

Aus
Natur und Geisteswelt

— 394 —

R. Vater

Die Dampfmaschine

II: Ihre Gestaltung
und Verwendung

Zweite Auflage



—
B. G. Teubner. Leipzig. Berlin

Die viermalige Lohnerhöhung für Buchdrucker und Buchbinder allein im letzten halben Jahre und die gleichzeitig weitere Preissteigerung aller Materialien zwingt mich zu einer Erhöhung des Grundpreises der Sammlung, und zwar für die bisherige Einbandausführung von M. 1.50 auf M. 1.90.

Um die Bändchen auch zu einem billigeren Preise bei geringeren Ansprüchen an die Ausführung des Einbandes zugänglich zu machen, liefere ich ferner zu dem Grundpreis von M. 1.60 einen Kriegseinband (mit fester Buchheftung und Kartonumschlag). — Zu diesen Grundpreisen treten zum Ausgleich der ebenfalls beträchtlich gestiegenen und sich noch steigenden allgemeinen Unkosten des Verlages und der Buchhändler Teuerungszuschläge hinzu.

Leipzig, 1. April 1919

B. G. Teubner

Die Sammlung „Aus Natur und Geisteswelt“

nunmehr schon über 600 Bändchen umfassend, sucht seit ihrem Entstehen dem Gedanken zu dienen, der heute in das Wort: „Freie Bahn dem Tüchtigen!“ geprägt ist. Sie will die Errungenschaften von Wissenschaft, Kunst und Technik einem jeden zugänglich machen, ihn dabei zugleich unmittelbar im Beruf fördern, den Gesichtskreis erweiternd, die Einsicht in die Bedingungen der Berufsarbeit vertiefend.

Sie bietet wirkliche „Einführungen“ in die Hauptwissensgebiete für den Unterricht oder Selbstunterricht des Laien, wie sie den heutigen methodischen Anforderungen entsprechen. So erfüllt sie ein Bedürfnis, dem Skizzen, die den Charakter von „Auszügen“ aus großen Lehrbüchern tragen, nie entsprechen können; denn solche setzen vielmehr eine Vertrautheit mit dem Stoffe schon voraus.

Sie bietet aber auch dem Fachmann eine rasche zuverlässige Übersicht über die sich heute von Tag zu Tag weitenden Gebiete des geistigen Lebens in weitestem Umfang und vermag so vor allem auch dem immer stärker werdenden Bedürfnis des Forschers zu dienen, sich auf den Nachbargebieten auf dem laufenden zu erhalten.

In den Dienst dieser Aufgabe haben sich darum auch in dankenswerter Weise von Anfang an die besten Namen gestellt, gern die Gelegenheit benutzend, sich an weiteste Kreise zu wenden, an ihrem Teil bestrebt, der Gefahr der „Spezialisierung“ unserer Kultur entgegenzuarbeiten.

So konnte der Sammlung auch der Erfolg nicht fehlen. Mehr als die Hälfte der Bändchen liegen, bei jeder Auflage durchaus neu bearbeitet, bereits in 2. bis 6. Auflage vor, insgesamt hat die Sammlung bis jetzt eine Verbreitung von weit über 4 Millionen Exemplaren gefunden.

Alles in allem sind die schmucken, gehaltvollen Bände besonders geeignet, die Freude am Buche zu wecken und daran zu gewöhnen, einen kleinen Betrag, den man für Erfüllung körperlicher Bedürfnisse nicht anzusehen pflegt, auch für die Befriedigung geistiger anzuwenden. Durch den billigen Preis ermöglichen sie es tatsächlich jedem, auch dem wenig Begüterten, sich eine Bücherei zu schaffen, die das für ihn Wertvollste „Aus Natur und Geisteswelt“ vereint.

Jedes der meist reich illustrierten Bändchen
ist in sich abgeschlossen und einzeln käuflich

Jedes Bändchen geheftet M. 1.20, gebunden M. 1.50

Leuerungszuschläge 30% einschließl. 10% Zuschlag der Buchhandlung

Leipzig, im Juni 1918.

B. G. Teubner

Bisher sind erschienen
zur Technik und mechanischen Industrie:

Geschichte der Technik.

Am tausenden Webstuhl der Zeit. Übersicht über die Wirkungen der Naturwissenschaft und Technik auf das gesamte Kulturleben. Von weil. Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. W. L a u n - h a r d t. 3. Aufl. Mit 3 Abbildungen. (Bd. 23.)

Schöpfungen der Ingenieurtechnik der Neuzeit. Von Geh. Reg.-Rat M. S e i t e l. Mit 32 Abbildungen. (Bd. 28.)

Mechanik.

***Mechanik.** Von Prof. Dr. S a m e l. I. Grundbegriffe der Mechanik. II. Mechanik der festen Körper. III. Mechanik der flüssigen und luftförmigen Körper. (Bd. 684/686.)

Aufgaben aus der technischen Mechanik. Für den Schul- und Selbstunterricht. Von Prof. N. S c h m i t t. I. Bewegungslehre. Statik. 156 Aufgaben u. Lösungen mit zahlreichen Fig. im Text. II. Dynamik. 140 Aufgaben u. Lösungen mit zahlreichen Figuren im Text. (Bd. 558/559.)

Statik. Mit Einschluß der Festigkeitslehre. Von Baugewerkschuldirektor Reg.-Baumeister A. S c h a u. Mit 149 Fig. (Bd. 497.)

Einführung in die technische Wärmelehre (Thermodynamik). Von Geh. Bergrat Prof. A. V a t e r. Mit 40 Abb. im Text. (Bd. 516.)

Praktische Thermodynamik. Aufgaben und Beispiele zur technischen Wärmelehre. Von Geh. Bergrat Prof. A. V a t e r. Mit 40 Abb. im Text u. 3 Tafeln. (Bd. 596.)

Das Perpetuum mobile. Von Dr. F. S c h a t. Mit 38 Abb. (Bd. 462.)

Bergbau, Hüttenwesen und mechanische Technologie.

Unsere Kohlen. Von Bergassessor B. K u k u l. Mit 60 Abb. u. 3 Taf. (Bd. 396.)

Die Metalle. Von Prof. Dr. K. S c h e i d. 3. Aufl. Mit 11 Abb. (Bd. 29.)

Das Eisenhüttenwesen. Von weil. Geh. Bergrat Prof. Dr. S. W e d d i n g. 5. Aufl. von Bergassessor S. W. W e d d i n g. Mit Fig. (Bd. 20.)

Maschinenelemente. Von Geh. Bergrat Professor A. V a t e r. 2. Aufl. Mit 175 Abbildungen. (Bd. 301.)

Hebezeuge. Hilfsmittel zum Heben fester, flüssiger und gasförmiger Körper. Von Geh. Bergrat Prof. A. V a t e r. 2. Aufl. Mit 67 Abb. im Text. (Bd. 196.)

Das Holz, seine Bearbeitung u. seine Verwendung. Von J. G r o s s m a n n, Inspektor der Lehrwerkstätten für Holzbearbeitung in München. Mit 39 Originalabb. im Text. (Bd. 473.)

Die Spinnerei. Von Direktor Prof. M. L e h m a n n. Mit 35 Abbildungen. (Bd. 338.)

Die Kälte, ihr Wesen, ihre Erzeugung und Verwertung. Von Dr. S. A l t. Mit 45 Abbildungen. (Bd. 311.)

Maschinenlehre.

Industrielle Feuerungsanlagen und Dampfkessel. Von Ingenieur J. E. M a s e r. Mit 88 Abbildungen. (Bd. 348.)

Die Dampfmaschine. Von Geh. Bergrat Prof. A. V a t e r. 2 Bde. I. Bd.: Wirkungsweise des Dampfes im Kessel und Maschine. 4. Aufl. Mit 37 Abb. II. Bd.: Ihre Gestaltung und ihre Verwendung. 2. Aufl. Mit 105 Abb. (Bd. 393/394.)

Die neueren Wärmekraftmaschinen. Von Geh. Bergrat Prof. A. V a t e r. 2 Bände. I. Bd.: Einführung in die Theorie und den Bau der Gasmaschinen. 5. Aufl. M. 42 Abb. (Bd. 21.) II. Bd.: Gasereuger, Großgasmaschinen, Gas- u. Dampfturbinen. 4. Auflage. Mit 43 Abbildungen. (Bd. 86.)

Die Wasserkraftmaschinen und die Ausnützung der Wasserkräfte. Von Kais. Geh. Reg.-Rat A. v. J h e r i n g. 2. Aufl. Mit 57 Abb. (Bd. 228.)

Landwirtschaftliche Maschinenkunde. Von Prof. Dr. G. S i s c h e r. Mit zahlreichen Abbildungen. 2. Auflage. (Bd. 316.)

Elektrotechnik.

- Grundlagen d. Elektrotechnik.** V. Obering. A. Kottb. 2. Aufl. M. 74 Abb. (Bd. 391.)
Die elektrische Kraftübertragung. Von Ing. P. Köhn. Mit 137 Abb. (Bd. 424.)
Drähte und Kabel, ihre Anfertigung und Anwendung in der Elektrotechnik. V. Telegr.-
Insp. S. Frid. Mit 43 Abb. (Bd. 285.)
Die Telegraphen- und Fernsprechtechnik in ihrer Entwicklung. Von Oberpost-Insp.
S. Frid. 2. Aufl. Mit 65 Abb. (Bd. 235.)
Das Telegraphen- und Fernsprechwesen. 2. Aufl. Von Oberpostrat Otto Sieblist.
Mit Fig. (Bd. 183.)
Die Funkentelegraphie. Von Telegr.-Insp. S. Thurn. 4. Aufl. Mit 51 Abbildungen.
17.—22. Tausend. (Bd. 167.)

Hausbau und -einrichtung.

- Der Eisenbetonbau.** Von Dipl.-Ing. E. Hajmovici. 2. Aufl. Mit Abbildungen und
38 Skizzen im Text sowie 8 Rechnungsbeispielen. (Bd. 275.)
***Die Bauteile des Hauses und ihre Gestaltung.** Von Architekt K. Erbs. (Bd. 711.)
Heizung und Lüftung. Von Ingenieur J. E. Maier. Mit 40 Abbild. (Bd. 241.)
Das moderne Beleuchtungswesen. Von Ing. Dr. S. Lux. M. 54 Abb. (Bd. 493.)
***Das Klempner- und Installateurgewerbe.** Von Dr. D. Kallenberg. (Bd. 615.)

Verkehrstechnik.

- Das Eisenbahnwesen.** Von Eisenbahnbau- und Betriebsinspektor a. D. Dr.-Ing.
E. Biedermann. 2. Aufl. Mit 56 Abbildungen. (Bd. 144.)
Die Klein- und Straßenbahnen. V. Oberlehrer A. Liebmann. M. 85 Abb. (Bd. 322.)
Das Automobil. Eine Einführung in den Bau des heutigen Personen-Kraftwagens.
Von Oberingenieur und Automobil-Prüfungs-Kommissär bei der k. k. n. = ö. Statthalterei
K. Vlau. 3., überarbeitete Auflage. Mit 98 Abb. u. 1 Titelbild. (Bd. 166.)
Die Luftfahrt, ihre wissenschaftlichen Grundlagen und ihre technische Entwicklung. Von
Dr. R. Nimführ. 3. Auflage von Dr. S. Huth. Mit 60 Abbildungen. (Bd. 300.)
Aviatik. Von Direktor Dr. J. Möller. Mit 58 Abbildungen. (Bd. 255.)

Kriegstechnik.

- Die Handfeuerwaffen.** Ihre Entwicklung und Technik. Von Major R. Weiß. Mit
69 Abbildungen. (Bd. 364.)
Unsere Kriegsschiffe. Ihre Entstehung und Verwendung. Von weil. Geh. Marinebaurat
a. D. E. Krieger. 2. Aufl. von Marinebaurat Friedr. Schürer. Mit 62 Abb. (Bd. 389.)

Graphische und Fein-Industrie.

- Wie ein Buch entsteht.** Von Professor A. W. Unger. 4. Aufl. Mit 7 Tafeln und
26 Abbildungen im Text. (Bd. 175.)
Die Schmucksteine und die Schmuckstein-Industrie. Von Dr. A. Eppler. Mit
64 Abbildungen. (Bd. 376.)
Die Uhr. Grundlagen und Technik der Zeitmessung. Von Prof. Dr.-Ing. S. Bod. 2., um-
gearbeitete Auflage. Mit 55 Abbildungen im Text. (Bd. 216.)
Die Rechenmaschinen und das Maschinenrechnen. Von Reg.-Kat Dipl.-Ing. K. Lenz.
Mit 43 Abbildungen. (Bd. 490.)

Zeichnen.

- Der Weg zur Zeichenkunst.** Von Dr. E. Weber. 2. Aufl. Mit 81 Abbildungen und
1 farbigen Tafel. (Bd. 430.)
Geometrisches Zeichnen. Von akad. Zeichenlehrer A. Schudeisckh. Mit Fig. (Bd. 568.)
Projektionslehre. Die rechtwinklige Parallelprojektion und ihre Anwendung auf die
Darstellung technischer Gebilde nebst Anhang über die schiefwinklige Parallelprojektion in
kurzer leichtfaßlicher Darstellung für Selbstunterricht und Schulgebrauch. Von akad. Zeichen-
lehrer A. Schudeisckh. Mit 208 Figuren im Text. (Bd. 564.)
Grundzüge der Perspektive nebst Anwendungen. V. Prof. Dr. K. Doehlemann.
Mit 91 Fig. u. 11 Abb. (Bd. 510.)
Maße und Messen. Von Dr. W. Bloß. Mit 94 Abb. (Bd. 385.)

Die mit * bezeichneten und weitere Bände befinden sich in Vorbereitung.

62.1.1.004.14



394/2



CZ-I. 394/2

~~30.11.1918~~

Schutzformel für die Vereinigten Staaten von Amerika:
Copyright 1918 by B. G. Teubner in Leipzig.

Alle Rechte, einschließlich des Übersetzungsrechts, vorbehalten.

Vorwort.

Bei der Neuauflage war ein Grund für wesentliche Änderungen nicht vorhanden, zumal die Besprechungen dem Inhalt und der Darstellung des Bändchens im allgemeinen zustimmten. Wie schon der Titel besagt, ist das Buch eine Art Fortsetzung, besser gesagt Ergänzung des früher von mir in der gleichen Sammlung erschienenen Bändchens Dampfmaschine I. Ich habe mir aber Mühe gegeben, den Text so zu fassen, daß das Buch auch für sich allein gut verständlich ist.

Berlin-Grünwald, im Juni 1918.

M. Vater.

Inhaltsübersicht.

Seite

Einleitung	1
----------------------	---

Erster Abschnitt.

Allgemeiner Aufbau der Dampfmaschine.

Erstes Kapitel: Die Zahl der Zylinder	4
Einzylindermaschinen (4). Zwillingss- und Drillingsmaschinen (5). Reihenmaschinen (9). Maschinen mit mehrstufiger Dampfdehnung und getheilten Zylindern (10).	
Zweites Kapitel: Bauliche Gestaltung der Dampfmaschine . .	12
Balanciermaschinen (12). Stehende Maschinen (12). Liegende Ma- schinen (14). Maschinen mit schwingendem Zylinder (16). Stehend- liegende Maschinen (17).	

Zweiter Abschnitt.

Steuerungen.

Erstes Kapitel: Einleitende Betrachtungen	18
Dampfverteilung (18). Der Begriff der unendlichen Schubstangen- länge (19). Kurbelschleife (20). Kurbel und Exzenter (21). Schie- ber und Ventile (21).	
Zweites Kapitel: Schiebersteuerungen	23
Der Muschelschieber ohne Überdeckung (23). Der Schieber mit Über- deckungen (25). Dampfverteilung beim Muschelschieber (26). Eigen- schaften des Muschelschiebers (28).	
Drittes Kapitel: Bauliche Abänderungen der einfachen Schie- bersteuerung	28
Rundschieber (28). Kolbenschieber (29). Schieber mit innerer Ein- strömung (30).	
Viertes Kapitel: Verbesserung der einfachen Schiebersteuerung	31
Der Trick-Kanalschieber (31). Corlisssteuerung (31).	
Fünftes Kapitel: Doppelschiebersteuerungen	32
Meyersteuerung (32), Ridersteuerung (35).	
Sechstes Kapitel: Ventilsteuerungen	36
Anordnung der Ventile (37). Antrieb der Ventile (38). Exzenter- antrieb (38). Nothensteuerung (39). Präzisionssteuerungen (39).	
Siebentes Kapitel: Umsteuerungen	42
Vertauschen der Ein- und Ausströmkanäle (43). Kulissensteuerung (43). Schieberumsteuerungen mit nur einem Exzenter (45). Um- steuerung vermittelst unrunder Scheiben (46).	

	Seite
Achtes Kapitel: Die Gleichstrommaschine	48
Beschreibung und Arbeitsweise der Maschine (48). Eigenschaften der Gleichstrommaschine (49). Verwendung der Gleichstrommaschine (50).	

Dritter Abschnitt.

Vorrichtungen zum Regeln des Ganges.

Erstes Kapitel: Schwungrad	51
Zweck des Schwungrades (51). Arbeitsweise des Schwungrades (54). Ungleichförmigkeitsgrad (54).	
Zweites Kapitel: Regulator	56
Zweck des Regulators (56). Drosselregulierung (57). Regulierung durch Füllungsänderung (58). Bauliche Gestaltung des Regulators (58). Achsenregulatoren (59). Statischer Regulator (60). Astatischer Regulator (61). Pseudoastatischer Regulator (61). Leistungsregulator (61).	

Vierter Abschnitt.

Kondensation.

Erstes Kapitel: Allgemeines	62
Zwecke der Kondensation (62). Kondensatorarten (63). Betrieb der Kondensationsanlagen (63). Kondensatorpumpen (64). Zentralkondensation (65).	
Zweites Kapitel: Einspritz- oder Mischkondensatoren	66
Ausführungsbeispiele (66). Strahlkondensatoren (69). Eigenschaften der Mischkondensatoren (70).	
Drittes Kapitel: Oberflächenkondensatoren	70
Allgemeine Ausführungsart (70). Eigenschaften der Oberflächenkondensatoren (71). Beispiel einer größeren Oberflächenkondensationsanlage (73).	
Viertes Kapitel: Rückkühlwerke	75
Zweck (75). Grundgedanke (76). Ausführungsbeispiele (77).	

Fünfter Abschnitt.

Die Kolbendampfmaschine in ihren verschiedenen Verwendungsarten.

Erstes Kapitel: Betriebsmaschinen	78
Allgemeine Eigenschaften (78). Größe der Betriebsmaschinen (79). Kleine Maschinen (79). Große Maschinen (80).	
Zweites Kapitel: Lokomobilen	81
Bauarten (81). Betriebseigenschaften (81). Ausführungsbeispiel (83).	

	Seite
Drittes Kapitel: Lokomotiven	84
Betriebsbedingungen (84). Einzelheiten des Aufbaues (84). Heißdampflokomotiven (86). Verschiedenheiten der Bauart (86).	
Viertes Kapitel: Schiffsmaschinen	87
Allgemeine Betriebsbedingungen (87). Leistungen großer Schiffsmaschinen (89). Handelsschiffe und Kriegsschiffe (89). Besondere Eigenschaften (90).	
Fünftes Kapitel: Fördermaschinen	91
Allgemeines (91). Betriebsbedingungen (91). Arbeitsweise (93). Gründe für hohen Dampfverbrauch (94). Neuzeitliche Fördermaschinen (96).	
Sechstes Kapitel: Walzenzugsmaschinen	97
Walzwerke (97). Betriebsbedingungen (97). Aufbau von Umkehrmaschinen (98).	
Sachregister	100

Die Kraft, mit welcher der Kolben vom Dampfe vorwärts geschoben wird, ist nicht auf dem ganzen Wege dieselbe. Hat nämlich der Kolben einen gewissen Teil seines Weges zurückgelegt, so wird der Dampfzufluß abgesperrt, und der nun im Zylinder eingeschlossene Dampf treibt vermöge der ihm innewohnenden Spannkraft den Kolben bis ans Ende seines Hubes, wobei sich infolge der Vergrößerung des Raumes der Dampf immer weiter ausdehnt, so daß seine Spannung und damit auch sein Druck auf den Kolben immer kleiner wird.

