3}{10} \cdot k_b; \quad f = 2 \frac{r.l k_b}{d E},$$

für **Drehungsfedern** (Abb. 474) oder **Schraubenfedern** (Abb. 475) bzw. **Kegelfedern** (Abb. 476) bei rechteckigem Querschnitt

$$P.r = \frac{2 b^2 \cdot h}{9} \cdot k_d,$$

bei kreisförmigem Querschnitt

$$P.r = \frac{d^3}{5} \cdot k_d.$$

Die Durchbiegung ist bei der Schraubenfeder mit rundem Querschnitt

$$f = \frac{4 \pi n r^2 k_d}{d E_s},$$

bei rechteckigem Querschnitt

$$f = 1,6 \pi n r^2 \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \frac{k_d}{E_s},$$

für die Kegelfeder mit rundem Querschnitt

$$f = \pi n \frac{r^2 k_d}{d E_s},$$

bei rechteckigem Querschnitt

$$f = 0,4 \pi n r^2 \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \cdot \frac{k_b}{E_s}.$$

Hierbei ist n die Anzahl der Windungen, k_d die zulässige Verdrehungsspannung und E_s der Schubelastizitätsmodul.

Namen- und Sachregister.

(Die Zahlen bedeuten die Seiten.)

A.
Abdampfeschalen u. -kessel 273.
Abdampfvorwärmer 46.
Abdampfturbinen 103.
Abgase, Untersuchung der 54.
Absperrventile 420.
Absperrvorrichtungen 49, 419.
Abstechmaschinen 229.
Achsen 324.
Achsalrturbine 138.
Aktionsturbinen 137.
Allgemeine polizeiliche Bestimmungen für Dampfkessel 48, 59, 302.
Aluminium 6.
Ammoniakverdampfer 290.
Ammoniakverdichter 289.
Ammoniakverflüssiger 289.
Anlasser 155.
Anzug der Keile 318, 320.
Arbeitsmaschinen 168.
Arbeitsräder 355.
astatische Regler 94.
Asynchronmotoren 157.
Atmoskessel 41.
Auflösen 254, 271.
Aufschlämmen 254, 259.
Aufzüge, 213
— Arten 213.
— Betrieb 219.
— Bestimmungen 214, 216.
Ausdehnungskondenswasserableiter 419.
Ausdehnungskupplung 332.
Auslaugung 267.
Auspuffmaschine 68.
Ausrücker 339.
Ausrückkupplung 334.
Ausschalter 165.
Aussetzerregelung 118.
Autoklaven 277.
Automaten 227.
Autotransformatoren 163.
B.
Backenbremse 383.
Bagger 222.
Bandbremse 383.
Bandkupplung 333.
Batterieessel 30.
Baustoffe 1.
Becherwerke 188.
Bedienungselemente 429.
Beharrungsregler 93, 97.
Belastungsspannung, Seiltrieb mit — 372.
Beleuchtung, elektr. 166.
Bennkupplung 336.
Berieselungskondensatoren 100.
Bestoßmaschinen 230.

Betonrohre 416.
Biegungsfedern 430.
Blattfedern 429.
Blei 5.
Blindstrom 152.
Bohrmaschine und Bohrwerke 229.
Bolzenkupplung 332.
Brechwalzen 240.
Brechschnecken 244.
Bremswerke 382.
Brennstoffwage 54.
Bewässerungsschnecke 253.

C.
Chamottesteine 8.
Chemisch widerstandsfähige Eisen- und Stahlarten 3.
Collmannsteuerung 89.
Compounddampfmaschine 74.
Compoundmaschine 149.
Corlißsteuerung 88.
Crotoginorohre 417.
Curtisturbine 106.