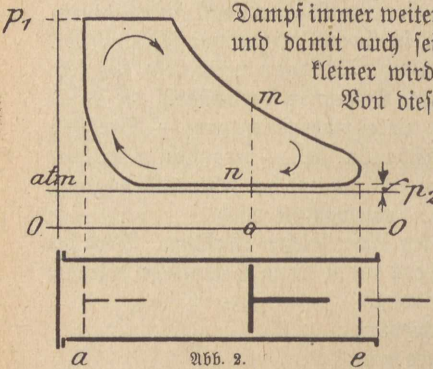


Abb. 2.

Von dieser Arbeitsweise des Dampfes erhält man ein klares Bild, wenn man (Abb. 2) über der jedesmaligen Kolbenstellung, von einer in der Abbildung mit $o-o$ bezeichneten Wagerechten aus, den Druck des Dampfes auf die eine Kolbenseite — in der Abb. die linke — in einem bestimmten Maßstabe aufträgt. Die Entfernung der mit atm bezeichneten Wagerechten von der Linie $o-o$ gibt dabei die Größe des Druckes der Außenluft (Atmosphäre) an, also rund 1 kg für den Quadratzentimeter. Es sei nun a die Anfangsstellung, e die Endstellung des Kolbens im Zylinder einer einfachwirkenden Maschine. Beide zusammen nennt man die Totlagen des Kolbens. Bei der gezeichneten mittleren Kolbenstellung ist om in dem gewählten Maßstabe die in diesem Augenblicke im Zylinder herrschende Dampfspannung oder auch der Druck, mit welchem der Kolben in diesem Augenblicke nach rechts gedrückt wird. An derselben Stelle ist on diejenige Dampfspannung, welche auf der linken Seite des rückkehrenden Kolbens lastet. Man nennt einen solchen Linienzug das Schaubild oder Diagramm der betreffenden Dampfmaschine. Es gibt Vorrichtungen, Indikatoren genannt, welche diese Schaulinien während des Ganges der Maschine selber aufzeichnen und so die Arbeitsweise des Dampfes in der Maschine erkennen lassen. Da die von diesem Linienzuge umschlossene Fläche die Größe der auf eine Kolbenseite übertragenen Arbeit während eines Kolbenhin- und -herganges darstellt (siehe Abschnitt I des Verfassers „Dampfmaschine I“, [MuG Bd. 393]), so läßt sich mit Hilfe von solchen Indikatoren die Leistung der Dampfmaschine in Pferdestärken ausrechnen.

Mitunter kann es aus gewissen Gründen zweckmäßig sein, die durch das Diagramm dargestellte Arbeit auf mehrere Zylinder zu verteilen, oder, anders ausgedrückt, es bietet unter Umständen gewisse Vorteile, wenn man den Dampf sich nicht in einem einzigen Zylinder, sondern nacheinander in mehreren Zylindern von der Eintrittsspannung p_1 bis auf die Endspannung ausdehnen

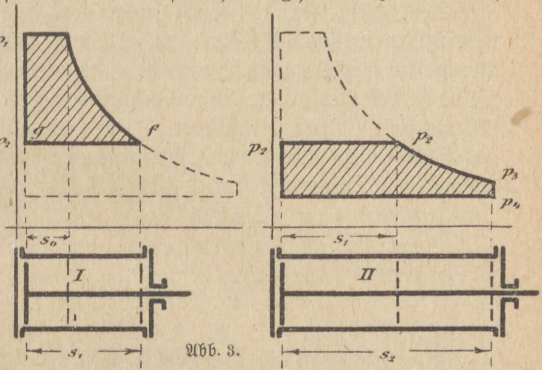


Abb. 3.

läßt. Man spricht in einem solchen Falle von stufenweiser Ausdehnung des Dampfes, insbesondere von Maschinen mit zweistufiger, dreistufiger oder vierstufiger Dampfdehnung.

Abb. 3 zeigt die Arbeitsweise des Dampfes in Maschinen mit zweistufiger Dampfdehnung, Abb. 4 die Vorgänge in den Zylindern einer Maschine mit dreistufiger

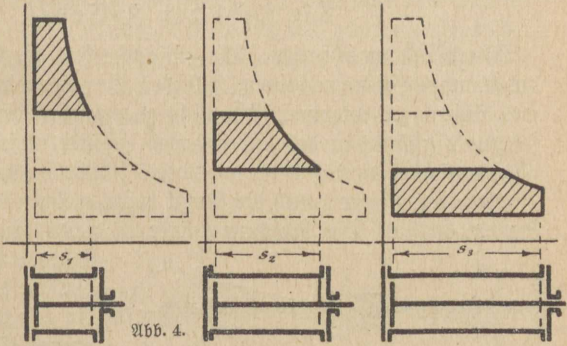


Abb. 4.

Dampfdehnung. Die Fläche des Diagrammes ist, wie man sieht, das eine Mal auf zwei, das andere Mal auf drei Zylinder verteilt, und man erkennt, wie die Zylinderinhalte mit zunehmender Ausdehnung des Dampfes in jeder Stufe größer werden müssen. In den Abbildungen ist die Vergrößerung der Zylinderinhalte so dargestellt, daß die einzelnen Zylinder jeder Maschine gleichen Querschnitt, aber verschiedene Länge haben. Aus Gründen, die in der bequemeren und billigeren Ausführung liegen, wird es in Wirklichkeit umgekehrt gemacht: Die

Zylinder bekommen alle gleichen Hub, aber mit jeder Stufe zunehmenden Durchmesser. Der Zylinder, in welchem sich die höchsten Drücke abspielen, heißt der Hochdruckzylinder, derjenige, in welchem sich die niedrigsten Drücke abspielen, der Niederdruckzylinder der Maschine. Bei dreistufiger Dampfdehnung heißt der mittlere Zylinder Mitteldruckzylinder, bei vierstufiger Dampfdehnung unterscheidet man noch ersten und zweiten Mitteldruckzylinder. Genauereres über diese Wirkungsweise des Dampfes in mehrstufigen Maschinen siehe Abschn. II, Kap. 3 in des Verfassers „Dampfmaschine I“ (MAG Bd. 393).

Erster Abschnitt.

Allgemeiner Aufbau der Dampfmaschine.

Erstes Kapitel.

Die Zahl der Zylinder.

Einzylindermaschinen. Die einfachste Art der Dampfmaschine ist die Dampfmaschine mit einem Zylinder, ihr allgemeiner Aufbau ist oben aus Abb. 1 zu erkennen. Ein nicht zu entbehrender Bestandteil einer solchen Maschine ist das Schwungrad. Würde es fehlen, so würde die Maschine über die Stellungen *a* oder *b* (Abb. 5) der Kurbel nicht hinwegkommen, so groß auch der Druck wäre, welchen der Dampf auf den Kolben ausübt. Die Maschine würde in diesem Punkte „wie tot“ da-

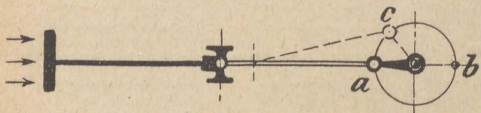


Abb. 5.

stehen, und daher nennt man auch diese beiden Stellungen die Totpunkte der Maschine. Es ist ferner leicht einzusehen, daß eine Einzylindermaschine, die in einem von diesen beiden Punkten stehengeblieben ist, nicht durch bloßes Einlassen von Dampf in Bewegung gesetzt werden kann. Sie muß erst durch Drehen am Schwungrade über diese Punkte hinweggebracht werden, sie muß, wie man sagt, erst „auf Hub“ gestellt werden, z. B. so, daß der Kurbelzapfen von *a* nach *c* gekommen ist (Abb. 5), worauf dann durch Einlassen von Dampf die Maschine in Bewegung kommt.

Es wurde schon oben (S. 2) darauf hingewiesen, daß die Kraft, mit welcher der Kolben vom Dampfe vorwärts getrieben wird, im Verlaufe eines Kolbenhubes stark wechselt. Schon hieraus folgt, daß die Umlaufgeschwindigkeit des Kurbelzapfens keine gleichmäßige sein kann, sie kann erst dadurch zu einer zwar nicht vollkommen, aber praktisch genügend gleichförmigen gemacht werden, daß man den Kranz des Schwungrades genügend schwer macht, worüber in einem späteren Kapitel noch Näheres gesagt werden soll. Erwägt man schließlich, daß ebensowohl aus wärmetheoretischen Gründen wie aus Gründen der Ausführung der Zylinder nicht beliebig groß gemacht werden kann, so erkennt man, daß das Anwendungsgebiet der Einzylindermaschine ein verhältnismäßig beschränktes ist, und in der That umfaßt es hauptsächlich kleinere und mittlere Leistungen.

Zwillings- und Drillingsmaschinen. Die eben angestellten Erwägungen weisen hin auf die Gründe, welche zur Anordnung von mehreren Zylindern führten. Dabei soll zunächst von einer mehrstufigen Dampfdehnung abgesehen werden, d. h. es soll die Bedingung gestellt sein, daß die zum Betriebe benötigte Dampfmenge in zwei oder drei Dampfzylinder nebeneinander geschickt wird, so daß also gewissermaßen jeder Zylinder für sich eine selbständige Dampfmaschine darstellt. Alle diese einzelnen Maschinen greifen aber an einer gemeinsamen Welle an, so daß sie dann zusammen eine einzige Maschine darstellen, welche man je nach der Zahl der Zylinder als Zwillingss- oder Drillingsmaschine zu bezeichnen pflegt. Die Tafel S. 8 stellt in Abb. 2 und 3 die Zylinderanordnung derartiger Maschinen dar. Die Pfeile zeigen, daß hier der zusießende Dampfstrom sich in ebenso viele Teile verzweigt, als Dampfzylinder vorhanden sind.

Die Vorteile solcher Maschinen gegenüber der Einzylindermaschine sind einleuchtend. Zunächst ist ein Schwungrad hier für ein ununterbrochenes Arbeiten der Maschine nicht mehr unbedingt erforderlich, denn schon bei Zwillingssmaschinen läßt es sich durch passende Anordnung der Kurbeln (Abb. 6) erreichen, daß niemals beide Maschinenseiten gleichzeitig im Totpunkte stehen, so daß also die Maschine, in welcher Stellung sie auch stehengeblieben sein möge, durch einfaches Einlassen von Dampf in Bewegung gesetzt werden kann, was, um nur ein Beispiel anzuführen, bei Lokomotiven von höchster Wichtigkeit ist. Eine einfache Überlegung

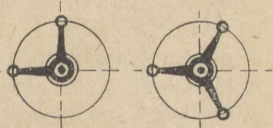


Abb. 6.

Abb. 7.

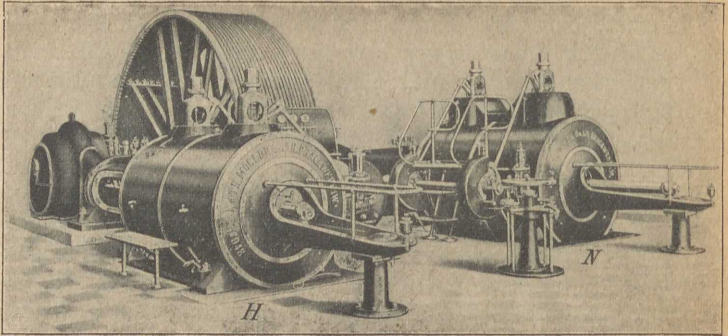


Abb. 8.

zeigt ferner, daß hier bei Zwillingen- und natürlich in noch höherem Maße bei Drillingsmaschinen mit gleichmäßig versehenen Kurbeln (Abb. 7) die Umlaufgeschwindigkeit eine viel gleichförmigere ist, und daher ein etwaiges Schwungrad wesentlich leichter ausgeführt werden kann als bei einer Einzylindermaschine.

Die genannten Anordnungen werden vor allen Dingen dort Anwendung finden, wo ein häufiges Stillsetzen und Wiederanlassen der Maschine nötig ist, in erster Linie also bei den sog. Umsteuer- oder Reversiermaschinen, das sind Maschinen, welche bald vorwärts, bald rückwärts laufen müssen, wie Lokomotiven, Schiffsmaschinen, Maschinen zum Walzen großer Eisenblöcke (Walzenzugmaschinen) usw.

Es möge hier noch besonders darauf hingewiesen werden, daß Zwillingen- und Drillingsmaschinen ja nicht verwechselt werden dürfen mit Maschinen mit zweistufiger und dreistufiger Dampfdehnung. Die Abb. 2 bis 5 der Tafel S. 8 zeigen deutlich den Unterschied zwischen den genannten Maschinengattungen. Man beachte die Richtungspfeile in den Abb. 2 und 4 sowie 3 und 5 der Tafel, man beachte ferner, daß bei Zwillingen- und Drillingsmaschinen die einzelnen Zylinder der Maschine untereinander gleich sind, während bei mehrstufiger Dampfdehnung (Abb. 4 und 5 der Tafel) die Größe der Zylinder nach der Niederdruckseite zu wächst (vgl. S. 3).

Abb. 89 S. 92 zeigt eine Zwillingenmaschine in Gestalt einer Fördermaschine für Bergwerkszwecke, Abb. 93 S. 99 eine Drillingsmaschine in Gestalt einer Walzenzugmaschine, Abb. 8 dagegen zeigt eine zweistufige Verbundmaschine der Firma R. und Th. Möller in Brackwede. Der linke kleinere Zylinder *H* ist der Hochdruckzylinder, der rechte große

Zylinder *N* der Niederdruckzylinder der Maschine. Maschinen mit dreistufiger Dampfdehnung und drei nebeneinander befindlichen Zylindern finden sich meist nur in Form von stehenden Maschinen, hauptsächlich als Antriebsmaschinen von Schiffen.

Es könnte vielleicht noch gefragt werden, warum man nicht immer Maschinen nach Abb. 4 oder 5 der Tafel verwendet an Stelle von Zwillings- und Drillingsmaschinen. An sich könnten ja allerdings immer Maschinen mit zwei- oder dreistufiger Dampfdehnung angewendet werden, und sie würden sogar unter Umständen noch wirtschaftlicher arbeiten; der Vorteil der Zwillings- und Drillingsmaschinen besteht jedoch darin, daß beim jedesmaligen Anlassen der Maschine der Dampf in allen Zylindern sofort mit seinem vollen Drucke auf die Kolben einwirkt, zusammen also eine bedeutende Kraft ausübt, die z. B. zum Anlassen von Walzwerken und Fördermaschinen unbedingt nötig ist. Beim Anlassen einer Maschine mit mehrstufiger Dampfdehnung wird dagegen im allgemeinen der Frischdampf nur in den Hochdruckzylinder eingelassen, der noch dazu, wie wir gesehen haben, den kleinsten Querschnitt von allen Zylindern besitzt. So kann es unter Umständen vorkommen, daß dieser Druck des Frischdampfes auf den Hochdruckkolben allein nicht ausreicht, um die Maschine in Bewegung zu setzen. Man muß dann durch besondere Ventile auch in die übrigen Zylinder frischen, hochgespannten Dampf hineinlassen und diese Ventile nachher, wenn die Maschine im Gang ist, wieder absperren; dies gibt aber einen so verwickelten Bau der ganzen Maschine, daß dadurch häufig die Vorteile der mehrstufigen Dampfdehnung wieder verloren gehen.

Daß man einer Maschine äußerlich an der Zahl der Zylinder nicht immer ansehen kann, ob sie mit einstufiger oder mehrstufiger Dampfdehnung arbeitet, dafür bildet Abb. 9¹⁾ ein fesseln- des Beispiel.

Die Maschine besitzt einen einzigen Zylinder, nur einen Kolben (aller-

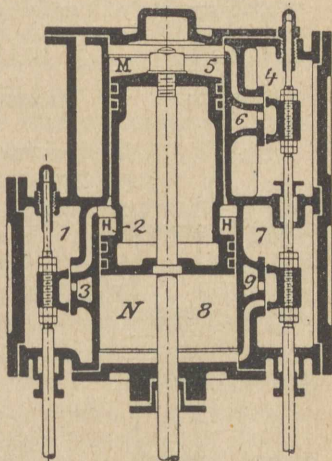
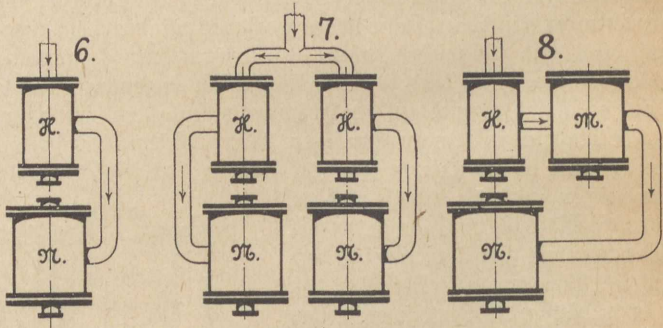
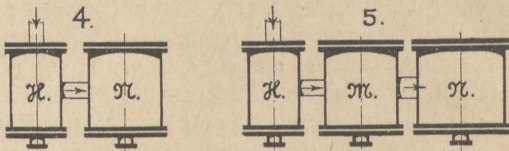
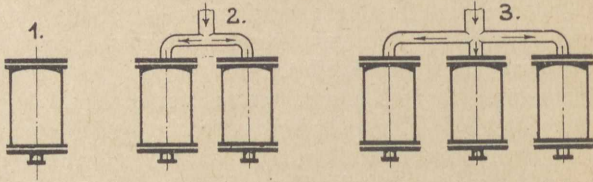


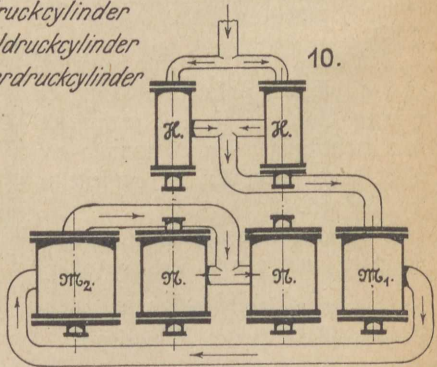
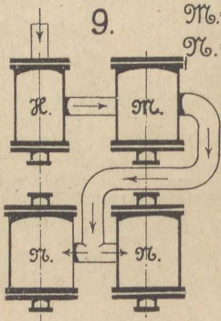
Abb. 9.

1) Aus Matschoß, Entwicklung der Dampfmaschine. Berlin, J. Springer.

Gattungen von Dampfmaschinen.



H. = Hochdruckcylinder
 N. = Mitteldruckcylinder
 N. = Niederdruckcylinder



dings nicht von durchgängig gleichem Durchmesser) und arbeitet trotzdem mit dreistufiger Dampfdehnung. Bei genauerem Zusehen erkennt man nämlich, daß der untere Teil des Kolbens und natürlich auch der untere Teil des Zylinders einen größeren Durchmesser hat als der obere Teil. Der ringförmige Raum, der auf diese Weise in der unteren Hälfte des Zylinders entsteht, bildet den Hochdruckzylinder, in der Abbildung mit *H* bezeichnet, der Raum oberhalb des Kolbens bildet den Mitteldruckzylinder *M*, der Raum unterhalb des Kolbens den Niederdruckzylinder *N*. Selbstverständlich ist jede dieser drei „Maschinen“ nur einfachwirkend. Die Ziffern 1—9 in der Abbildung sollen den Weg andeuten, welchen der Dampf beim Hindurchströmen durch die einzelnen „Zylinder“ einschlägt.

Reihenmaschinen. Eine besondere Anordnung der Zylinder stellt Abb. 6 der Tafel S. 8 dar. Wie man aus der Richtung der Pfeile und den eingeschriebenen Buchstaben ersieht, handelt es sich um eine Maschine mit zweistufiger Dampfdehnung, wobei aber die Zylinder in einer Achse angeordnet sind, also eine gemeinsame Kolbenstange, nur eine gemeinsame Schubstange, Kreuzkopf und Kurbel haben. Die Maschine hat offenbar die oben S. 4 beschriebenen Nachteile der Einzylindermaschine, ihre Vorteile gegenüber der Einzylindermaschine sind neben größerer Leistungsfähigkeit vor allen Dingen wärmetheoretischer Art. Gegenüber einer Maschine mit zweistufiger Dampfdehnung nach Abb. 4 der Tafel hat sie den Vorteil geringerer Platzbeanspruchung sowie den Vorteil billigerer Herstellung wegen des nur einfach auszuführenden Kurbelgetriebes. Maschinen mit derartiger Anordnung von zwei Zylindern hintereinander bezeichnet man mit dem Namen Tandemmaschinen oder Reihenmaschinen. Abb. 77 S. 69 zeigt das Bild einer solchen Maschine. *H* ist der Hochdruckzylinder, *N* der Niederdruckzylinder.

Will man die Vorteile der Reihenmaschine mit denen einer Zwilingsmaschine vereinen, so wählt man eine Anordnung nach Abb. 7 der Tafel S. 8. Ihre Anwendung wird allerdings nur dann angebracht sein, wenn es sich, wie z. B. bei Maschinen zum Fördern aus Bergwerken (vgl. Abb. 92 S. 96) oder bei Walzenzugmaschinen, um sehr große Leistungen handelt. Für kleinere Maschinenleistungen wäre der ganze Aufbau der Maschine zu verwickelt. Auch Drillingsreihenmaschinen kommen wohl (als Walzenzugsmaschinen) gelegentlich vor.

Will man bei Maschinen mit dreistufiger Dampfdehnung einen einfacheren Aufbau der Maschine erreichen, so wendet man eine Ausfüh-

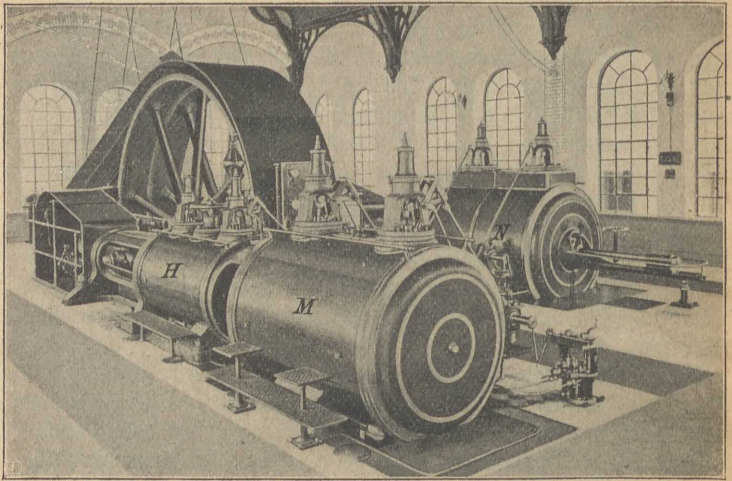


Abb. 10.

rungsform an, wie sie Abb. 8 der Tafel darstellt: Hochdruck und Mitteldruckzylinder bilden in Reihenordnung die eine, der Niederdruckzylinder die zweite Seite der Maschine. Abb. 10 zeigt das Bild einer ähnlichen Maschine, wie sie von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg zum Betriebe größerer Spinnereien u. dgl. ausgeführt wird. Mitteldruck- und Niederdruckzylinder sind jedoch hier gegenüber Abb. 8 der Tafel vertauscht.

Maschinen mit mehrstufiger Dampfdehnung und getheilten Zylindern. Hat man Maschinen von sehr großer Leistung, werden also die bei jedem Hube zur Verwendung kommenden Dampfgewichte groß und demgemäß auch die Abmessungen des Hochdruckzylinders schon verhältnismäßig groß, so kann es vorkommen, daß die Niederdruckzylinder solch gewaltige Abmessungen bekommen, daß Schwierigkeiten in der Ausführung von Zylinder und Gestänge auftreten. In einem solchen Falle hilft man sich dadurch, daß man z. B. bei einer dreistufigen Maschine das Dampfgewicht hinter dem Mitteldruckzylinder in zwei gleiche Teile teilt und jede der beiden Hälften in einem eigenen Niederdruckzylinder arbeiten läßt. Man bekommt dann eine dreistufige Maschine mit vier Zylindern, nämlich einem Hochdruck-, einem Mitteldruck- und zwei Niederdruckzylindern (Abb. 84 S. 80). Es ist nur zu beachten, daß

der Dampf in diesem Falle nicht etwa durch alle vier Zylinder hintereinander durchgeht, sondern, wie Abb. 9 der Tafel auf S. 8 erkennen läßt, erst durch den Holzdruckzylinder, hierauf durch den Mitteldruckzylinder und dann gleichzeitig, in zwei Hälften geteilt, durch die beiden Niederdruckzylinder.

Wird die Maschine noch größer, so kann die Notwendigkeit eintreten, auch schon den Mitteldruckzylinder in zwei Teile zu teilen. Man bekommt dann eine dreistufige Maschine mit fünf Zylindern: einem Hochdruckzylinder, zwei zusammengehörigen Mitteldruckzylindern und zwei zusammengehörigen Niederdruckzylindern, woraus auch wieder zu ersehen ist, daß man lediglich aus der Zahl der Zylinder niemals auf die Arbeitsweise der Maschinen schließen kann.

§ Hat man Maschinen allergrößter Leistung, wie sie beispielsweise bei den gewaltigen Schnelldampfern und Kriegsschiffen vorkommen, Maschinen von einer Leistung von 30000 PS und darüber, so wendet man, um möglichst große Dampf- und Kohlenersparnis zu erzielen, sehr hohe Eintrittsspannungen und insolgedessen sogar Maschinen mit vierstufiger Dampfdehnung an und unterscheidet dann bei solchen Maschinen Hochdruckzylinder, ersten Mitteldruckzylinder, zweiten Mitteldruckzylinder und Niederdruckzylinder, von denen unter Umständen auch wieder z. B. der Niederdruckzylinder allein oder außerdem noch ein anderer Zylinder in je zwei Teile geteilt werden kann, so daß man unter Umständen eine Maschine mit sechs Zylindern erhält, wie dies Abb. 10 der Tafel S. 8 darstellt.

Noch weiter mit den Ausdehnungsstufen zu gehen, hat sich als unwirtschaftlich herausgestellt, da die Verluste, die beim Hindurchgehen des Dampfes durch die vielen Zylinder und infolge des verwickelten Baues der Maschine hinzutreten, größer sind als die Vorteile, welche durch die weitgehende Teilung des Druckgefälles erreicht werden.

Abb. 88 S. 88 zeigt das Bild einer etwas anders angeordneten großen Maschine vom Schnelldampfer „Kaiser Wilhelm II“ des Norddeutschen Lloyd. Es sind eigentlich zwei hintereinander stehende vierstufige Maschinen; das Schiff besitzt zwei solcher großen Doppelmaschinen nebeneinander. In der Abbildung bedeutet *H* Hochdruckzylinder, *M*₁ erster, *M*₂ zweiter Mitteldruckzylinder, *N* Niederdruckzylinder.

Zweites Kapitel.

Bauliche Gestaltung der Dampfmaschine.

Balanciermaschinen. Die ersten Dampfmaschinen waren sog. Balanciermaschinen. Der aufrecht stehende Dampfzylinder übertrug die in ihm entwickelte Kraft vermöge eines doppelarmigen Hebels (Balanciers) auf die Schubstange und damit auf die Kurbelwelle. Maschinen dieser Bauart werden heute nur noch selten ausgeführt und dann nur

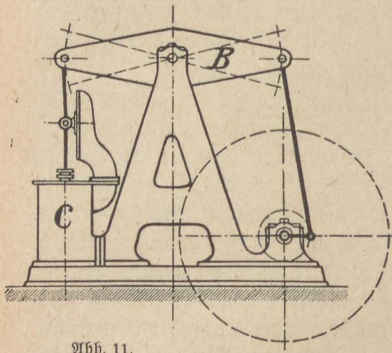


Abb. 11.

für den besonderen Zweck des Betriebes von Pumpen, deren Zylinder sich unterhalb des Dampfzylinders befindet, so daß der Pumpenkolben auf der nach unten verlängerten Dampfkolbenstange sitzt. Abb. 11 zeigt die Gerippfskizze einer solchen neuzeitlichen Balanciermaschine, wie sie z. B. in städtischen Wasserwerken gelegentlich noch angetroffen wird. C ist der Dampfzylinder, B der Balancier. Die Umständlichkeit der Bauart war der Grund

dafür, daß in neuerer Zeit diese Bauart bei uns in Europa fast gänzlich verlassen wurde. In Amerika dagegen werden Balanciermaschinen noch vielfach als Antriebsmaschinen für Raddampfer verwendet.

Die beiden heute fast allein noch in Frage kommenden Bauarten von Dampfmaschinen sind die balancierlosen stehenden und die liegenden Maschinen. Beide haben ihre Vorteile und Nachteile.

Die stehende Maschine (genauer müßte man sagen: die balancierlose stehende Maschine), Abb. 12—14, so genannt nach der aufrecht stehenden Achse des Zylinders, besitzt vor allen Dingen den Vorteil, daß sie wenig Grundfläche in Anspruch nimmt. Sie findet daher ihre Hauptanwendung überall da, wo auf kleinem Raume Kolbenmaschinen großer Leistung untergebracht werden müssen, also namentlich auf Schiffen. Ein weiterer Vorteil ist der, daß infolge der Bewegung des Kolbens in senkrechter Richtung die Abnutzung von Kolben- und Zylinderwandung sich auf den Umfang ziemlich gleichmäßig verteilt und daher verhältnismäßig gering ist. Auch der Einbau und ein etwaiges Heraus-

nehmen des Kolbens gestaltet sich verhältnismäßig einfach. Unangenehm dagegen ist es, daß infolge der Höhenlage des Zylinders mit

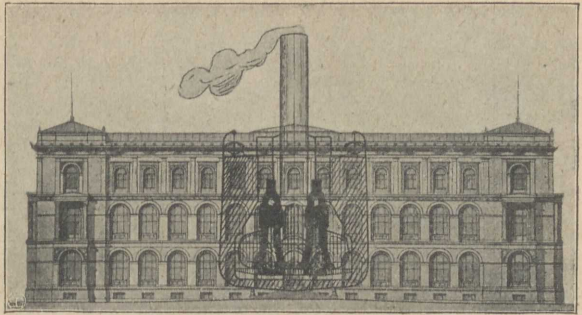


Abb. 12.

den meist etwas empfindlichen Steuerungsteilen die Bedienung der Maschine erschwert ist, namentlich bei Maschinen größerer Leistung, wie z. B. auf Dzeandampfern, wo die Gesamthöhe der Maschine mitunter der Höhe eines mehrstöckigen Wohnhauses gleichkommt. Abb. 12 zeigt z. B. die Maschine eines neuzeitlichen Schnelldampfers im Vergleich zu dem Gebäude der früheren Bergakademie, jetzigen Geologischen Landesanstalt in Berlin. Auch die infolge der kleineren Auflagerfläche bei großen stehenden Maschinen fast unvermeidlichen Erzitterungen während des Ganges sind als ein Nachteil anzusehen.

Bei dem Aufbau der stehenden Maschinen unterscheidet man wohl zwischen Hammermaschinen und Maschinen mit A-Ständern. Die Maschinen mit A-Ständer (so genannt nach der Form des Gestelles) haben den Vorteil, daß der Kreuzkopf auf beiden Seiten gut geführt ist (Abb. 13) und die Maschine durch ihren etwas massigen Aufbau sehr standfest ist. Der Nachteil

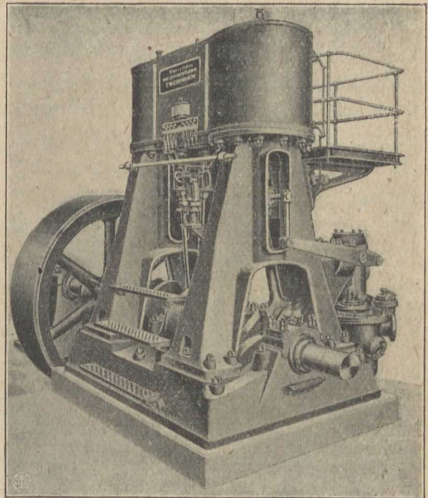


Abb. 13.

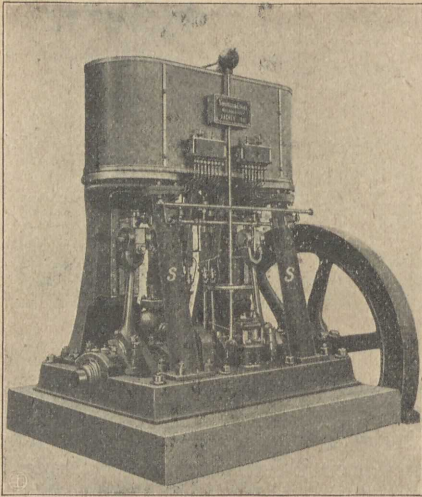


Abb. 14.

besteht darin, daß der Kreuzkopf mit dem meist etwas empfindlichen Kreuzkopfszapfen, an welchem die Schubstange angreift, und ebenso die Stopfbüchse am unteren Zylinderdeckel schwer zugänglich sind. Dieser Nachteil fällt fort, die genannten Teile werden zugänglicher, wenn das Gestell der Maschine ähnlich dem eines Dampfhammers ausgebildet wird, daher auch der Name Hammermaschine (Abb. 14). Um ein Erzittern der Maschine hintanzuhalten, werden hier gegenüber der Kreuzkopf-

gleitbahn in der Regel schräggestehende Säulen *S* als Stützen angebracht. Bei großen Maschinen stehender Bauart finden sich manchmal (z. B. bei Schiffsmaschinen) bis zu vier Kurbelgetrieben nebeneinander (vgl. z. B. die Zylinderanordnung Abb. 10 der Tafel S. 8). An die Stelle der Kurbeln treten dann Wellenkröpfungen (siehe des Verfassers „Maschinenelemente“, *MuG* Bd. 301), so daß derartige Wellen sehr kunstvolle und schwierig herzustellende Maschinenteile werden. Abb. 15 zeigt eine solche Welle. *T, T...* sind die Kurbeln oder Wellenkröpfungen; an den Stellen *L, L...* ist die Welle gelagert.

Liegende Maschinen sind solche, bei denen die Zylinderachse waagrecht liegt (siehe z. B. die Gerippskizze Abb. 1). Sie haben den großen Vorteil, daß sie selbst bei den größten Ausführungen in allen ihren Teilen leicht zugänglich sind, was für die Bedienung und Instandhaltung der Maschine natürlich von großem Vorteil ist. Bei der großen Auflagerfläche können ferner Durchbiegungen und Erzitterungen selbst bei den größten Leistungen mit Leichtigkeit vermieden werden, zumal die Maschine auf einem verhältnismäßig umfangreichen Fundamentblocke aufliegt. Dagegen ist die Art und Weise, wie sich die manchmal sehr schweren Kolben in den Zylindern bewegen, weniger vorteilhaft, und

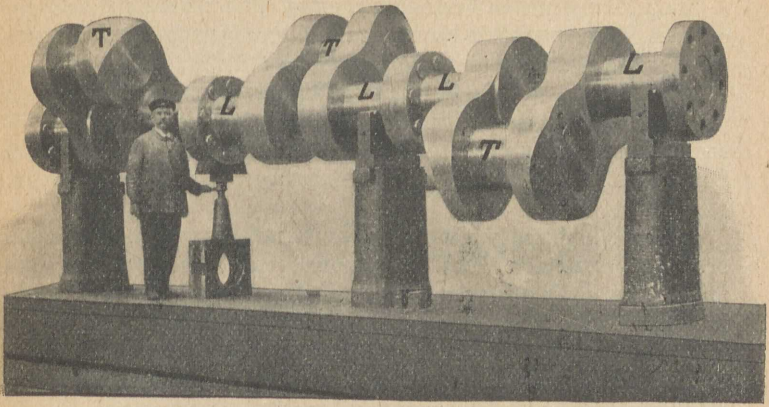


Abb. 15.

es müssen besondere Maßregeln getroffen werden, damit nicht auf der unteren Hälfte von Zylinder und Kolben einseitige Abnutzung eintritt und die Zylinder mit der Zeit unrund werden.

Die Verbindung der Kurbellager mit dem Zylinder geschieht bei neuzeitlichen Maschinen wohl ausnahmslos durch Maschinenrahmen, welche an ihrer dem Zylinder zugewendeten Seite eine zylindrische Ausbohrung besitzen, in welche der Flansch des Dampfzylinders genau hineinpafst. Besitzt der Maschinenrahmen dann noch eine doppelseitige Kreuzkopfführung (z. B. Abb. 77 S. 69), welche ebenfalls an ihrem nach dem Zylinder zu liegenden Ende zylindrisch ausgebohrt ist, so ist damit beim Zusammenbau von Maschinenrahmen und Zylinder ein genaues Zusammenfallen von Zylinderachse und Mittelpunkt des Kreuzkopfes ohne weiteres gewährleistet.

Bei Maschinen mit großen Zylindern ist es zweckmäßig, die Kolbenstange auch durch den hinteren Zylinderdeckel hindurchgehen zu lassen und das Ende der Kolbenstange noch einmal durch den hinteren Kreuzkopf zu führen. Vgl. z. B. Abb. 8 und die rechte Seite der Abb. 10 S. 10. Man erzielt dadurch einmal den Vorteil, daß der schwere Kolben nicht mit seinem ganzen Gewichte auf der unteren Zylinderwandung auffliegt, und man vermeidet ferner, daß bei großen und schmalen Kolben wegen mangelhafter Führung ein Festklemmen des Kolbens im Zylinder eintritt.

Um bei **Maschinen in Reihenordnung** (Abb. 6 der Tafel S. 8) ein genaues Zusammenfallen der beiden Zylinderachsen zu erreichen, wird zwischen die beiden Zylinder ein Zwischenstück, die sog. Laterne (L Abb. 77 S. 69 u. Abb. 84 S. 80) dazwischengeschaltet, welche an beiden Enden zylindrische Ausdrehungen besitzt, in welche die Flansche der beiden Zylinder genau hineinpassen. Häufig wird dann innerhalb der Laterne noch eine Führung für die hindurchgehende Kolbenstange angebracht.

Ob bei Maschinen mit mehrstufiger Dampfdehnung und Reihenordnung der kleinere Hochdruckzylinder vorn an dem Rahmen sitzen soll und der große Niederdruckzylinder dahinter oder umgekehrt, ist Ansichtssache. Arbeitet die Maschine mit hochüberhitztem Dampfe, so setzt man gern den (größeren) Niederdruckzylinder vorn an den Rahmen der Maschine, damit die im Hochdruckzylinder auftretenden hohen Temperaturen von dem Maschinenrahmen ferngehalten werden (vgl. Abb. 77 S. 69 u. Abb. 84 S. 80). Das hat allerdings den Nachteil, daß bei notwendig werdenden Ausbesserungen der große Niederdruckkolben nur durch eine in der Laterne vorgesehene Öffnung herausgeholt werden kann, was immer mit ziemlichen Schwierigkeiten verbunden ist. Sitzt dagegen der kleinere Hochdruckzylinder vorn am Maschinenrahmen, wie z. B. bei Abb. 10 S. 10, so läßt sich der kleinere Hochdruckkolben gegebenenfalls leicht durch den größeren Niederdruckzylinder hindurch nach hinten herausziehen.

Maschinen mit schwingendem Zylinder. Will man die Vorteile liegender Maschinen — bequemere Bedienung — mit den Vorteilen stehender Maschinen — geringerer Platzbedarf — vereinigen, so wendet man wohl Maschinen mit schwingendem Zylinder an.