D.
Dampfentöler 54.
Dampffässer 59.
Dampfhydraulische Presse 235.
Dampfkesselanlagen 14.
— -ausrüstung 48.
— Bauarten 28.
— Genehmigung und Prüfung 52.
— Wartung 56.
Dampfkraftanlagen, Wahl, Aufstellung, Betrieb 109.
Dampfkrane 206.
Dampfmaschinen 67.
— Bauarten 83.
— Untersuchung der 113.
Dampfpumpen 175.
Dampfspeicher 63.
Dampfstrahlpumpen 184.
Dampftrockner 417.
Dampfturbinen 103.
Dampfzylinder 390.
Destillationsanlagen 279.
Destillieren 271, 279.
Desaggregator 246.
Desintegrator 245.
Diagonalturbine 138.
Diagramm einer Expansionsmaschine 70.
Diaphragmapumpen 177.
Dichtungsarten f. Ventile 423.
Dicktenhobelmaschine 230.
Dienstvorschriften für Kesselwärter 56.

Dieselmotor 131.
Differentialbremse 383.
Differentialflaschenzug 199.
Differentialpumpen 172.
Dismembrator 245.
Doerfelscher Regler 97.
Dohmen-Leblanc-Kuppelung 335.
Doppelkessel 35.
Drahtseile f. Hubzwecke 377.
Drahtseilbetrieb 374.
Drehbank 223.
Drehfilter 269.
Drehkran 205.
Drehrohröfen 276.
Drehschieber 419, 428.
Drehschiebersteuerungen 88.
Drehstrommotoren 157.
Drehstromerzeuger 151, 153.
Drehungsfedern 431.
Drehwerke 226.
Dreieckschaltung 154.
Dreileitersystem 164.
Dreiweghähne 429.
Drückbänke 226.
Druckgasanlagen 125.
Druckheber 186.
Druckturbinen 137.
Druckzug 22.
Duplexpumpen 175.
Dynamomaschinen 147.

E.
Eckvernietung 301.
Einzelpolmaschine 151.
Eismaschinen 288.
Ejektoren 184.
Einscheibenantrieb 225.
Einspritzkondensatoren 97.
Economiser 47.
Elektrische Bremsen 384.
Elektrische Maschinen und Anlagen 147.
Elektroschlepper 219.
Elevatoren 184, 221.
Elliptische Räder 409.
Erhitzen 271.
Etagenpresse 237.
Evolvertenverzahnung 353.
Expansionsmaschine 68.
Extrahieren 271.
Extrakteur 279.
Extraktionsapparate 279.
Exzelsiormühle 245.
Exzenter 407.
Exzenterpresse 234.
Exzenterpumpen 178.
Eyerannturbine 108.

F.
Fabrikschild 51.
Fairhairnkran 206.

Federkeile 320.
 Federn 320, 429.
 Federregler 93.
 Feilmaschine 229.
 Feinquarzfilter 262.
 Festigkeitsberechnungen 292.
 Feuerbuchskessel 32.
 Feuerrohrkessel 32.
 Feuerungen 17, 21.
 Feuerzüge 25.
 Filterpressen 264.
 Filtertücher 265.
 Filtrieren 261.
 Flaches Gewinde 310.
 Flachkeile 319.
 Flachregler 93, 97.
 Flammöfen 273.
 Flammrohrkessel 30.
 Flanschenrohre 410.
 Flaschenzüge 197.
 Flettner-Rotor 146.
 Flügelpumpen 177.
 Flußeisen 2.
 Flüssige Brennstoffe 25.
 Flüssigkeitsanlasser 156.
 Flüssigkeitskupplung 334.
 Förderschnecken 220.
 Förderspiralen 220.
 Formmaschinen 231.
 Fortleitung von Flüssigkeiten usw. 409.
 Fourneyronturbine 138.
 Francisturbine 138, 141.
 Fräseru. Fräsmaschinen 228.
 — für Holz 230.
 Füllungsregelung 118.
 Fundamentanker 317.
 Furnierschälmaschine 231.

G.

Gasfeuerung 25.
 Gasgeneratoren 127.
 Gaskraftmaschinen 120.
 Gattersäge 230.
 Gebläse 189, 190.
 Gegenkurbel 407.
 Gehrungsschneider 230.
 Gelenkketten 381.
 Gemischregelung 118.
 Gewichtsregler 93.
 Gewindeschneidemaschine 229.
 Gewindesysteme 307.
 Gerinne 143.
 Geschwindigkeitsregler 94.
 Gießereikran 206.
 Girardturbine 138.
 Gleichdruckmotoren 130.
 Gleichdruckturbine 104.
 Gleichrichter 162.
 Gleichstromdampfmaschine 91.
 Gleichstromerzeuger 147.
 Gleichstrommotoren 156.
 Gleitbahn 400.