Abb. 16 zeigt in ihrer unteren

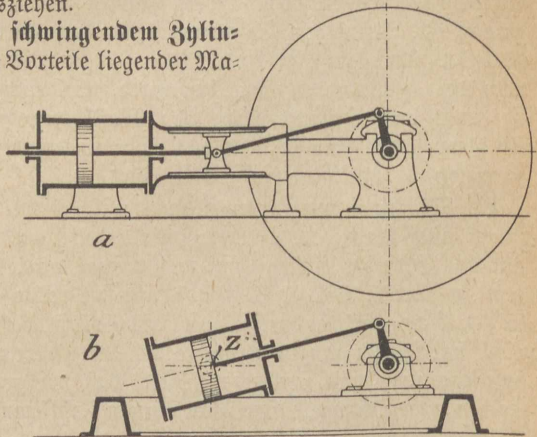


Abb. 16.

Hälfte bei *b* den Grundgedanken einer solchen Maschine. Der Zylinder ist senkrecht zu seiner Längsachse um zwei Zapfen drehbar. Die Kolbenstange ist hier gleichzeitig Schubstange, und man erkennt leicht, daß bei der Drehung der Kurbel der Dampfzylinder um jene eben genannten beiden Zapfen hin und her schwingt (oszilliert, daher auch wohl oszillierende Maschinen genannt). Daß durch diese Anordnung nicht unwesentlich an Platz gespart

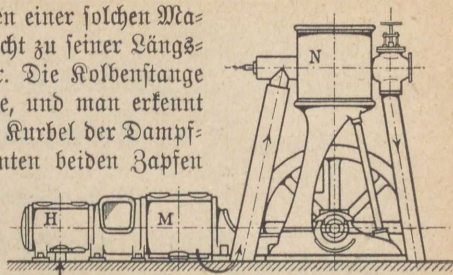


Abb. 17.

wird, zeigt ein Vergleich der Maschinen in Abb. 16, die beide gleichen Zylinderdurchmesser und gleiche Kurbellänge, also auch gleichen Kolbenhub besitzen. Maschinen dieser Art findet man bisweilen auf Flußschiffen zum Antriebe der Schaufelräder. Der große Übelstand dieser Anordnung ist der, daß der heiße Dampf den Zylindern durch die schwingenden Zapfen hindurch zugeführt werden muß, was in baulicher Hinsicht gewisse Schwierigkeiten bietet.

Stehend-liegende Maschinen sind gelegentlich auch ausgeführt worden (Abb. 17). Sie bieten namentlich Vorteile bei dreistufiger Dampfdehnung, da in diesem Falle die Anordnung des aufrecht stehenden dritten Niederdruckzylinders *N* keinen Mehrbedarf an Grundfläche beansprucht und die Steuerung des Niederdruckzylinders in der Regel so einfach ist, daß ihre Lage in beträchtlicher Höhe über dem Fußboden keine Bedenken verursacht. Der Kurbelzapfen der gekröpften Welle ist in diesem Falle so breit gemacht, daß die Schubstange der stehenden Maschine unmittelbar neben der Schubstange der Reihenmaschine angreift. Bei Maschinen mit zweistufiger Dampfdehnung, wobei also der Hochdruckzylinder unten, der Niederdruckzylinder wieder oben liegt, besteht neben dem geringeren Platzbedarf ein Vorteil gegenüber einer Reihenmaschine darin, daß die beiden Maschinenhälften nicht gleichzeitig im Totpunkte stehen, was ebensowohl für das Anlassen wie für den gleichmäßigen Gang der Maschine von Wichtigkeit ist.



Zweiter Abschnitt.

Steuerungen.

Erstes Kapitel.

Einleitende Betrachtungen.

Dampfverteilung. Unter der Steuerung einer Dampfmaschine versteht man die Hilfsmittel, durch welche es erreicht wird, daß der Dampf im Zylinder der Maschine gerade in derjenigen Weise arbeitet, die als zweckmäßig erkannt und beim Entwurf der Maschine vorher festgesetzt wurde, also die Art und Weise, wie dies oben S. 2 durch das Diagramm Abb. 2 angenommen wurde. Es sei Abb. 18 noch einmal ein

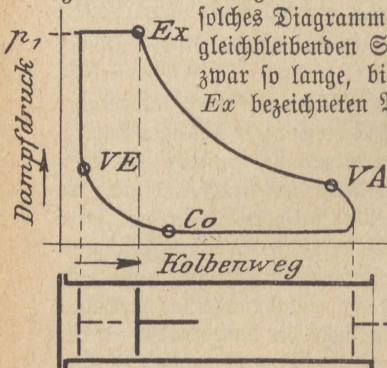


Abb. 18.

solches Diagramm, dann strömt also der Dampf mit der gleichbleibenden Spannung p_1 in den Zylinder ein, und zwar so lange, bis der Kolben senkrecht unter dem mit Ex bezeichneten Punkte steht. Diesen ganzen Abschnitt nennt man die Füllung des Zylinders und spricht von 20, 30...% Füllung, je nachdem der Kolben während dieser Zeit 20, 30...% seines Weges zurückgelegt hat. Im Punkte Ex wird nun durch die Steuerung der Maschine der Dampfzutritt abgesperrt, und es beginnt die Ausdehnung (Expansion) des Dampfes, welche bis zum Punkte VA fort dauert. Steht der Kolben unter VA , so wird durch die Steuerung ein Auslaßkanal geöffnet, und da dies schon eintritt, bevor noch der Kolben seine rechte Totlage erreicht hat, nennt man diesen Punkt die Vorausströmung. Der Dampf strömt aus dem Zylinder heraus und wird von dem rückkehrenden Kolben noch weiter herausgedrängt, bis bei der Kolbenstellung Co (Kompression, Verdichtung) der Dampfauslaßkanal geschlossen und der Dampf von dem weiter fortschreitenden Kolben verdichtet wird. Kurz vor Erreichung der linken Totlage wird bei der Kolbenstellung VE (Voreinströmung) der Dampfzutritt zu der linken Zylinderseite durch die Steuerung wieder

findet sich also in dem gezeichneten Zylinder senkrecht unter c . Je länger die Schubstange ist im Vergleiche zur Länge der Kurbel, um so flacher wird der Bogen Zc , und bei sehr langer Schubstange, genau genommen erst bei „unendlich langer“ Schubstange, liegt der Punkt c senkrecht unter Z , oder anders ausgedrückt: der Kolben steht dann senkrecht unter Z . Man erkennt leicht, daß der Unterschied zwischen diesen beiden Kolbenstellungen, nämlich bei endlicher und bei unendlicher Schub-

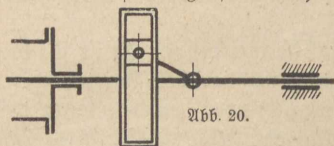


Abb. 20.

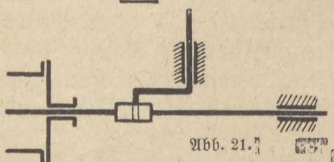


Abb. 21.

stangenlänge, stets am größten ist, wenn die Kurbel sich in senkrechter Lage befindet, bei allen anderen Stellungen nach einem der beiden Totpunkte zu ist er kleiner, und in den beiden Totpunkten selber ist der Unterschied gleich Null.

In der Mehrzahl der Fälle ist nun die Länge der Schubstange genügend groß — sie beträgt gewöhnlich das Fünffache der Kurbellänge —, so daß selbst bei senkrecht stehender Kurbel der Unterschied zwischen den beiden oben betrachteten Stellungen so klein ist, daß er für die meisten Fälle vernachlässigt werden kann, und da hierdurch die ganzen folgenden Betrachtungen wesentlich vereinfacht werden, so wollen wir für die Folge immer eine sehr lange, genauer gesagt eine „unendlich lange“ Schubstange annehmen, so daß wir also die jeweilige Kolbenstellung im Zylinder einfach dadurch finden, daß wir von dem Mittelpunkte des Pleuellagerzapfens eine Senkrechte auf die Zylinderachse fallen. In Abb. 19 ist die Schubstange S absichtlich ungewöhnlich kurz gezeichnet, um den Unterschied zwischen den beiden Kolbenstellungen Z und c recht kraß hervortreten zu lassen.

Kurbelschleife. Es möge hier darauf hingewiesen werden, daß es eine bauliche Abänderung des Pleuellagergetriebes gibt, bei welcher der Pleuellager sich genau so bewegt, als wenn er von einer unendlich langen Schubstange angetrieben würde. Es ist das die sogenannte Pleuellager-schleife (Abb. 20 und 21). Die Pleuellagerstange ist schleifenartig erweitert und an ihrem Ende in einer Büchse geführt. In der genannten Schleife bewegt sich ein Stein, in welchen der Pleuellagerzapfen der seitlich von der Pleuellagerstange (Abb. 21) gelagerten Pleuellager eingreift. Die Schleife bildet gewissermaßen den Pleuellagerkopf, und man erkennt leicht, daß der Mittelpunkt

dieses „Kreuzkopfes“ hier immer genau senkrecht unter dem Mittelpunkte des Kurbelzapfens liegt, also genau dieselben Verhältnisse, wie sie oben bei der „unendlich langen“ Schubstange beschrieben wurden.

Kurbel und Exzenter. Der Antrieb der Steuervorrichtungen geschieht zum großen Teile durch Exzenter. Es ist durchaus notwendig, sich vollständig darüber klar zu werden, daß ein Exzenter nichts anderes ist als eine bauliche Abänderung der Kurbel. In dem nebenstehend abgebildeten Kurbelgetriebe (Abb. 22)

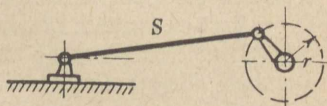


Abb. 22.

stellt S die Schubstange dar, die an dem Zapfen einer Kurbel von der Länge r angreift. Der Kreuzkopf (oder auch der Kolben) legt dann, wie leicht einzusehen ist, bei einer halben Umdrehung der Maschinenwelle den Weg $2r$ zurück. Nun muß es aber offenbar für die Bewegung des Kolbens (oder des Kreuzkopfes) vollständig gleichgültig sein, wie groß der Durchmesser des Kurbelzapfens ist. Es müssen z. B. die Bewegungsverhältnisse genau dieselben bleiben, wenn der Durchmesser des Kurbelzapfens so groß gemacht wird, daß er selbst die Maschinenwelle umschließt (Abb. 23). Der Mittelpunkt des großen hier Exzenter genannten Zapfens beschreibt dann noch gerade so wie vorher einen Kreis vom Halbmesser r (r wird hier Exzentrizität des Exzenter genannt). Der Kreuzkopf und damit auch der Kolben legen noch gerade so wie früher bei einer halben Umdrehung der Maschinenwelle den Weg $2r$ zurück. Über Zweck und Vorteil dieser baulichen Abänderung der Kurbel siehe des Verfassers „Maschinenelemente“ (MNuG Bd. 301).

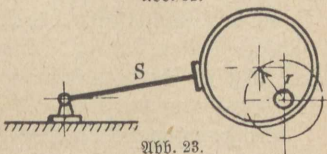


Abb. 23.

Handelt es sich also um die Verfolgung der Bewegung eines Schiebers, so werden wir wiederum einen Exzenter- (Kurbel-) Kreis zeichnen (siehe den gestrichelten Kreis in Abb. 22 und 23) und durch einfaches Hinunterloten der jeweiligen Lage des Kurbelzapfenmittelpunktes, in diesem Falle also des Exzentermittelpunktes, die betreffende Stellung des Schiebers oder, richtiger gesagt, irgendeines Schieberpunktes finden. Gerade hier werden wir ohne weiteres „unendliche“ Schubstangenlänge annehmen können, da die Länge der „Schubstange“ S (Abb. 22 und 23), hier Exzenterstange genannt, stets sehr groß ist gegenüber der „Kurbel“-Länge (Exzentrizität) r .

Schieber und Ventile. Die Frage, wann eine Maschine Schieber-

steuerung bekommen soll und wann Ventilsteuerung, ist nicht immer leicht zu entscheiden und hängt vielfach ab von dem Verwendungszwecke der Maschine. Beide Steuerungsarten haben ihre Vorteile und Nachteile. Schiebersteuerungen haben meist den Vorteil großer Einfachheit. Schon mit einem einzigen, einfach gestalteten Schieber, der von nur einem Exzenter angetrieben wird, läßt sich eine für viele Zwecke genügend gute Dampfverteilung erzielen. Der Übelstand der einfachen Schiebersteuerung besteht in der Hauptsache darin, daß große Füllungsänderungen, wie sie bei stark wechselnden Maschinenleistungen vorkommen, meist dadurch erkauft werden müssen, daß die Lage der anderen Hauptpunkte des Diagrammes, also VA , Co und VE (Abb. 18) mehr oder weniger ungünstig wird. In bezug auf die Ausführung haben Schieber, namentlich in der Bauart als Flachschieber, den Übelstand, daß sie auf die Dauer nicht so leicht dicht zu halten sind und schwerer wiederherzustellen sind als Ventile und daß sie für hochüberhitzten Dampf nur in der Form von Kolbenschiebern brauchbar sind.

Der Hauptvorteil der Ventilsteuerung besteht darin, daß sich mit ihnen jede beliebige Dampfverteilung in verhältnismäßig einfacher Weise erreichen läßt und daß auch eine Regulierung der Füllung in ziemlich weiten Grenzen möglich ist, ohne daß dadurch die Lage der übrigen Hauptpunkte der Dampfverteilung ungünstig beeinflusst wird. Ventilsteuerungen führen daher in der Technik auch häufig den Namen Präzisionssteuerungen. Wenig geeignet erscheint die Ventilsteuerung für Maschinen mit sehr hohen Umdrehzahlen, etwa 200 in der Minute und darüber. Es macht Schwierigkeiten, in solch kurzen Bruchteilen einer Sekunde die Ventile in zuverlässiger Weise auf und nieder zu bewegen und namentlich stoßfrei auf ihren Sitz aufzusetzen, und so kommt es, daß derartige Schnellläufermaschinen, wie sie eine Zeitlang Mode waren, nur mit Schiebersteuerungen ausgeführt werden können. In jüngster Zeit wird allerdings eine Ventilsteuerung bei Schnellzugslokomotiven angewendet, bei denen Umdrehzahlen bis zu 300 in der Minute vorkommen. Die Steuerung scheint sich im Betriebe bewährt zu haben.

Zweites Kapitel.

Schiebersteuerungen.

Abb. 24 stellt den Schnitt durch einen Zylinder einer Dampfmaschine mit einfacher Muschelschiebersteuerung dar. Der bei Z in den Schieberkasten K einströmende Dampf wird durch einen auf dem Schieber Spiegel b hin und her gleitenden Schieber d — wegen seiner Form meist Muschelschieber genannt — bald auf die rechte, bald auf die linke Seite des Kolbens geleitet. Der Raum A steht mit einem Raume außerhalb des Zylinders, also mit der Außenluft oder mit dem Kondensator in Verbindung, und so kann der Dampf, der im Zylinder seine Arbeit verrichtet hat, bei passender Stellung des Schiebers durch einen der beiden Kanäle c_1 oder c_2 und den damit in Verbindung gebrachten Raum A aus dem Zylinder entweichen.

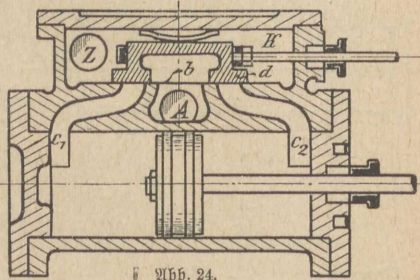


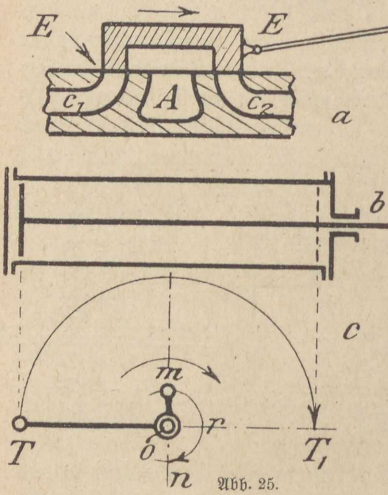
Abb. 24.

Im folgenden sollen nur die Vorgänge betrachtet werden, die sich auf der linken Kolbenseite abspielen, so daß also für uns auch nur die linke Hälfte des Schiebers in Frage kommt. Die Vorgänge auf der rechten Kolbenseite sind natürlich genau dieselben, nur zeitlich gegen die Vorgänge auf der anderen Kolbenseite verschoben.

Der Muschelschieber ohne Überdeckung. Für das Verständnis der Wirksamkeit des Schiebers wird es am einfachsten sein, auszugehen von einem Schieber, wie er in Wirklichkeit nicht ausgeführt wird, dem sogenannten Schieber ohne Überdeckung. Abb. 25 zeigt einen solchen Schieber, der die beiden Dampfzuführungs Kanäle c_1 und c_2 eben gerade abschließt. Das muß aber offenbar die Stellung sein, bei welcher sich der Kolben in einer der beiden, z. B. der linken Totlage (Abb. 25 b) befindet; denn soll sich der Kolben nach rechts bewegen, so muß auch der Schieber nach rechts gehen, damit der Dampf durch den Kanal c_1 auf die linke Seite des Kolbens treten kann. Bei Stellung des Schiebers wie in Abb. 26 wird der Kolben irgendeine mittlere Lage im Zylinder einnehmen, und wenn der Kolben in der rechten Totlage angekommen

ist, muß offenbar auch der Schieber (nicht die Schieberkurbel) wieder in der durch Abb. 25 a dargestellten Lage sich befinden. Denken wir uns

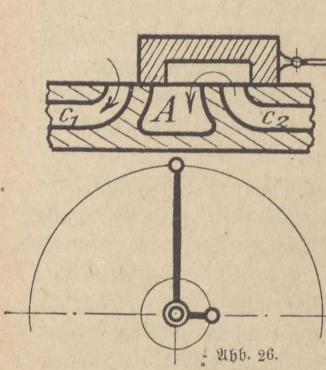
Kolben und Schieber je von einer Kurbel und einer sehr langen („unendlich langen“) Schubstange angetrie-



ben, so ergibt sich für die eben betrachteten Bewegungen offenbar ein Bild, wie es Abb. 25 c darstellt. Die dort angegebene große Kurbel ist die Pleuelkurbel. Bei einer halben Pleuelumdrehung ist der Pleuel vom Totpunkte T in den Totpunkt T_1 gekommen. Der von der kleinen Pleuel angetriebene Schieber müßte am Anfang und am Ende dieser Bewegung in seiner Mittellage stehen, die Pleuelkurbel muß also zu der

Kolbenkurbel unter einem Winkel von 90° stehen, sie muß, wie man sagt, der Pleuelkurbel

um 90° voreilen und mit ihrem Endpunkte demgemäß in derselben Zeit den Halbkreis mrn beschreiben. Bei der zweiten Hälfte der Pleuelumdrehung geht der Pleuel wieder von T_1 nach T , während der Schieber zunächst von der Mittellage um das Stück or (Abb. 25) nach links geht, dabei den Kanal c_2 für die Einströmung freigibt und, wenn der Pleuel



ben in T angekommen ist, auch seinerseits wieder in der durch Abb. 25 a dargestellten Mittellage steht. Ein solcher Schieber ohne Überdeckung ist aus mehr wie einem Grunde nicht zu brauchen. Zunächst wäre es unmöglich, den Schieber so auszuführen, daß er die Kanäle c_1 und c_2 nur gerade ganz genau abschließt. Das Diagramm, welches sich mit einem

solchen Schieber erreichen ließe, wäre zwar theoretisch ein Rechteck, denn der Dampf strömt während des ganzen Kolbenhubes auf der einen Kolben­seite ein, auf der anderen Seite aus. Tatsächlich aber würde durch das allmähliche Öffnen und Schließen der Kanäle c der Dampf am Anfang und Ende der Kolbenbewegung so stark gedrosselt, daß große Arbeitsverluste die Folge wären. Näheres darüber siehe des Verfassers „Dampfmaschine I“ (MNB Bd. 393 Abschn. III Kap. 2).