Krause, Maschinenkunde.

Gliederkessel 36.
 Glockenkolonne 280.
 Glockenmühlen 244.
 Glockenventil 426.
 Glührohrzündung 116.
 Gnomkupplung 336.
 Gradierwerke 101.
 Grissongetriebe 362.
 Großgasmaschinen 121.
 Großwasserraumkessel 28.
 Gruppenventile 425.
 Gußeisen 1.

H.

Hähne 419, 428.
 Hahnsteuerungen 88.
 Halszapfen 321.
 Hammermühle 247.
 Handkurbel 406.
 Hanfseile für Hubzwecke 376.
 Hanfseiltrieb 371.
 Hängebahnen 220.
 Hängelager 339.
 Hartungscher Regler 97.
 Haue 248.
 Hauptstrommaschine 148.
 Hebelpressen 233.
 Hebemaschinen 168.
 Heißdampfmaschine 76.
 Heizfläche 15.
 Heizflächenbelastung 15.
 Heizung, elektrische 166.
 Henschel-(Jonval)-Turbine 140.
 Hildebrandt-Kupplung 334.
 Hillkupplung 336.
 Hobelmaschine 227.
 Hochdruckkompressor 194.
 Hochdruckpumpen 181.
 Hochkeile 318.
 Hochofengasmaschine 122.
 Höhenkeile 321.
 Hohlkeile 319.
 Holländer 252.
 Holz 6.
 Holzbearbeitungsmaschine 230.
 Holzliderung 387.
 Holzschrauben 317.
 Holzzähne 356.
 Hookscher Schlüssel 333.
 Hubventile 419.
 Hubverminderer 80.
 Hülsenkupplung 329.
 Humphreypumpe 186.
 Hydraulische Presse 235.
 Hydraulischer Widder 183.
 Hydrokompressor 196.

J.

Jägergebläse 193.
 Jägerpumpen 179.
 Indikator 76.
 Indikator diagramm 80.
 — des Gasmotors 115.

Indikator diagramm des Dieselmotors 131.
 — von Pumpen 176.
 Injektoren 184.
 Jonvalturbine 138.

K.

Kaisermühle 247.
 Kalibrierte Ketten 378.
 Kalorifere 273.
 Kältemaschinen 288.
 Kaminkühler 101.
 Kammerpressen 264.
 Kammlager 348.
 Kammzapfen 324.
 Kaplanturbine 142.
 Kapselgebläse 192.
 Kapselkompressoren 193.
 Karusseldrehbank 226.
 Kaskadenkondensatoren 99.
 Kaskadenschüsseln 255.
 Kegelbrecher 239.
 Kegelfedern 429.
 Kegelräder 360.
 Kegelregler 93.
 Kegelreibungskupplung 335.
 Kegelventil 420.
 Kehlmaschine 230.
 Keile 317.
 Keilverbindungen 317.
 Kennzeichnung von Rohrleitungen 413.
 Keramische Produkte 8.
 Kerntransformatoren 163.
 Kesselpapiere 53.
 Kesselschuh 301.
 Kesselvernietung 301.
 Kesselwärter, Dienstvorschriften 56.
 Kesselzugüberhitzer 43.
 Ketten 378.
 Kettenbahnen 220.
 Kettenpumpen 188.
 Kettenrollen u. -trommeln 381.
 Kettentriebe 375.
 Kettenzapfenlochsteckmaschine 230.
 Klappenventile 419, 427.
 Klauenkupplung 334.
 Kleinwasserraumkessel 28.
 Klemmenspannung 148.
 Klemmgesperre 382.
 Klemmverbindungen 321.
 Kleyscher Regler 97.
 Klinkengesperre 382.
 Knetmaschine 254.
 Kniehebelpresse 233.
 Kochkessel 274.
 Kohlenstaubfeuerung 24.
 Kolben (u. Kolbenstangen) 384.
 Kolbengebläse 193.
 Kolbenkompressor 194.