Der Schieber mit Überdeckungen. Wesentlich anders wird die Sache, wenn die Wangen des Schiebers breiter ausgeführt werden als die Kanalöffnungen (Abb. 27). Die Stücke, um welche die Schieberwangen breiter sind als die Kanäle c , nennt man

Überdeckungen, sie sind in der Abbildung eng gestrichelt.

Offenbar ist es nun aber nicht mehr möglich, diesen Schieber mit derselben Schieberkurbel (anderen Stelle übrigens meist ein Exzenter tritt) anzutreiben wie oben bei Abb. 25. Denn wenn

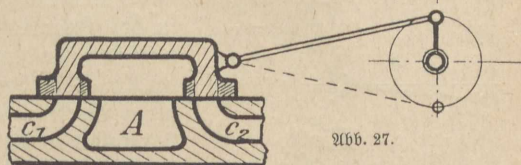


Abb. 27.

hier die Schieberkurbel der Kolbenkurbel auch nur um 90° voreilen würde (Abb. 27), so müßte ja dann der Kolben schon ein ganz erhebliches Stück seines Weges zurückgelegt haben, ehe der Schieber infolge der Überdeckung endlich den Kanal c öffnen, den Dampf also in den Zylinder einlassen würde. In der linken Totstellung des Kolbens muß also der Schieber mit seiner linken Kante mindestens ebenfalls an der linken Kante des Kanals c_1 stehen. Tatsächlich macht man es sogar so (Abb. 28), daß das Exzenter (die kleine Schieberkurbel) gegenüber der Stellung in Abb. 25 so weit verdreht wird, daß der Schieber den Kanal c_1 sogar schon etwas geöffnet hat, wenn der Kolben in der linken Totlage angekommen ist, oder mit anderen Worten: der Schieber hat mit seiner linken Kante die linke Kanalseite schon erreicht, ehe der Kolben auf seinem Wege von rechts nach links in seiner Totlage angekommen ist. Das ergibt aber eine gegenseitige Stellung der Kurbeln, wie sie in Abb. 29 dargestellt ist, wobei man den Winkel δ , um welchen die Schieber-

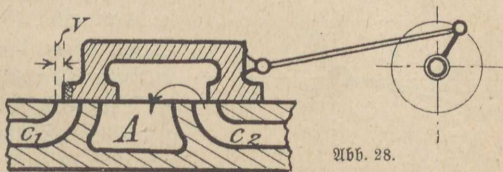


Abb. 28.

kurbel gegenüber der Stellung in Abb. 25 voreilt, als Voreilwinkel zu bezeichnen pflegt. Die gestrichelte Stellung der beiden Kurbeln in Abb. 29 (genauer gesagt: der Pleuelkurbel und des Pleuelstößels) gilt für den Augenblick, wo die linke, doppeltgestrichelte Schieberkante die linke Kante des Kanals c_1 soeben erreicht hat.

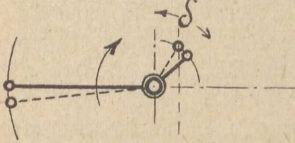


Abb. 29.

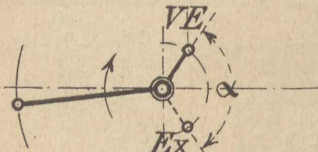


Abb. 30.

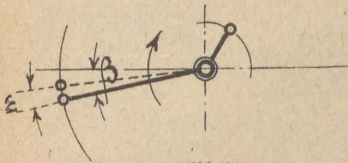


Abb. 31.

Dampfverteilung beim Muschelschieber. Mit einer solchen Schiebersteuerung bekommen wir nun aber auch eine Dampfverteilung, bei welcher der Dampf nicht mehr während des ganzen Pleuelhubes in den Zylinder einströmt, sondern bei der schon vor dem Ende des Pleuelhubes der Kanal c_1 abgeschlossen wird. Mit anderen Worten: es tritt jetzt gegen Ende des Pleuelhubes Dampfdehnung (Expansion) ein. Daß dem so ist, erkennt man leicht aus Abb. 30. Die stark ausgezogenen Linien zeigen die Stellungen der beiden Pleuelkurbeln in dem Augenblicke, wo der Schieber eben den Kanal c_1 öffnet (siehe die gestrichelte Stellung in Abb. 29). Denkt man sich beide Pleuelkurbeln in der Pfeilrichtung gedreht, so wird offenbar die linke

Kante des Schiebers auf dem Rückwege wiederum die linke Kante des Kanals c_1 erreicht haben, den Kanal also abschließen, wenn beide Pleuelkurbeln sich um den Winkel α gedreht haben. Dann steht aber die große Pleuelkurbel und damit auch der Pleuel noch lange nicht im rechten Totpunkte. Der Dampf ist jetzt also im Zylinder eingesperrt und muß sich darin bis gegen Ende des Hubes ausdehnen (expandieren), ungefähr so, wie es das Diagramm Abb. 2 angibt.

Der Zeitpunkt des Kanalabschlusses und damit das Eintreten der Dampfdehnung oder, mit anderen Worten, die Füllung des Zylinders läßt sich nun hier dadurch verändern, daß man bei ungeändertem Schieber den Voreilwinkel δ ändert. Macht man den Voreilwinkel größer (etwa um den Winkel ϵ , Abb. 31), dann ist also die Pleuelkurbel in dem Augenblicke, wo der Schieber den Kanal c_1 öffnet, noch weiter zurück (eben um den Winkel ϵ), dann steht aber auch bei Abschluß des Schieber-

kanals der Kolben gegen den rechten Totpunkt T_1 um ebensoviel weiter zurück. Bei Verkleinerung des Voreilwinkels geschieht natürlich das Umgekehrte. Es ergibt sich also: Vergrößerung des Voreilwinkels δ bringt weitergehende Dampfdehnung (kleinere Füllung), Verkleinerung des Voreilwinkels

verminderte Dampfdehnung (größere Füllung), bei $\delta = 0$ ist die Füllung gleich dem Kolbenhube (Abb. 25 S. 24). Man erkennt nun aber auch hier schon einen schweren Nachteil der Schiebersteuerungen: Eine Vergrößerung der Dampfdehnung (eine Verkleinerung der Füllung) hat auch eine Vergrößerung der Voreinströmung zur Folge, denn der Dampf strömt ja schon auf die linke Seite des Kolbens, wenn die Kurbel noch um den Winkel β von der Anfangslage entfernt ist (Abb. 31), und da aus leicht ersichtlichen Gründen die Voreinströmung nicht zu zeitig eintreten darf, da ja sonst der Kolben durch den ihm entgegenströmenden Dampf zu stark aufgehalten würde, so ist man auch mit der Veränderung der Füllung bei dieser Schiebersteuerung an enge Grenzen gebunden.

Betrachten wir noch die Verhältnisse bei der Ausströmung. Steht der Schieber bei der Rückwärtsbewegung wieder in der Mittellage wie in Abb. 27, dann ergibt sich die stark ausgezogene Kurbelstellung der Abb. 32. Der Kanal kommt mit dem Auslaß A erst dann in Verbindung (punktierter Pfeil, Abb. 33), wenn die Kurbeln die in Abb. 32 und 33 gestrichelt gezeichnete Stellung erreicht haben. Man sieht: die linke Seite des Kolbens wird schon mit der Außenluft in Verbindung gebracht, bevor der Kolben den Totpunkt T_1 erreicht hat; wir erhalten also Vorausströmung. Dieselbe Stellung des Schiebers auf seinem er-

Abb. 32.

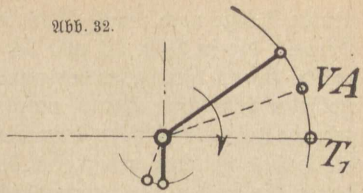


Abb. 33.

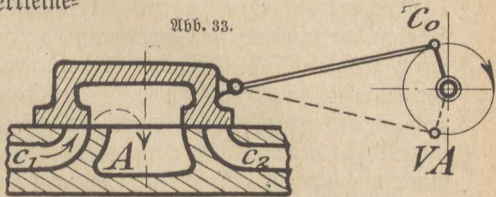
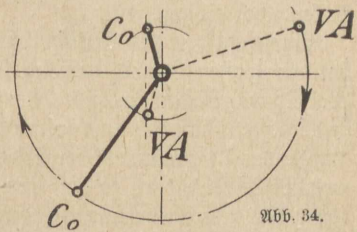


Abb. 34.



neuten Gange nach rechts (Schieberrückgang) tritt dann ein, wenn die Kurbeln die in Abb. 33 und 34 stark ausgezogene Stellung erreicht haben. Dann kann aber der nun noch auf der linken Kolbenseite im Zylinder befindliche Dampf nicht mehr heraus. Der weiter nach links gehende Kolben verdichtet (komprimiert) nun den Dampf bis gegen Ende des Hubes, genauer gesagt, bis die Voreinströmung beginnt: Wir erhalten die früher besprochene Kompression (Abb. 18 S. 18).

Man erkennt ohne weiteres, daß Beginn der Vorausströmung und Beginn der Kompression gegenseitig voneinander abhängen, da sie ja durch dieselben Schieberkanten bedingt werden (vgl. Abb. 33). Es ist gerade sowie mit Expansion und Voreinströmung: Je zeitiger die Kompression beginnen soll, um so zeitiger beginnt die Vorausströmung, und umgekehrt. Man erkennt auch, daß beide von der Größe des Voreilwinkels abhängen, und so ergibt sich also ein weiterer Nachteil der eben besprochenen Füllungsänderung durch Änderung des Voreilwinkels. Wir stellen noch einmal fest:

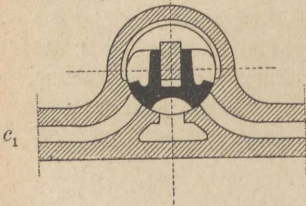
Eigenschaften des Muschelschiebers. Der einfache Muschelschieber hat den großen Vorteil, daß sich die Füllung des Zylinders in einfacher Weise durch Veränderung des Voreilwinkels verändern läßt, er hat aber den Nachteil, daß sich auch sofort die Lage sämtlicher anderen wichtigen Punkte des Diagrammes (der Dampfverteilung) zum Teil in unangenehmer Weise verändert, so daß namentlich bei einstufigen Maschinen mit dieser Art von Steuerung eine wirtschaftlich vorteilhafte Füllungsänderung nur in verhältnismäßig engen Grenzen möglich ist.

Drittes Kapitel.

Bauliche Abänderungen der einfachen Schiebersteuerung.

Rundschieber. Da zylindrische Flächen sich leichter bearbeiten lassen (mit Hilfe einer Drehbank) als ebene Flächen, hat man den Schieber gelegentlich in der Weise ausgeführt, wie es Abb. 35 erkennen läßt. Daß sich infolge dieser rein baulichen Abänderung an den ganzen Verhältnissen der oben bespro-

Abb. 35.¹⁾



1) Abb. 35, 36, 39, 40, 43 aus Musil-Ewing, Wärmekraftmaschinen. Leipzig u. Berlin, B. G. Teubner.

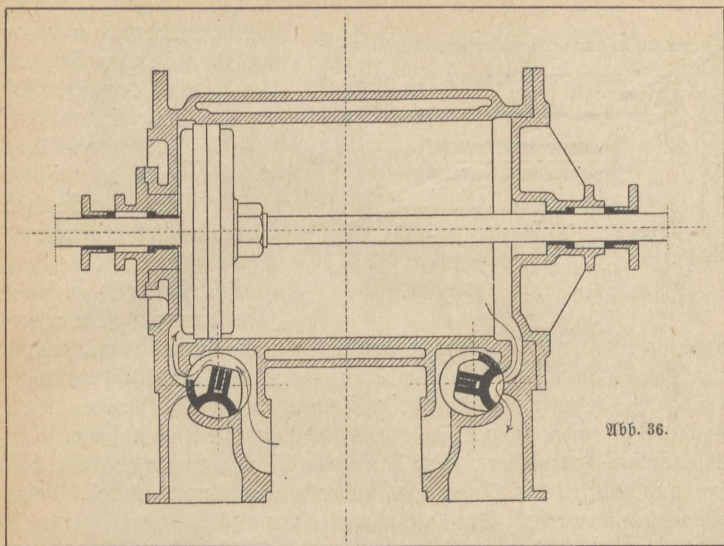
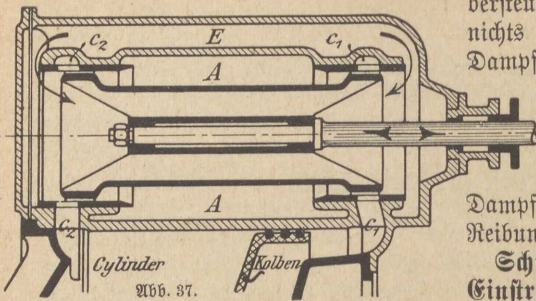


Abb. 36.

chenen Schiebersteuerung nichts ändert, ist ohne weiteres klar. Der Schieber bewegt sich eben hier nicht wie vorher geradlinig hin und her, sondern schwingt in entsprechender Weise um eine Drehachse.

Will man die langen Kanäle c_1 und c_2 vermeiden, so läßt sich ein solcher Schieber in zwei Teile zerlegen (Abb. 36), von denen jeder Ein- und Ausströmung auf einer einzigen Kolbenseite regelt. Auch hier bestehen bezüglich Veränderung der Füllung dieselben Vorteile und Nachteile, wie sie oben bei der einfachen Muschelschiebersteuerung besprochen wurden.

Kolbenschieber. Ein großer Nachteil aller bisher erwähnten Schiebersteuerungen ist es, daß der in den Schieberkästen eingeleitete Frischdampf den Schieber mit großer Kraft auf den Schieber Spiegel ausdrückt. Die dadurch entstehende Reibung erzeugt Energieverluste, die nur durch mehr oder weniger verwickelte Entlastungsvorrichtungen zum Teil vermieden werden können. Um diesem Übelstande abzuhelpen, braucht man den Schieber nur in Form eines Kolbens auszubilden. Abb. 37 zeigt eine Ausführungsform einer solchen Kolbenschiebersteuerung. Die Bedeutung der Buchstaben A , E , c_1 , c_2 ist dieselbe wie in Abb. 25 S. 24. An den theoretischen Vorteilen und Nachteilen der früher besprochenen Schie-



bersteuerung wird auch hier nichts geändert. Da der Dampf aber hier nicht mehr einseitig auf den Kolben drückt, ist auch die infolge dieses einseitigen Dampfdruckes auftretende Reibung beseitigt.

Schieber mit innerer Einströmung.

Ein besonderer Vorteil der Kolbenschieber besteht darin, daß sie selbst für sehr hoch überhitzten Dampf — 300° und darüber — verwendet werden können, ohne daß ein Verziehen infolge der hohen Temperaturen zu befürchten wäre. Um nun in einem solchen Falle den hochüberhitzten Dampf von jeder Stopfbüchse fernzuhalten, wird häufig die Einrichtung so gewählt, daß Ein- und Ausströmungskanäle gegenüber der Anordnung in Abb. 37 einfach vertauscht werden. Der Dampf wird dann also durch die Öffnung A (Abb. 24 oder 37) in den inneren Raum des Schiebers hineingeleitet und strömt dann, wenn er seine Arbeit im Zylinder verrichtet und sich dadurch stark abgekühlt hat, auf der äußeren Seite des Schiebers durch das Rohr Z (Abb. 24) wieder aus. Selbstverständlich muß dann auch das Exzenter unter einem anderen Winkel zur Kolbenkurbel stehen. Kolbenschieber dieser Art verwendet z. B. mit vorzüglichem Erfolge die Firma R. Wolf in Magdeburg-Buckau bei ihren mit hochüberhitztem Dampfe betriebenen Lokomobilen. Abb. 38 zeigt die bestehende Einfachheit einer solchen Kolbenschiebersteuerung. Der Dampf tritt hier durch das Ventil V in den Raum E und in der gezeichneten Stellung durch den Kanal c_2 auf die rechte Seite des Kol-

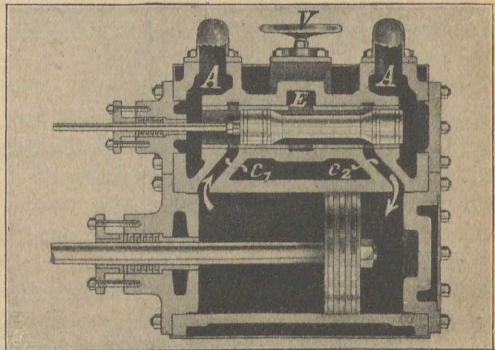


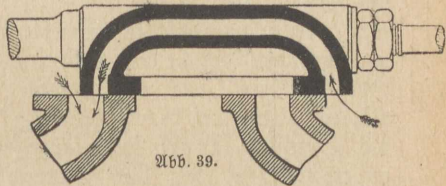
Abb. 38.

bens. Auf der linken Seite des Kolbens strömt der Dampf, der bereits seine Arbeit verrichtet hat, durch den Kanal c_1 in den linken Auslaßkanal A.

Viertes Kapitel.

Verbesserung der einfachen Schiebersteuerung.

Der Trix-Kanalschieber. Ein Nachteil der bisher besprochenen Schiebersteuerungen besteht noch darin, daß der Schieber den Eintrittskanal zu langsam (zu schleichend, wie man sagt) eröffnet. Der Dampf muß sich daher zu Beginn der Kanalöffnung zunächst durch eine schmale Ritze hindurchdrängen, wodurch Spannungsverluste (Drosselverluste) und damit Arbeitsverluste entstehen. Eine sehr verbreitete Abhilfe gegen diesen Übelstand ist der sog. Kanalschieber, nach seinem Erfinder auch Trix-schieber genannt (Abb. 39). In dem Schieber befindet sich ein Kanal, und die Abmessungen dieses Kanals und des Schieber spiegels (der Fläche, auf welcher der Schieber gleitet) sind nun derart, daß, wie die Abbildung erkennen läßt, bei Öffnung z. B. des linken Kanals der Dampf an zwei Stellen in den linken Kanal einströmt. Hat also die linke Schieberkante den Dampfeintrittskanal z. B. um 2 mm geöffnet, so hat sich auch der Kanal im Schieber auf der rechten Seite um 2 mm geöffnet, so daß also bei einer Verschiebung des Schiebers um 2 mm nach rechts die wirksame Kanaleröffnung tatsächlich 4 mm beträgt. Der Kanal öffnet sich also doppelt so rasch wie beim gewöhnlichen Schieber und schließt natürlich auch doppelt so rasch, und damit sind die unvermeidlichen Drosselverluste beim Öffnen und Schließen des Schieberkanals wesentlich verringert.



Corlißsteuerung. Eine erhebliche Verbesserung der Schiebersteuerung rührt von dem Amerikaner Corliß her. Corliß teilte die in Abb. 36 dargestellten Schieber noch einmal in zwei Teile, führte also für jeden Zylinder vier Schieber, und zwar Drehschieber aus, so daß Einlaß wie Auslaß auf beiden Kolbenseiten je durch einen einzelnen Drehschieber geregelt wurden. Abb. 40 zeigt den Schnitt durch die linke Hälfte einer solchen Maschine mit Corlißsteuerung. Der schwarz

ausgefüllte Drehschieber links oben dient für den Einlaß des Dampfes (eingezeichneter Pfeil) der Drehschieber links unten für den Auslaß. Die Vorteile der Corlißsteuerung bestehen zunächst einmal darin, daß die Kanäle für Einströmung und Ausströmung sehr kurz werden, ferner läßt es sich verhältnismäßig einfach so einrichten, daß die Antriebsvorrichtungen der beiden Schieber (oder Hähne, wie sie genannt werden) für die Einströmung des Dampfes in der Weise abgeändert werden, daß die Füllung vergrößert oder verkleinert werden kann, ohne daß Voreinströmung und Kompression beeinflusst werden, da sie ja von einem besonderen Schieber geregelt werden.

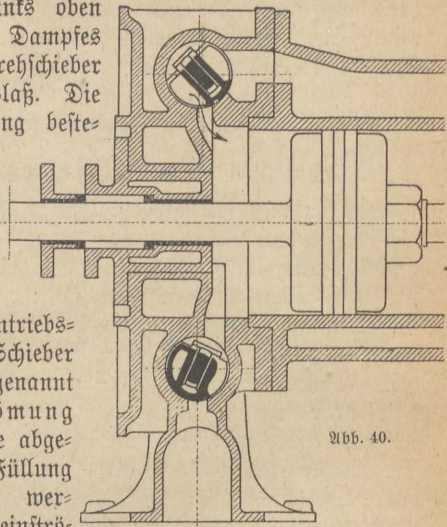


Abb. 40.

Fünftes Kapitel.

Doppelschiebersteuerungen.

Einer der Hauptfehler der gewöhnlichen Muschelschiebersteuerungen bestand ja darin, daß eine Änderung der Füllung auch eine Änderung der anderen Hauptpunkte der Dampfverteilung zur Folge hatte. Man vermeidet diesen Übelstand, wenn man den Muschelschieber in der Weise abändert, daß der Abschluß des Dampfzuführungskanales von einem besonderen Schieber gesteuert wird.

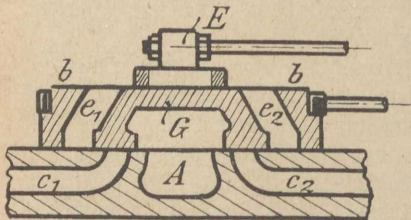


Abb. 41.

Meyersteuerung. In Abbildung 41 erkennt man in der Mitte (bei G) den gewöhnlichen

Muschelschieber, der aber durch zwei Ansätze b derart abgeändert ist, daß sich für die Einströmung auch in dem Schieber zwei Kanäle e_1 und e_2 bilden.

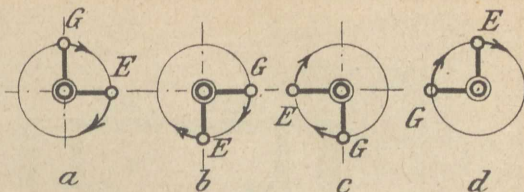


Abb. 42.

Setzt man jetzt oben auf den Rücken dieses Schiebers, in diesem Falle Grundschieber G genannt, einen zweiten Schieber, den aus einer undurchbrochenen Platte bestehenden sogenannten Dampfdehnungs- oder Expansionschieber E (dessen steuernde Kanten in der Abbildung durch Strichelung gekennzeichnet sind), so sieht man zunächst, daß hier gegenüber dem gewöhnlichen Muschelschieber alles das ungeändert geblieben ist, was sich auf die Ausströmung bezieht, also VA und Co (Abb. 18 S. 18), denn auf die inneren Kanten des mittleren Schieberteiles hat ja der Dampfdehnungsschieber gar keinen Einfluß. Wohl aber wird es sich nun so einrichten lassen, daß der Dampfdehnungsschieber z. B. den Kanal e_1 und damit auch die Dampfzuströmung nach dem Zylinder bereits abgeschlossen hat, wenn auch der Kanal e_1 noch offen ist, d. h. mit dem Kanal e_1 immer noch in Verbindung steht.

Der Antrieb der beiden Schieber geschieht nun durch zwei Exzenter, von denen dasjenige für den Dampfdehnungsschieber E gegenüber dem Grundschieberexzenter G um ungefähr 90° voreilt. Gehen wir aus von der Stellung der beiden Exzenter, wie sie Abb. 42 a darstellt: Der Grundschieber steht hier in der in Abb. 41 gezeichneten Mittellage, der Dampfdehnungsschieber E steht in seiner rechten Endstellung. Drehen sich jetzt die Antriebsexzenter der beiden Schieber in der in Abb. 42 a eingezeichneten Pfeilrichtung, so sieht man, daß der Grundschieber noch weiter nach rechts geht, während der Dampfdehnungsschieber bereits nach links geht. Nehmen wir an, bei der Exzenterstellung Abb. 42 b habe der Dampfdehnungsschieber den Kanal e_1 abgeschlossen, dann sieht man, daß jetzt beide Schieber nach links gehen. Von der Stellung Abb. 42 c an geht der Dampfdehnungsschieber wieder nach rechts, während der Grundschieber weiter nach links geht, mit anderen Worten: der Kanal e_1 wird allmählich wieder geöffnet, was aber für die Dampfverteilung nicht in Betracht kommt, da ja hier (vgl. Abb. 41)

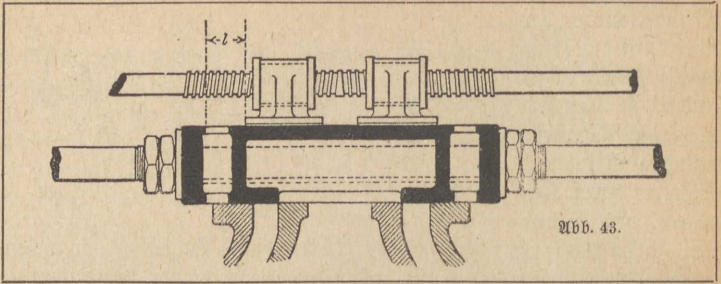


Abb. 43.

der Kanal c_1 doch schon von dem in der Mittellage befindlichen Grundschieber geschlossen ist. In dem Augenblicke, wo durch Einwirkung des Grundschiebers wie beim gewöhnlichen Muschelschieber die Voreinströmung beginnt, ist der Kanal e_1 längst ganz offen, so daß also der Dampfdehnungsschieber auch auf die Voreinströmung ohne Einfluß ist.

Die eben besprochene, etwas verwickelte Einrichtung wäre offenbar zwecklos, wenn es nicht möglich wäre, die Füllung in einfacher Weise zu verändern. Das ist aber mit einer kleinen Abänderung tatsächlich der Fall. Die Füllung des Zylinders, d. h. die Absperrung des Dampfes z. B. von der linken Zylinderseite wird ja dadurch geregelt, daß der Dampfdehnungsschieber sich auf dem Schieber Spiegel nach links bewegt. Je breiter aber die in Abb. 41 gezeichnete undurchbrochene Platte des Dampfdehnungsschiebers E ist, oder anders ausgedrückt, je weiter die beiden steuernden (gestrichelten) Kanten des Schiebers E voneinander entfernt sind, um so eher werden offenbar diese Kanten die Kanäle c_1 und e_2 abschließen, und umgekehrt. Abb. 43 zeigt, wie dies zu machen ist. Der in der Abb. 41 gezeichnete Dampfdehnungsschieber E ist hier in zwei Teile zerlegt, die zusammen ein Ganzes bilden, und die Schieberstange, auf welcher diese beiden Teile sitzen, ist mit rechts- und links-

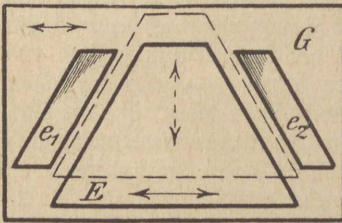


Abb. 44.

gängigem Gewinde versehen. Dreht man, auch während des Ganges der Maschine, die Schieberstange des Dampfdehnungsschiebers in der einen Richtung, so gehen die beiden Schieberteile weiter auseinander, die steuernden Kanten (Abb. 41) kommen weiter auseinander, der Dampfdehnungsschieber wird „brei-

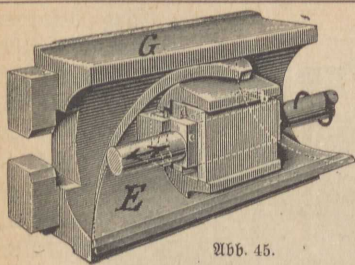


Abb. 45.

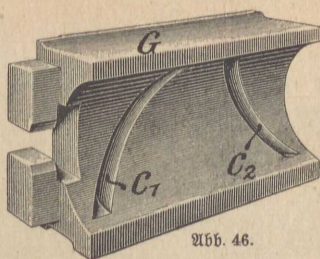


Abb. 46.

ter“, der Dampfabschluß tritt zeitiger ein, die Füllung wird kleiner, die Dampfdehnung größer. Dreht man dieselbe Schieberstange nach der entgegengesetzten Seite, so kommen die beiden Lappen näher zusammen, der Schieber Abb. 41 wird „schmäler“, der Abschluß der Kanäle e_1 und e_2 tritt später ein, die Füllung wird größer, die Dampfdehnung kleiner. Die hier durch Abb. 43 dargestellte Doppelschiebersteuerung trägt nach ihrem Erfinder den Namen Meyersteuerung. Ihr Vorteil besteht darin, daß sich bei verhältnismäßig einfacher Bauart auch während des Ganges die Füllung der Maschine verändern läßt, ohne die anderen Punkte der Dampfverteilung zu beeinflussen.

Ridersteuerung. Die eben erwähnten Schrauben auf der Schieberstange der Meyersteuerung könnte man vermeiden, wenn man die Platte des in Abb. 41 dargestellten Dampfdehnungsschiebers E als Trapez ausführt (Abb. 44) und die Kanäle e_1 und e_2 oben auf dem Rücken des Grundschiebers G parallel zu den Seiten des Trapezes ausmünden läßt. Die Abb. 44 stellt also einen Blick auf die obere Fläche des Grundschiebers dar. Die stark ausgezogenen Doppelpfeile geben die Richtung an, in welcher die beiden Schieber, der Grundschieber G und der Dampfdehnungsschieber E , sich regelmäßig hin und her bewegen. Soll nun die Füllung kleiner werden, sollen also die Kanäle e_1 und e_2 zeitiger geschlossen werden, so hat man offenbar nur nötig, das Trapez in der Richtung des gestrichelten Pfeiles nach oben zu verschieben. Dadurch wird, wie verlangt, der Schieber sozusagen breiter, d. h. seine Kanten treten beiderseits näher an die Kanten der Kanäle e_1 und e_2 heran, die Kanäle werden also bei gleicher Bewegung der beiden Schieber zeitiger geschlossen. Bewegt man das Trapez nach unten, so tritt natürlich das Entgegengesetzte ein: die Schieberkanten entfernen sich von den Kanalkanten, die Füllung wird größer.

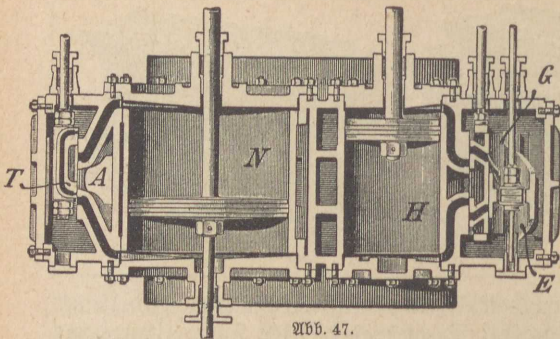


Abb. 47.

Ganz besonders einfach wird diese Art der Bewegung, wenn man den Dampfdehnungsschieber und natürlich auch die obere Fläche des Grundschiebers als Teil einer Zylinderfläche gestaltet (Abbildung 45¹⁾). Die oben beschriebene

„Verschiebung“ des Trapezes nach oben oder unten (in der Richtung des gestrichelten Doppelpfeiles Abb. 44) erfolgt dann einfach durch Drehung der Schieberstange (siehe den gewundenen Pfeil in Abb. 45), eine Bewegung, die mit Leichtigkeit von einem Regulator, also je nach Bedarf selbsttätig ausgeführt werden kann, was bei der Meyersteuerung weniger einfach zu machen ist. Die Kanäle c_1 , c_2 (Abb. 46) entsprechen den Kanälen e_1 , e_2 der Abb. 44.

Steuerungen dieser Art werden nach dem Namen ihres Erfinders Rider- (sprich Reider-) Steuerungen genannt.

Abb. 47 zeigt die Steuerung einer zweistufigen Verbundmaschine. Der Hochdruckzylinder H , dessen Füllung in ziemlich weiten Grenzen veränderlich sein soll, besitzt Ridersteuerung mit Grundschieber G und Dampfdehnungsschieber E . Die Steuerung des Niederdruckzylinders N geschieht durch einen Kanalschieber T . (Die Abbildung stammt aus einer Drucksache der Lokomobilfabrik R. Wolf in Magdeburg-Buckau.)

Sechstes Kapitel.

Ventilsteuerungen.

Ventilsteuerungen haben im allgemeinen einen verwickelteren Aufbau als Maschinen mit Schiebersteuerungen, schon deswegen, weil hier für Einlaß und Auslaß des Dampfes auf jeder Seite stets je ein besonderes Ventil vorhanden ist, welches durch gewisse, mehr oder minder verwickelte Hebelanordnungen bewegt wird. Ventilsteuerungen fin-

1) Aus Scholl, Führer des Maschinisten. Braunschweig, Fr. Vieweg & Sohn.

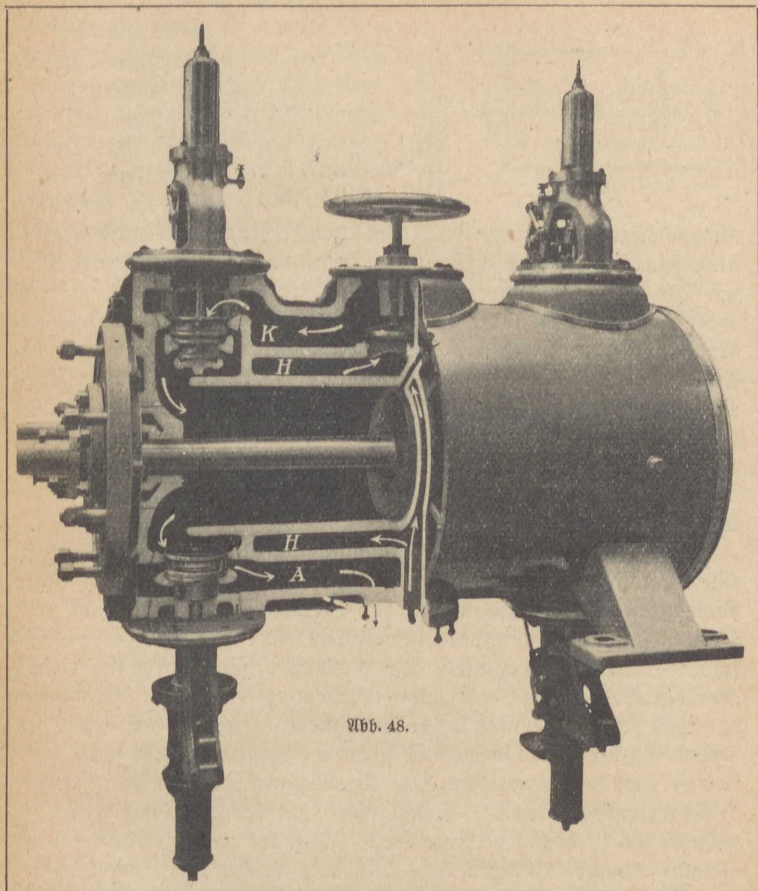


Abb. 48.

den sich daher nur bei Maschinen für größere Leistungen, wenn es darauf ankommt, möglichst vollkommene Dampfverteilung auch bei stark wechselndem Leistungsbedarfe zu erzielen.

Die Anordnung der Ventile im Zylinder geschieht meist nach Abb. 48. Die Ventile befinden sich am Ende des Zylinders, und zwar die Einlaßventile oben, die Auslaßventile unten, um ein bequemes Abfließen von Wasser, das sich etwa im Zylinder gebildet hat, zu er-

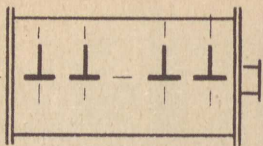


Abb. 49.

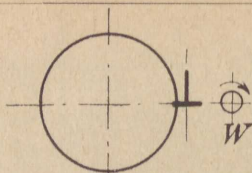


Abb. 50.

möglichen. Da der Dampf das Schließen der Ventile unterstützen soll, geschieht das Öffnen sämtlicher Ventile stets in der Rich-

tung von unten nach oben. Die Abb. 48 zeigt einen Schnitt durch den Zylinder einer solchen eben beschriebenen Ventilmaschine von Gebrüder Sulzer. Der Dampf tritt von unten in den Zylindermantel *H* ein, umspült dabei den inneren Zylinder und gelangt dann durch das von Hand zu öffnende Absperrventil in den oberen Raum *K* und von da durch die Einlaßventile in das Innere des Zylinders. Die Einlaßventile dieser Maschine haben vier Sitzflächen und demgemäß auch vier Durchtrittsöffnungen für den Dampf, um bei der Öffnung der Ventile Drosselverluste nach Möglichkeit zu vermeiden. Näheres über diese vierseitigen Ventile siehe des Verfassers „Maschinenelemente“ (AfuG Bd. 301), Abschnitt „Ventile“.

Um eine möglichst bequeme Zugänglichkeit aller Ventile und damit eine möglichst große Betriebssicherheit zu erreichen, glaubte man früher namentlich bei Fördermaschinen für Bergwerke die Anordnung nach Gerippsskizze Abb. 49 und 50 (Ventile in einer Reihe neben dem Zylinder) anwenden zu müssen. Der Nachteil dieser Anordnung besteht aber darin, daß hier der Dampf, nachdem er das Ventil durchströmt hat, noch verhältnismäßig lange Wege zurücklegen muß, bevor er in den Zylinder gelangt, der sogenannte schädliche Raum also sehr groß wird, so daß man in neuerer Zeit diese Ausführung verlassen hat.

Antrieb der Ventile. Gleichlaufend mit der Achse des Zylinders befindet sich in der Regel eine Welle (mitunter auch eine hin und her gehende Stange) *W* (Abb. 50—54), von welcher die Bewegung der Ventile in geeigneter Weise abgeleitet wird. Dies kann im wesentlichen auf dreierlei Weise geschehen: erstens durch Exzenter und schwingende Hebel, zweitens durch umlaufende Welle mit unrunder Scheiben und drittens vermöge gewisser mehr oder weniger verwickelter Hebelanordnungen, die man zusammenfassend als Präzisionssteuerungen zu bezeichnen pflegt.

Exzenterantrieb. Die Gerippsskizze einer Ventilsteuerung der ersten Art, mit Exzenterantrieb und schwingenden Hebeln, zeigt Abb. 51.

Die Ventile müssen hier nach Geripp-
skizze 49 gleichlaufend zu der Achse
des Zylinders, und zwar seitlich neben-
einander, angeordnet sein. Man er-
kennt, wie die durch ein Exzenter ange-
triebene hin und her gehende Stange *S*
zunächst die beiden Winkelhebel in Be-
wegung setzt, die ihrerseits wieder abwechselnd das Einlaßventil *E* der
einen Zylinderseite gleichzeitig mit dem Auslaßventile *A* der anderen
Zylinderseite anheben. Die Ventile sind oben durch Kugeln oder durch
Federn belastet, damit sie schon aus eigener Kraft das Bestreben haben,
wieder auf ihren Sitz herunterzusinken. Steuerungen ähnlicher Art
finden sich nur noch bei älteren Fördermaschinen in Bergwerksanlagen.
Es ist klar, daß hier gerade der Hauptvorteil der Ventilsteuerung ver-
loren gegangen ist, die Unabhängigkeit der Bewegung der einzelnen
Ventile voneinander.

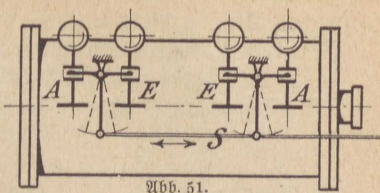


Abb. 51.

Rockensteuerung. Auch die zweite Art des Antriebs findet sich haupt-
sächlich bei Bergwerksmaschinen: Neben dem Zylinder, gleichlaufend mit
seiner Achse, ist eine Welle, die Steuerwelle *W* (Abb. 52), angeordnet,
welche von der Hauptwelle der Maschine durch ein Regelräderpaar in
Umdrehung versetzt wird. Auf dieser Welle befinden sich Scheiben oder
Hülsen mit Vorsprüngen (Rocken) *S*, welche bei der Drehung der Steuer-
welle Winkelhebel antreiben und so die am anderen Arme der Winkel-
hebel befindlichen Ventile anheben. Die Zurückbewegung der Ventile
auf ihren Sitz geschieht durch Gewichts- oder Federbelastung. Genaueres
über diese Steuerung soll noch später bei Besprechung der Umsteuerungen
gesagt werden.