Kolbenpumpen 169.
 Kolbenringe 387.
 Kolbenstange 389.
 Kolonnenapparate 289.
 Kollektor 150.
 Kollektormotoren 160.
 Kollergänge 242.
 Kolloidmühle 252.
 Kompression d. Dampfes 69.
 Kompressions - Vakuum-
 verdampfer 278.
 Kompressoren 189.
 Kondensator 68.
 Kondensatoren 97.
 Kondenstöpfe 417.
 Kondenswasserableiter 417.
 Königliche Steuerung 90.
 Konstruktionsgrundsätze
 291.
 Kontroller 156.
 Konzentrieren 271.
 Kordelschnüre 366.
 Kordelgewinde 310.
 Kraftausgleichungskupp-
 lung 339.
 Kraftgaserzeugung 125.
 Kraftmaschinen 67.
 Krafträder 355.
 Kratzertransporteure 221.
 Krause-Trocknungsver-
 fahren 252, 288.
 Kreiselpumpen 180.
 Kreiskolbenpumpen 179.
 Kreissäge 231.
 Kristallisieren 271, 279.
 Kreuzgelenkkupplung 333.
 Kreuzkopf 396, 399.
 Kreuzschleife 401.
 Kropfrad 135.
 Krummzapfen 404.
 Kugelgelenk 334.
 Kugellager 348.
 Kugelmühle 248, 250.
 Kugelventil 420, 425.
 Kühlteiche 101.
 Kühltürme 101.
 Kunstharze 9.
 Kunstriemen 366.
 Kupfer 4.
 Kupplungen 328.
 — bewegliche 331.
 — elastische 332.
 — elektrische 337.
 Kurbel 396, 402.
 Kurbelpresse 234.
 Kurbelscheibe 405.
 Kurbelschleife 401.
 — schwingende 407.
 — umlaufende 408.
 Kurbeltrieb 396.
 Kurzschlußläufer 158.

I.

Labyrinthdichtung 395.
 Lager 339.
 Lagerabstand 327.

Lagerschalen 343.
 Lamellenpumpen 178.
 Längskeile 319.
 Laschennietung 295.
 Läufer 248.
 Laufkatzen 209.
 Laufkrane 207.
 Laufrad 138.
 Lavalturbine 105.
 Lederdichtung 385.
 — liderung 387.
 — -manschetten 385.
 Leistung einer Dampf-
 maschine 71, 83.
 Leistungsregler 94.
 Leitapparat 138.
 Leitrad 138.
 Leitspindel 224.
 Leitungssysteme 163.
 Lenixapparat 364.
 Lentzsteuerung 90.
 Löfflerkessel 42.
 Lokomobilen 101.
 Lokomobilkessel 32.
 Lokomotivkessel 32.
 Luftanlasser 156.
 Luftpumpen 189, 196.
 — nasse 197.
 — rotierende 197.

M.

Mac Nicol-Kessel 35.
 Magazinkrane 206.
 Mahlgänge 248.
 Mammütpumpe 186.
 Manometer 51.
 Manteltransformatoren 163.
 Maschinenbronze 5.
 Maschinenteile 291.
 Mastenkrane 207.
 Mehrfachexpansionsma-
 schine 73.
 Mehrkörperdampfanlage
 278.
 Membranpumpen 177.
 Messing 4.
 Meßinstrumente, elektr.
 165.
 Metallbearbeitungsma-
 schinen 222.
 Metalliderung 387.
 Metallschläuche 416.
 Metrisches Gewinde 309.
 Mischkondensatoren 97.
 Mischmaschinen 252, 254.
 Mischschnecke 253.
 Missong - Kondenswasser-
 ableiter 419.
 Mitisguß 2.
 Mitteldruckpumpen 182.
 Mittelschlächtiges Wasser-
 rad 135.
 Modulteilung 354.
 Montejus 188.
 Motoren 155.
 Motorenkupplung 338.

Muffenkupplung 329.
 Muffenrohre 411.
 Mühleisen 248.
 Muttern 314.

N.

Nebenapparate, elektrische
 163.
 Nebenschlußmaschine 148.
 Neusilber und ähnliche Le-
 gierungen 5.
 Nickel 5.
 Niederdruckkreispumpen
 180.
 Nietverbindungen 294.
 Nutenkeile 319.
 Nutsche 261.