Neben dieser Ausführungsform findet sich die Steuerung durch un-
runde Scheiben häufig als Steuerung der Auslaßventile bei Präzisions-
steuerungen nach Abb. 53, die nach dem Vorhergehenden ohne weiteres
verständlich sein dürfte.

Präzisionssteuerungen. Die dritte Klasse
der Ventilsteuerungen, die sogenannten Prä-
zisionssteuerungen, ist derartig umfangreich,
daß es unmöglich ist, hier auch nur eine Über-
sicht der wichtigsten dieser Steuerungen in
Beispielen vorzuführen. Man kann sie viel-
leicht wieder in zwei größere Gruppen ein-

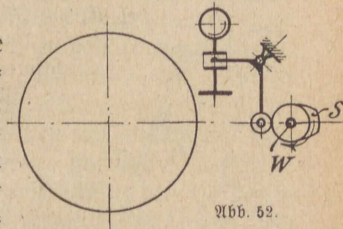


Abb. 52.

teilen: Die eine Gruppe ist die der Ausklinksteuerungen, bei denen das Ventil von der Steuerung nur angehoben wird, dann von dem Ge-
 stänge abschnappt und durch Federkraft frei auf seinen Sitz herunter-
 fällt. Die zweite Gruppe ist die der sogenannten zwangsläufigen Steue-

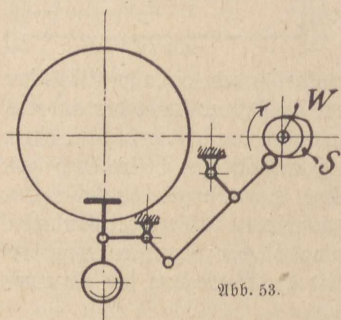


Abb. 53.

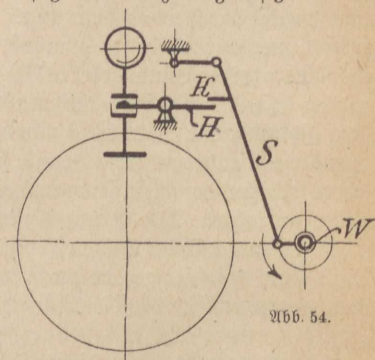


Abb. 54.

rungen, bei denen auch das Niedersetzen der Ventile auf ihren Sitz nach einem durch das Hebelwerk der Steuerung bestimmten Gesetze vor sich gehen muß.

Frei fallend sind übrigens stets nur die Einlaßventile, während die Auslaßventile grundsätzlich durch einfache sogenannte zwangsläufige Steuerungen etwa nach Abb. 53 angetrieben werden.

Abb. 54 zeigt in einer Gerippfskizze den Grundgedanken einer Aus-
 klinksteuerung. Die Stange *S* wird durch ein auf der Steuerwelle *W*
 sitzendes Exzenter (dargestellt durch die kleine Kurbel) in hin und her
 schwingende und gleichzeitig auf- und abwärts gehende Bewegung ver-
 setzt. Die auf der Stange *S* sitzende Nase *K* erfährt dabei den rechten
 Arm des Doppelhebels *H*, zieht ihn nach unten und schnappt dann von
 dem Hebel ab, wobei das Ventil durch Federkraft (in der Abbildung
 ist der Einfachheit wegen statt dessen eine Gewichtsbe-
 lastung durch eine Kugel gezeichnet) auf seinen Sitz
 auffällt.

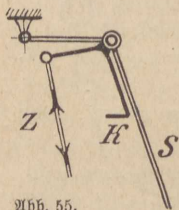


Abb. 55.

Um hier ein früheres oder späteres Abschnappen
 der Nase und dadurch eine kleinere oder größere Füllung.
 mit anderen Worten ein Regulieren des Ganges der
 Maschine bei wechselndem Leistungsbedarf zu erzielen,
 befindet sich die Nase in Wirklichkeit nicht, wie es in

Abb. 54 der Übersichtlichkeit wegen zunächst gezeichnet wurde, unmittelbar an der Stange *S*, sondern noch an einem besonderen Winkelhebel (Abb. 55), welcher zwar an dem oberen Drehpunkte der Stange *S* angehängt, aber außerdem noch von dem Regulator der Maschine beeinflusst wird. Soll die Füllung verkleinert werden, so zieht der Regulator die Zugstange *Z* nach abwärts. Dadurch bewegt sich der Arm des Winkelhebels, an welchem die Nase sitzt, nach rechts, und der Hebel *H* (Abb. 54) schnappt zeitiger ab; das Einlaßventil schließt also früher, die Füllung wird kleiner. Das Umgekehrte tritt ein, wenn die Zugstange *Z* nach oben bewegt wird.

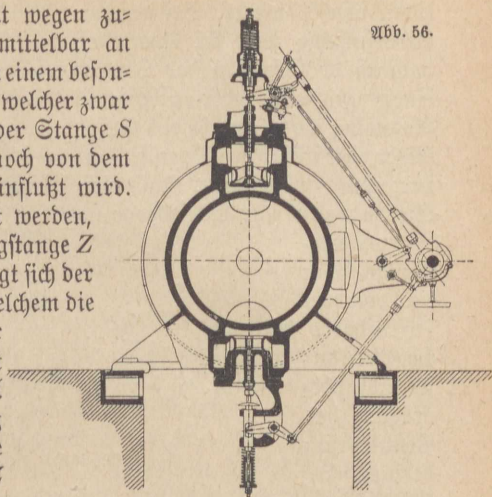


Abb. 56.

Steuerungen dieser Art werden z. B. von der Firma Gebr. Sulzer in Winterthur ausgeführt. Abb. 56 zeigt eine ähnliche Steuerung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Als Beispiel einer sogenannten zwangsläufigen Ventilsteuerung diene die Gerippstizze Abb. 57, welche die Verhältnisse einer Radovanovicsteuerung darstellt. Das rechte Ende des Lenkers *ab* wird von dem auf der Steuerwelle *W* befindlichen Exzenter im Kreise herumbewegt, während eine Art Kreuzkopf (dargestellt durch den Zapfen *c*), der in dem mittleren Teile des Lenkers angebracht ist, in einer Gleitbahn *G* hin und her gleitet. Das linke Ende *b* des Lenkers und damit die Stange *S* macht eine auf- und abwärts gehende Bewegung, wodurch das Ventil, wie man leicht erkennt, vermittels des Wälzungshebels *H* gehoben und gesenkt wird.

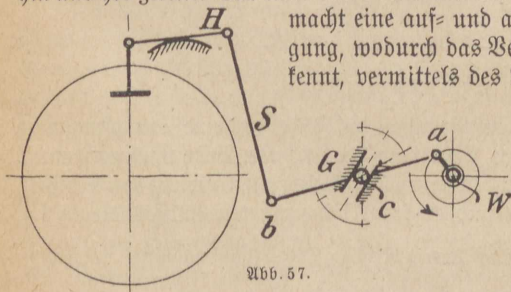


Abb. 57.

Eine Änderung der Füllung und damit eine Regulierung der Maschine wird dadurch erreicht, daß der Regulator die Neigung der

Gleitbahn *G* ändert. Bei genauer Untersuchung zeigt sich dann, daß dadurch das Ende *b* des Lenkers einen größeren oder geringeren Ausschlag macht und so das Ventil später oder früher den Dampfzutritt zum Zylinder absperrt. Auch diese Steuerung ist nur eine sogenannte zwangsläufige, denn eine von dem Hebelwerk erzwingene Schlußbewegung des Ventiles findet nicht statt.

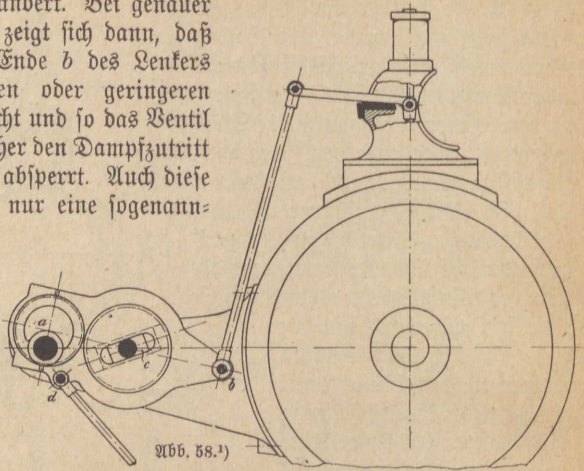


Abb. 58.1)

Geschlossen wird das Ventil auch hier wieder nur durch Federdruck. Würde sich also z. B. die Ventilschneide bei angehobenem Ventil einmal in ihrer Führung festklemmen, der linke Endpunkt des Hebels *H* also unbeweglich werden, so würde trotz des Hebelwerkes das Ventil offen bleiben. Abb. 58 zeigt eine Ausführung der Radovanovicsteuerung mit der baulichen Abänderung (gegenüber der Gerippfskizze Abb. 57), daß hier nicht die Gleitbahn vom Regulator verdreht wird, sondern der hin und her gleitende Stein *c*, während sich die Gleitbahn in einer innerhalb des Lenkers drehbaren Scheibe befindet. Die Bewegungsverhältnisse sind genau dieselben wie die durch Abb. 57 dargestellten.

Siebentes Kapitel.

Umsteuerungen.

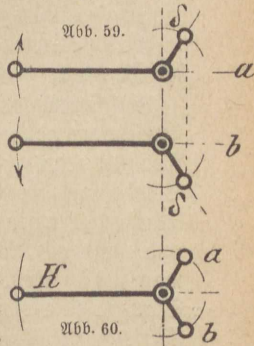
Zahlreich sind im Maschinenbau die Fälle, wo eine Dampfmaschine sich bald nach der einen, bald nach der anderen Seite umdrehen muß. Man denke nur an Lokomotiven, an Maschinen zum Antriebe von Schiffen, Winden, Kranen usw., und es fragt sich nun, wie müssen die in den

1) Abb. 56 und 58 aus Perry-Meuth, Die Dampfmaschine. Leipzig u. Berlin, B. G. Teubner.

vorhergehenden Kapiteln besprochenen Steuerungen umgestaltet werden, um den Maschinen eine solche Arbeitsweise zu gestatten. Grundsätzlich neue Arten von Steuereinrichtungen kommen dabei nicht zur Anwendung, die „Umsteuerungen“, wie sie genannt werden, sind nur eine weitere Ausbildung der beiden früher genannten Hilfsmittel des Schiebers und der Ventile. Eine Eigenschaft haben sämtliche Umsteuermaschinen oder, wie sie auch genannt werden, Reversiermaschinen gemein: sie müssen mindestens zwei Zylinder mit je einem eigenen Kurbelgetriebe besitzen, und diese Kurbeln dürfen niemals gleichzeitig im Totpunkte stehen. Umsteuermaschinen mit nur einem Zylinder gibt es nicht und kann es nicht geben aus Gründen, welche oben S. 6 besprochen wurden.

Bertauschen der Ein- und Ausströmkanäle. Eine sehr einfache Umsteuerung erhält man, wenn man z. B. bei einer Steuerung nach Abb. 25 a S. 24 die Anordnung so trifft, daß der Dampf einmal auf der Seite *E* eintritt, bei *A* austritt, das anderemal umgekehrt: bei *A* eintritt und bei *E* austritt. Umsteuerungen dieser Art sind nur möglich bei einem Schieber, der wenigstens annähernd so gebaut ist, wie es Abb. 25 zeigt, also bei einem Schieber ohne oder mit ganz geringen Überdeckungen, die Maschinen können daher auch nur mit Vollfüllung arbeiten (vgl. S. 25), der Dampfverbrauch wird groß, so daß derartige Umsteuerungen nur für kleinere Maschinen anwendbar sind, bei denen es vor allen Dingen auf große Einfachheit ankommt.

Kulissensteuerung. Es war auf S. 26 nachgewiesen worden, daß eine Nuschelschiebersteuerung nur dann eine richtige Dampfverteilung (etwa nach Abb. 2 S. 2) ergibt, wenn der Schieber die in Abb. 27 S. 25 erwähnten Überdeckungen bekommt. Dann mußte aber auch, wie wir gesehen hatten, (die Kurbel oder) das Exzenter für den Antrieb des Schiebers der Maschinenkurbel um $90^\circ + \delta$ voreilen. Daraus ergibt sich aber sofort folgendes: Stellt Abb. 59 die Anordnung von Maschinenkurbel und Exzenter bei zwei verschiedenen Maschinen vor, so kann man aus diesen einfachen Skizzen sofort erkennen, in welcher Weise die beiden Maschinen umlaufen müssen. Da das Exzenter um den Winkel $90^\circ + \delta$ der großen Maschinenkurbel voreilen muß, so kann bei der Anordnung *a* die Maschine sich nur im Sinne des Uhrzeigers, also rechts herum drehen, bei Anordnung *b* nur im entgegengesetzten Sinne,



also links herum, denn nur in diesem Falle eilt ja die Schieberkurbel (das Schieberexzenter) der Maschinenkurbel um den Winkel $90^\circ + \delta$ vor.

Damit haben wir nun zunächst einen Fingerzeig, wie es anzustellen ist, um die Drehrichtung einer Maschine zu ändern: Man könnte die Maschine anhalten, das Exzenter aus der Lage *a* (Abb. 59) in die Lage *b* bringen und die Maschine dann wieder in Gang setzen. Selbstverständlich ist eine solche umständliche Verstellung des Exzenterers für häufig zu wiederholende Umsteuerungen unmöglich. Dagegen läßt sich das ganze Verfahren sehr einfach gestalten, wenn wir von vornherein gleich zwei Exzenter dicht nebeneinander auf die Maschinenwelle setzen, so daß wir eine Anordnung bekommen, wie sie Abb. 60 darstellt. Man nennt dann wohl *a* das Vorwärtsexzenter, das auf der Welle dicht daneben (in der Abb. 60 dahinter) liegende Exzenter *b* das Rückwärtsexzenter. Abb. 60 stellt also die aufeinandergelegten Abb. 59 a und 59 b dar. Es kommt nun darauf an, die Anordnung so zu treffen, daß der Schieber bei der einen Drehrichtung in der Hauptsache durch das Exzenter *a*, bei der anderen Drehrichtung in der Hauptsache durch das Exzenter *b* angetrieben wird. Abb. 61 zeigt, wie das zu machen ist: Die beiden Exzenter greifen vermittlels der Stangen e_1 und e_2 an den Endpunkten eines bogenförmigen Maschinenteiles — Kulisse (*C*) genannt — an. Die Kulisse selber kann vermöge ihrer drehbaren Befestigung an der Stange *B* den durch die Exzenter eingeleiteten Bewegungen folgen, während das linke Ende der zum Antriebe des Schiebers dienenden Stange *T* in der Kulisse verschoben werden kann. Es dürfte nun wohl folgendes einleuchten: Steht die Stange *T* in der gezeichneten Stellung, so wird die Bewegung des Schiebers *S* in erster Linie durch das Exzenter *a* beeinflusst, die Maschine läuft rechts herum. Steht die Stange *T* in der punktierten Stellung, so überwiegt der Einfluß des Exzenter *b*, die Maschine läuft links herum.

Umsteuerungen dieser Art, nach dem bogenförmigen Stücke Kulissensteuerungen genannt, werden in mancherlei Abänderungen ausgeführt. Abb. 62 zeigt z. B. die wesentlichen Teile der Kulissensteuerung von Stephenson, bei welcher nicht die Schieberantriebsstange, sondern die Kulisse selber gehoben oder gesenkt wird. Die Wirkung auf den Schieber und damit auf die Dampfverteilung ist im wesentlichen dieselbe. Denkt man sich in Abb. 37 S. 30 in die zum Antriebe der Ventile dienende Stange *S* eine solche Kulisse eingeschaltet, welche in der eben beschriebenen Weise von zwei auf der Maschinenwelle sitzenden Exzentern angetrieben

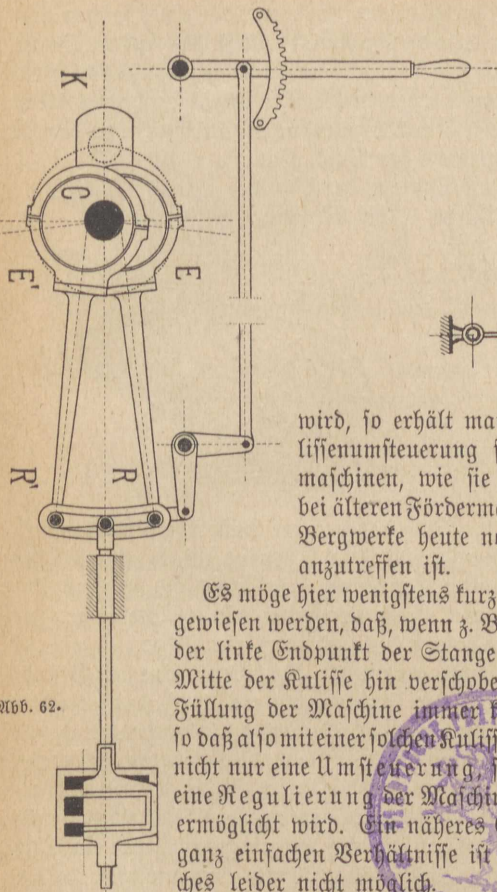


Abb. 62.

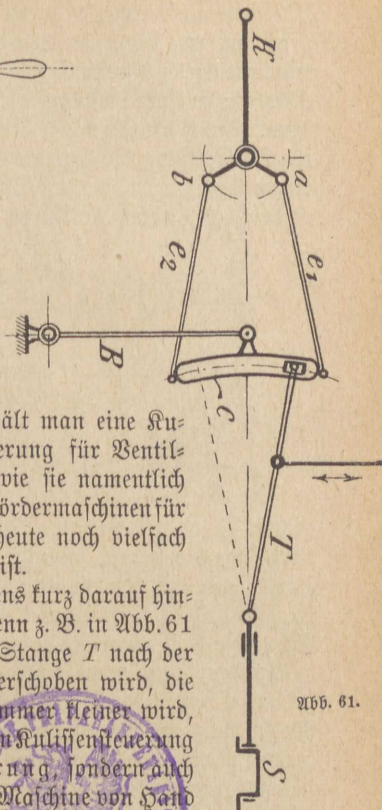


Abb. 61.

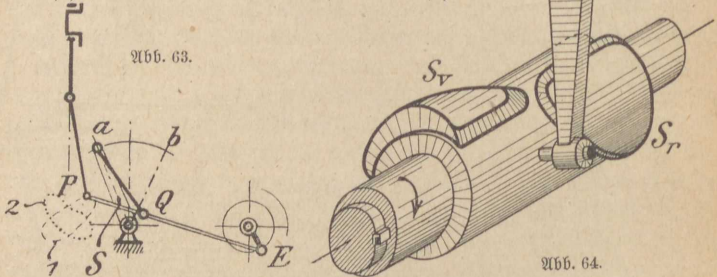
wird, so erhält man eine Kulissensteuerung für Ventilmaschinen, wie sie namentlich bei älteren Fördermaschinen für Bergwerke heute noch vielfach anzutreffen ist.

Es möge hier wenigstens kurz darauf hingewiesen werden, daß, wenn z. B. in Abb. 61 der linke Endpunkt der Stange *T* nach der Mitte der Kulisse hin verschoben wird, die Füllung der Maschine immer kleiner wird, so daß also mit einer solchen Kulissensteuerung nicht nur eine Umsteuerung, sondern auch eine Regulierung der Maschine von Hand ermöglicht wird. Ein näheres Eingehen auf diese nicht ganz einfachen Verhältnisse ist im Rahmen dieses Buches leider nicht möglich.

Schieberumsteuerungen mit nur einem Exzenter.