O.

Oberflächenkondensatoren
 99.
 Oberschlächtiges Wasser-
 rad 136.
 Ohnesorgekupplung 339.
 Ölabscheider 54.
 Ölanlasser 156.

P.

Packung 393, 395.
 Parsonsturbine 107.
 Partialturbine 138.
 Paternosterwerke 214.
 Peetventil 422.
 Peltonrad 139.
 Phasenschieber 159.
 Phasenverschiebung 152.
 Plandarre 282.
 Plandrehbank 226.
 Planrost 18.
 Pleuelstange 397, 402.
 Plungerkolben 385.
 Plungerpumpen 170.
 Pochwerke 244.
 Ponceletrad 135.
 Portalkrane 209.
 Porterscher Regler 97.
 Pressen 233.
 Preßzylinder 390.
 Probierhähne 50.
 Proelischer Regler 97.
 Propellerrinnen 221.
 Prüfung der Dampfkessel
 52.
 Pumpen 169.
 — rotierende 178.
 Pumpenzylinder 390.
 Pulsometer 187.

Q.

Querhaupt 399.
 Querkeile 318.

R.

Rabitzgetriebe 362.
 Radialturbine 138.
 Radovanovicsteuerung 90.
 Rahmenpressen 264.
 Rankinisieren 82.

- Raschgringe 255.
 Rauch 22.
 Rauchgasvorwärmer 47.
 Rauchschieberregulatoren 54.
 Raupenschlepper 219.
 Reaktionsturbinen 137.
 Reaktionsturm 257.
 Receivermaschine 75.
 Reduzierventile 424.
 Regelung der Turbinen 138.
 — der Verbrennungskraftmaschinen 118.
 Regenerativfeuerung 272.
 Regler 91.
 Regulatoren 91.
 Reibungskoeffizienten 323.
 Reibungskupplung 335.
 Reibungsräder 351.
 Reitstock 225.
 Rekerpervivfeuerung 272.
 Restartinginjektor 185.
 Revolverbänke 226.
 Riemenscheiben 369.
 Riemetrieb 362.
 Ringschmierung 346.
 Ringventile 425.
 Rohre 409.
 Rohrkolben 171.
 Rohrkrümmer 415.
 Rohrleitungen 58.
 Rohrmühle 251.
 Rohrventile 425.
 Rohrverbindungen 414.
 Rolle, feste, bewegliche 197.
 Rollenzüge 198.
 Rollgänge 222.
 Rollkrane 207.
 Rollmühlen 251.
 Rootsgebläse (Rootblower) 192.
 Rostbelastung 15.
 Rostfläche 14, 19.
 Röstöfen 275.
 Roststäbe 19.
 Rotguß 5.
 Rotor 151.
 Rückenschlächtiges Wasserrad 136.
 Rückkühlanlagen 101.
 Rührwerke 254.
 Rundkeile 319.
 Rundschieber 419, 428.
 Ruths-Speicher 65.
 Rutschen 222.
 S.
 Sagebienrad 136.
 Sandanlasser 156.
 Sandfilter 262.
 Sauggasanlagen 126.
 Saugheber 186.
 Saugleitungskondensator 100.
 Saugluftförderung 221.
 Säurepumpen 183.
 Saugtrockner 271.
 Saug- und Druckfilter 264.
 Saugzug 22.
 Schachtkran 206.
 Schachtöfen 275.
 schädlicher Raum 70.
 Schalenkupplung 330.
 Schärfe 250.
 Schaukelsiebe 259.
 Scheibenkolben 385.
 Scheibenkupplung 331.
 Scherenkrane 207.
 Schieber 419, 427.
 Schiebersteuerungen 84.
 Schiffskessel 34.
 Schlagkreuzmühle 246.
 Schlagstiftmaschine 245.
 Schlammlaßventile 424.
 Schleifscheibe 229.
 Schleppkurbel 332.
 Schleuderbremse 384.
 Schleudermühlen 245.
 Schlauderventilatoren 190.
 Schmalspurbahnen 219.
 schmiedbarer Guß 1.
 Schmiedeeisen 2.
 Schmelzen 271.
 Schneckenrad 189.
 Schnecke und Schneckenrad 361.
 Schneidenlager 350.
 Schnellflaschenzug 200.
 Schnellschlußventile 422.
 Schöpfwerke 188.
 Schornstein 26.
 Schrägrost 18.
 Schraubenfedern 429.
 Schraubenfederreibungskupplung 336.
 Schraubenflaschenzug 199.
 Schraubenmühlen 244.
 Schraubenpresse 234.
 Schraubenschlüssel 317.
 Schraubensicherungen 315.
 Schraubenventilatoren 190.
 Schraubenverbindungen 306.
 Schraubenwinden 204.
 Schrumpfen 305.
 Schubstange 397, 402.
 Schubstangenkopf 402.
 Schurrsiebe 259.
 Schüttelrinnen 221.
 Schüttelsiebe 259.
 Schwamkrugturbine 138.
 Schweißisen 2.
 Schweißen 306.
 SchwemmfILTER 263.
 Schwinden 305.
 Schwingsiebe 259.
 Schwungrad 91.
 Schwungradpumpen 174.
 Seilbahnen 220.
 Seile für Hubzwecke 376.
 Seiltriebe 371.
 Sellersgewinde 307.
 Sellerskupplung 330.
 Separatoren 259.
 Shapingmaschine 227.
 Sicherheitsventil 51, 424.
 Sicherungen, elektr. 165.
 Siebkolonne 280.
 Siebmaschinen 258.
 Siederohre 413.
 Soloofen 276.
 Sondermaschinen f. chem. Ind. 238.
 Spannrollen 364.
 Spartransformatoren 163.
 Speiseventil 49.
 Speisevorrichtungen 48.
 Speisewassermesser 54.
 Speisewasserreinigung 55.
 Sperrbremse 383.
 Sperrwerke 382.
 Spindelstock 224.
 Spiralfedern 429.
 Spurlager 339.
 Spurzapfen 321, 323.
 Stahl 5.
 Stahlbandtriebe 370.
 Stahlformguß 2.
 statische Regler 94.
 Stator 151.
 Stehbolzen 315.
 stehende Kessel 42.
 Stehlager 339.
 Steilrohrkessel 39.
 Steine 8.
 Steinbrecher 239.
 Steinschrauben 315.
 Steinzeughähne 429.
 Steinzeugrohre 417.
 Stellringe 328.
 Stemmaschinen 230.
 Sternschaltung 154.
 Steuerungen der Dampfmaschine, 83.
 Steuerung der Pumpen 175.
 Stirnkurbel 404.
 Stirnzapfen 321.
 Stopfbüchsen 393.
 Stoßheber 183.
 Stoßmaschine 227.
 Strahlgebläse 193.
 Strahlpumpen 183.
 Strangpresse 236.
 Ströder-Wäscher 257.
 Stromerzeuger 147.
 Strombrecher 255.
 Stufenrädernetriebe 225.
 Stufenscheiben 367.
 Stützlager 339.
 Stützzapfen 321, 323.
 Sublimieren 271.
 Sulzersteuerung 89.
 Support 225.
 Synchronmotoren 157.
 T.
 Taifunrührwerk 255.
 Tandemmaschine 74.
 28*

Taucherkolben 385.
 Tellerventil 420.
 Temperguß 1.
 Tollescher Regen 97.
 Trägheitsregler 93.
 Traglager 339.
 Tragzapfen 321.
 Transformatoren 160.
 Transportbänder 221.
 Transporteinrichtungen 219.
 Transportmaschinen 168.
 Trapezgewinde 310.
 Trenkscher Regler 97.
 Trennen, Maschinen zum 257.
 Treppenrost 18.
 Trockenanlagen 252, 281.
 Trockenkammern 282.
 Trockenpresse 236.
 Trockenschränke 282.
 Trockentrommel 283.
 Trocknen 252, 271, 281.
 Trocknungsverfahren, Krause- 252, 288.
 Trommelwinde 200.
 Turbinen 137.
 Turbinen, Dampf- 103.
 Turbinenpumpen 181.
 Turbogebläse 191.
 Turbokompressoren 191.
 Turmkrane 210.

U.

Überdruckturbine 104, 137.
 Überhitzer 42.
 Überhitzung des Dampfes 76.
 Überladekran 209.
 Überlappungsnietzung 295.
 Übertragung der Drehbewegung 351.
 Uhlhornkupplung 338.
 Umdrehungszahl 351.
 — von Transmissionswellen 326.
 Umfangsgeschwindigkeit 351.
 Umfangskraft 355.
 Umformer 160.
 Unempfindlichkeitsgrad 94.
 Ungleichförmigkeitsgrad 94.
 Universalinjektor 185.
 Universalvorlege 370.
 Unterschlächtiges Wasserrad 135.
 Unterschubfeuerung 23.
 Untersuchung d. Dampfkessel 53.
 Urfilter 269.

V.

Vacuumapparate 278.
 Vacuumfilter 261.
 Vacuumpumpen 196.
 Velozipedkrane 210.
 Ventilatoren 190.
 Ventile 419.
 Ventilkegel 422.
 Ventilkolben 171.
 Ventilsitze 421, 422.
 Ventilsteuerungen 88.
 Verbrennungskraftmaschinen 114.
 — Aufstellung 119.
 — Betrieb 119.
 — für flüssige Brennstoffe 130.
 Verbunddampfmaschine 74.
 Verbundmaschine (elektr.) 149.
 Verdampfungsziffer 16.
 Verflüssigung von Gasen 288.
 Vernichtung 294.
 Vierleitersysteme 165.
 Viertakt 114.
 Volltrommelmaschine 151.
 Vollturbine 138.
 Voraustritt 69.
 Voreintritt 69.
 Vorwärmer 46.
 Vulkankupplung 337.

W.

Walzenkessel 30.
 Walzenmühlen 252.
 Walzentrockner 282.
 Walzwerke 240.
 Wanderroste 24.
 Wandlager 339.
 Wärmeschutzmasse 417.
 Wärmespeicher 63.
 Wärmeverluste 17.
 Wartung der Dampfkessel 56.
 Wäscher, Ströder- 257.
 Wasserdruckkompressor 196.
 Wasserkraftmaschinen 132.
 — Anlage und Betrieb 142.
 Wasserräder 134.
 Wasserrohrkessel 36.
 Wassersäulenmotor 133.
 Wasserschnecke 189.
 Wasserschraube 189.
 Wasserstandsglas 50.
 Wasserstrahlkondensatoren 100.

Wasserstrahlpumpen 183.
 Wattscher Regler 97.
 Watzkekupplung 337.
 Wehre 143.
 Wechselstromerzeuger 151.
 Wechselstrommotoren 157.
 Wechselventil 421.
 Wellen 325.
 — biegsame 328.
 Welle, gekröpft 404.
 Werkkanal 143.
 Werkzeugmaschinen 222.
 Winden 200.
 Windkessel 173.
 Windkraftmaschinen 145.
 Windrichter 259.
 Wirkstrom 152.
 Wirkungsgrad d. Feuerung 16.
 Whitworthgewinde 307.
 Woolfsche Maschine 74.
 Worthington-Pumpe 175.
 Wurffeurung 23.

Z.

Zahnkupplung 334.
 Zahnräder 353.
 Zahnstange und Schnecke 396.
 Zahnstangenwinde 203.
 Zahnteilung 354.
 Zapfen 321.
 Zapfenreibung 323.
 Zeichnungen 10.
 Zellenfilter 271.
 Zementrohre 416.
 Zentralüberhitzer 43.
 Zentrifugalpumpen 180.
 Zentrifugalsichtmaschine 258.
 Zentrifugen 260.
 Zerkleinerungsmaschinen 238.
 Ziegel 8.
 Zink 6.
 Zinn 6.
 Zöllyturbine 106.
 Zugmesser 54.
 Zugregler 21.
 Zündung der Gasmotoren 116.
 Zuppingerad 135.
 Zweitaktmaschine 123.
 Zwilling-, Drillings- und Mehrlingsdampfmasch. 73.
 Zykloidenverzahnung 353.
 Zylinder 389.