Bei Schiffsmaschinen, die ja aus früher erwähnten Gründen wohl immer als stehende Maschinen und meist mit Schiebersteuerungen ausgeführt werden, mangelt es meist an Platz für die bei Kulissensteuerungen notwendigen zwei Exzenter für jeden Schieber. Es sind daher andere Steuerungen erdacht worden, welche eine Umsteuerung der Maschine schon mit einem Exzenter ermöglichen. Abb. 63 (aus

„Taschenbuch der Hütte“) zeigt die wesentlichen Teile einer solchen Umsteuerung von Flug für stehende Maschinen. E ist das auf der Hauptmaschinenwelle sitzende Exzenter. S ist eine Schwinge, welche von Hand entweder in die Stellung a oder in die Stellung b gebracht werden kann. Steht die Schwinge S in der gezeichneten Stellung a , so bewegt sich bei Drehung des Exzenters der Punkt Q in einem Kreisbogen um den Punkt a , der Punkt P beschreibt dann die Kurve 1, die Maschine



geht z. B. rechts herum. Wird dagegen die Schwinge S in die punktierte Lage b gebracht, so beschreibt Q bei Drehung des Exzenters einen Kreisbogen um den Punkt b , der Punkt P beschreibt die Kurve 2: die Maschine läuft links herum. Auch hier haben mittlere Stellungen der Schwinge S kleinere Füllungen des Zylinders zur Folge.

Umsteuerung vermittelt unrunder Scheiben. Eine im Grundgedanken sehr einfache Art der Umsteuerung ergibt sich durch weitere Ausbildung der Ventilsteuerung Abb. 52. Das dort angedeutete Ventil wurde, ebenso wie die anderen drei Ventile des betreffenden Zylinders, dadurch zur richtigen Zeit und in der richtigen Weise geöffnet und geschlossen, daß auf der sich drehenden Steuerwelle W für jedes Ventil eine Scheibe oder Hülse saß, auf welcher an geeigneter Stelle ein Vorsprung S angebracht war. Diese Hülsten könnte man nun offenbar bei einer bestimmten Kolbenstellung rasch durch andere Hülsten ersetzt denken, bei denen der jedesmalige Vorsprung S so angeordnet ist, daß die Ventile zu ganz anderen Zeiten als vorher geöffnet und geschlossen werden, so zwar, daß die Maschine bei Benützung dieser zweiten Hülsten die entgegengesetzte Drehrichtung bekommt. In Wirklichkeit läßt sich das so ausführen, daß, wie Abb. 64¹⁾ zeigt, die Hülsten etwas länger ge-

1) Abb. 64 und 65 nach Skizzen aus Volk, Geräte und Maschinen zur bergmännischen Förderung. Leipzig, A. Felix.

macht werden und auf ihnen für jedes Ventil zwei solcher Vorsprünge oder, wie man auch sagt, Nocken (S_v und S_r) angebracht werden. Verschiebt man die sämtlichen Hülsen zusammen auf der Steuerwelle, und zwar so weit, daß nicht mehr Nocken S_v , sondern Nocken S_r den Winkelhebel zum Öffnen des Ventils betätigt, so wird dadurch auch die Dreh-

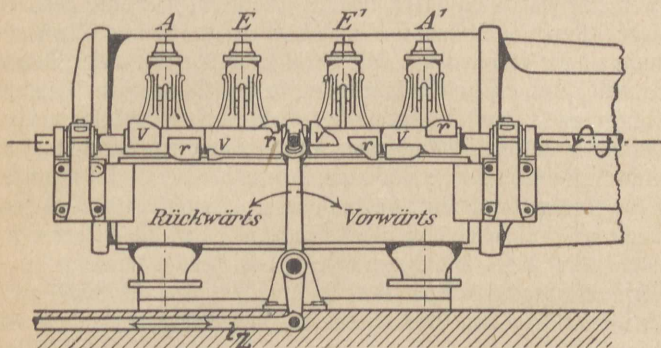


Abb. 65.

richtung der Maschine geändert. Der große Vorteil dieser Steuerung, welche bei neuzeitlichen Dampffördermaschinen für Bergwerke fast ausschließlich angewendet wird, besteht darin, daß man die Vorsprünge oder Nocken auf den Hülsen, wie Abb. 64 erkennen läßt, so gestalten kann, daß je nach der Verschiebung der Hülsen jede beliebig gewünschte Dampfverteilung erzielt wird.

Abb. 65 zeigt die Seitenansicht eines Zylinders mit einer solchen Steuerung: v sind die Nocken für Vorwärtsgang, r die Nocken für Rückwärtsgang. Die Ventile (E für den Einlaß, A für den Auslaß) sind hier noch nach der älteren Art seitlich vom Zylinder angeordnet (vgl. Abb. 49 und 50 S. 38). Die Verschiebung der Hülsen auf der Steuerwelle geschieht durch den gezeichneten Doppelhebel mit Hilfe einer Zugstange Z . Es bedarf wohl kaum der Erwähnung, daß die Hülsen auf der Steuerwelle so angebracht sein müssen, daß sie auch bei beliebiger Verschiebung sich stets mit der Steuerwelle drehen können.

Achstes Kapitel.

Die Gleichstrommaschine.

Großes Aufsehen und zum Teil erregte Kämpfe hatte vor etwa zehn Jahren eine Dampfmaschinenbauart hervorgerufen, welche von ihrem Erfinder, Professor Stumpf in Charlottenburg, den Namen Gleichstromdampfmaschine erhalten hat. Die Erfolge, welche mit dieser Maschine schon bei ihren ersten Ausführungen bezüglich geringen Dampfverbrauches erzielt wurden, sind so bedeutend, daß es geboten erscheint, etwas näher auf diese Maschinengattung einzugehen, die man genauer bezeichnen könnte als eine Maschine, bei welcher der Einlaß durch Ventile, der Auslaß durch einen Kolbenschieber gesteuert wird. Das Eigentümliche dabei ist aber, daß als Kolbenschieber für die Steuerung des Dampfauslasses der Maschinenkolben selber benutzt wird.

Beschreibung und Arbeitsweise der Maschine. Abb. 67 gibt in einer Gerippstizze den Grundgedanken, Abb. 66 zwei Schnitte durch eine solche Maschine nach einer Bauart von Gebrüder Sulzer in Winterthur. In dem Dampfzylinder bewegt sich ein Kolben, dessen Länge nur um wenig kleiner ist als der von dem Kolben bei einem Hube zurückgelegte Weg. Der Dampfzylinder besitzt in seiner Mitte Durchbrechungen, welche nach einem um den Zylinder herumgehenden ringförmigen Raume *R* (Abb. 67) führen, der seinerseits unten bei *A* entweder mit der Außenluft oder mit einem Kondensator in Verbindung steht. Betrachten wir nun die Arbeitsweise der Maschine etwa von der

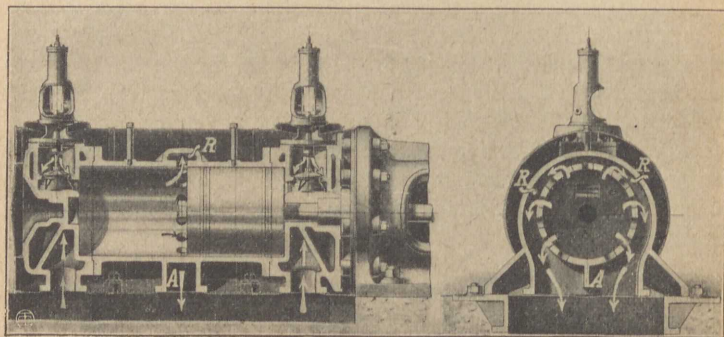


Abb. 66.

bezeichneten Kolbenstellung aus, so ergibt sich in der rechten Zylinderhälfte folgendes: Der Dampf tritt bei E_1 Abb. 67 in den rechten Zylinderdeckel und durch das ange deutete Ventil V_1 nur während eines ganz kurzen Zeitraumes in die rechte Seite des Dampfzylinders ein und schiebt den Kolben nach links, wobei

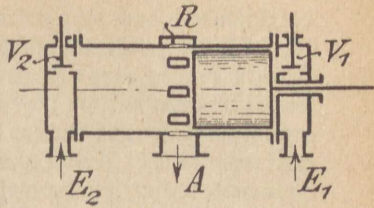


Abb. 67.

er sich stark ausdehnt. Kurz bevor der Kolben seine linke Totlage erreicht hat, gibt er auf seiner rechten Seite die oben erwähnten Schlitze frei, durch welche der Dampf bei dem großen Querschnitte dieser Schlitze rasch aus dem Zylinder entweichen kann. Dieses rasche Entweichen ist auch sehr notwendig, da ja die Schlitze von dem rückkehrenden Kolben sehr rasch wieder verschlossen werden, so daß der im Zylinder zurückgebliebene Dampf von dem rückkehrenden Kolben sehr hoch verdichtet wird. Auf der linken Kolbenseite findet mit entsprechender Verschiebung derselbe Vorgang statt.

Vergleicht man die soeben beschriebene Wirkungsweise mit der der früher beschriebenen Dampfmaschinen, so ergibt sich zunächst rein äußerlich folgender Unterschied: Bei allen bisher beschriebenen Dampfmaschinen, beispielsweise Abb. 48 S. 37, tritt der Dampf an dem einen Zylinderende ein und stets auch wieder an demselben Zylinderende aus. Bei der neuen Dampfmaschine dagegen tritt der Dampf am Ende des Zylinders ein und in der Mitte des Zylinders aus, er kehrt also gewissermaßen nicht um, sondern bewegt sich immer in gleichem Strome (daher der Name) durch die Maschine hindurch.

Eigenschaften der Gleichstrommaschine. Woher kommt es nun, daß mit einer solchen baulichen Abänderung der gewöhnlichen Dampfmaschine so bedeutende Erfolge hinsichtlich eines geringen Dampfverbrauches erzielt wurden? Große Verluste an Wärme und damit an Dampf entstehen bei jeder Dampfmaschine dadurch, daß Dampf von hoher Temperatur mit Wänden von niedriger Temperatur in Berührung kommt. Betrachten wir daraufhin noch einmal Abb. 48, so erkennt man folgendes: Während der Dampf seine Arbeit im Zylinder der Maschine verrichtet, dehnt er sich bekanntlich aus und verliert dadurch nicht nur an Spannung, sondern auch sehr stark an Temperatur (siehe des Verfassers „Dampfmaschine I“ [MnU Bd. 393 Abschn. III Kap. 3]). Dieser stark abgekühlte Dampf entweicht nun beim Kolbenrückgange aus der Maschine und kühlt dabei nicht nur die Zylinderwandungen, Kolben- und Zylinder-

deckel, sondern auch die Kanäle, durch welche beim nächsten Kolbenhube der frische heiße Dampf hindurchstreichen muß. Alle diese abgekühlten Flächen müssen nun von dem neu einströmenden Dampfe zunächst wieder erwärmt werden, was also jedesmal einen beträchtlichen Wärmeverlust zur Folge hat. Anders bei der Gleichstrommaschine. Der größte Teil des „kalten“ Dampfes entweicht hier immer durch die Mitte des Zylinders, der im Zylinder noch verbleibende Rest dagegen wird durch die erwähnte hohe Verdichtung bei der Rückkehr des Kolbens so stark erwärmt, daß seine Temperatur der Temperatur des einströmenden Dampfes nahekommt. Der einströmende Dampf findet also nur warme Flächen vor, und so bildet sich allmählich im Zylinder eine Temperatur von der Art heraus, daß die Enden des Zylinders warm bleiben, während die Temperaturen nach der Mitte des Zylinders zu auf beiden Seiten stetig abnehmen.

Das ist der hauptsächlichste theoretische Vorteil. Zu ihm gesellen sich noch einige bauliche Vorteile, so vor allen Dingen der, daß die Maschine wegen des Fortfallens der Auslaßventile besonders einfach und dadurch auch billig wird. Der Dampfverbrauch, der mit solchen einzylindrigen Gleichstrommaschinen erzielt wird, ist nicht höher, als er manchmal mit gleich großen gewöhnlichen Dampfmaschinen bei zweistufiger Dampfdehnung erzielt wird. Damit ist aber natürlich wiederum ein bedeutender wirtschaftlicher Vorteil erreicht, da eine Einzylindermaschine, namentlich so einfacher Art, in Anschaffung und Betrieb wesentlich wirtschaftlicher ist als die Maschinen mit zweistufiger oder gar dreistufiger Dampfdehnung mit ihren mehrfachen Zylindern, verwickelten Steuereinrichtungen, Rohrleitungen usw.

Bezüglich **Verwendung der Gleichstrommaschine** wäre anzuführen, daß sie sich in erster Linie für gleichmäßige Belastung, hohe Überhitzung und Kondensationsbetrieb eignet, weniger für Maschinen mit Auspuffbetrieb. Für ständig stark wechselnde Leistungen können Gleichstrommaschinen zwar auch ausgeführt werden und sind zum Teil auch schon ausgeführt worden, doch scheint den Maschinen dann, da sie gewisse Abänderungen erfahren müssen, die für derartige Betriebe wünschenswerte Einfachheit zu fehlen.

Welche gewaltigen Leistungen mit dieser Maschinenbauart erzielt werden können, zeigt eine Ausführung der Firma Ehrhardt & Schmer (Saarbrücken) für die Röchlingschen Stahlwerke. Die zum Antriebe einer durchlaufenden Walzenstraße gelieferte einzylindrige Gleichstrommaschine hat eine Höchstleistung von nicht weniger als 6300 PS.

Dritter Abschnitt.

Vorrichtungen zum Regeln des Ganges.

Erstes Kapitel.

Schwungrad.

Zweck des Schwungrades. Es war schon an früherer Stelle (S. 4) hervorgehoben worden, daß eine Einzylinderdampfmaschine unter allen Umständen eine Vorrichtung haben muß, um eine ununterbrochen umlaufende Bewegung der Maschine sicherzustellen. Diese Vorrichtung besteht, wie wir gesehen haben, in einem auf der Dampfmaschinenwelle sitzenden schweren Rade, dem sogenannten Schwungrade, durch dessen lebendige Kraft die Maschine während des Ganges über den vorderen und hinteren Totpunkt hinweggebracht wird. Ein solches Schwungrad erfüllt aber auch noch einen anderen Zweck, und zwar nicht bloß bei einer Einzylindermaschine, sondern überhaupt bei jeder Dampfmaschine, ganz gleichgültig, wieviel Kurbeln an ihrer Welle angreifen, nämlich den, einen Ausgleich in den Kraftschwankungen während eines Kolbenhinhin- und herganges herbeizuführen. Um das Auftreten dieser Kraftschwankungen zu verstehen, müssen wir uns daran erinnern, daß die auf den Kolben ausgeübte Kraft des Dampfes in der Regel nicht unmittelbar als hin und her gehende Bewegung ausgenutzt wird, sondern daß zunächst vermittels des sogenannten Kurbelgetriebes eine Umsezung dieser hin und her gehenden Bewegung in eine umlaufende Bewegung herbeigeführt werden muß.

Wählen wir zunächst einmal eine Volldruckmaschine, bei welcher also der auf den Kolben ausgeübte Druck während des ganzen Kolbenhubes derselbe bleibt, so finden wir, wie aus dem Folgenden hervorgehen wird, daß der auf Drehung der Kurbel wirkende Teil des Kolbendruckes (also die in jedem Augenblicke senkrecht zum Kurbelarm auf den Kurbelzapfen ausgeübte Drehkraft) durchaus nicht dauernd derselbe bleibt, sondern während jedes Kolbenhubes in weiten Grenzen, nämlich von Null bis zu der Größe der von dem Dampf auf den Kolben selbst ausgeübten Kraft, schwankt. Um dies zu beweisen, dafür bedient man sich am besten des zeichnerischen Verfahrens. Abb. 68 a stelle die wesentlichen Teile des Kurbeltriebes dar in einer Stellung, bei der die Kurbel eben die

hintere Totlage überschritten hat. Stellt nun ab in irgendeinem Maßstabe die auf den Kolben ausgeübte Kraft dar, so sieht man aus der bekannten Zerlegung vermittels des Kräfteparallelogrammes, daß die in

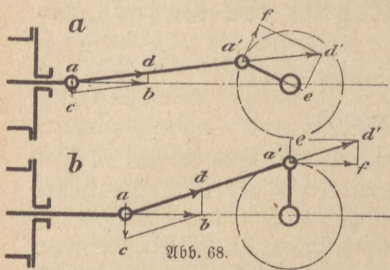


Abb. 68.

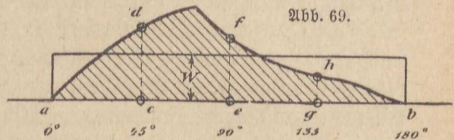
die Schubstange hineinfallende Kraft die Größe ad erhält, während ac der Druck ist, mit dem der Kreuzkopf auf die untere Gleitfläche gedrückt wird. Verschiebt man nun die Kraft $a-d$ in ihrer Richtung so weit, daß a in den Pleuelagezapfen hineinfällt, und zerlegt man dann diese Kraft $a'd' = ad$ wieder-

um nach dem Kräfteparallelogramm in eine Seitenkraft $a'e$, welche in die Pleuelage hineinfällt, für die Drehung der Pleuelage also gar nicht in Betracht kommt, und ferner in die Seitenkraft $a'f$, welche senkrecht auf der Pleuelage steht, so ist diese Seitenkraft $a'f$ offenbar ganz allein derjenige Teil der vom Dampf auf den Pleuelage ausgeübten Kraft ab , welche in dem gezeichneten Augenblicke auf eine Drehung der Pleuelage einwirkt.

Wiederholt man ganz dasselbe bei irgendeiner anderen Pleuelagestellung, z. B. dann, wenn die Pleuelage in der Mitte zwischen beiden Totpunkten steht (Abb. 68 b), so erkennt man, daß der auf Drehung der Pleuelage wirkende Teil der Pleuelagekraft nämlich $a'f$ in diesem Punkte wesentlich größer ist. Eine weitere Überlegung zeigt schließlich auch, daß in den beiden Totpunkten die auf Drehung der Pleuelage wirkende Kraft gleich Null ist, weil eben die auf den Pleuelage ausgeübte Kraft bei der gestreckten Lage von Pleuelage, Schubstange und Pleuelage ohne jedes Drehbestreben in die Mittellinie der Pleuelage selbst hineinfällt. Die Folge dieser Erscheinungen ist nun offenbar die, daß die in jedem Augenblicke auf die Pleuelage einwirkenden Drehkräfte das Bestreben haben, den Pleuelagezapfen und damit auch die ganze Dampfmaschinenwelle mit einer jeden Augenblick wechselnden Umfangsgeschwindigkeit zu drehen. Es ist klar, daß diese Ungleichmäßigkeit noch wesentlich größer sein wird bei einer Maschine mit Dampfdehnung, bei welcher, wie früher erörtert, schon die Pleuelagekräfte während eines Hubes sehr stark wechseln.

Denkt man sich denjenigen Halbkreis, welchen der Pleuelagezapfen z. B. in Abb. 68 bei einem Pleuelagehube beschreibt, in eine wagerechte

gerade Linie ab Abb. 69 ausgestreckt, so daß die einzelnen Punkte dieser Wagerechten die Stellungen des Kurbelzapfens bei den verschiedenen Kurbelstellungen zwischen 0° und 180° darstellen, und denkt man sich dann in jedem Punkte dieser Wagerechten als Senkrechte diejenige Gerade aufgetragen, welche (in irgendeinem, natürlich immer gleichbleibenden Maßstabe) die Größe der in diesem Augenblicke auf die Kurbel ausgeübten Drehkraft darstellt, so erhält man bei einer Maschine mit Dampfdehnung ungefähr die durch Abb. 69 dargestellte Kurve. Hat sich also z. B. die Kurbel um 45° von ihrer hinteren Totpunktlage aus weitergedreht, so ist die Größe der in diesem Augenblicke auf sie ausgeübten Drehkraft, in einem gewissen Maßstabe gemessen, gleich der Strecke cd ; steht die Kurbel senkrecht, befindet sich also der Kurbelzapfen gerade in der Mitte des Weges zwischen dem hinteren und vorderen Totpunkte, so ist die Größe der Drehkraft gleich der Strecke ef usw. Daß übrigens der höchste Punkt des Diagramms nicht mit der Stellung der Kurbel bei 90° zusammenfällt, liegt daran, daß bei einer Maschine mit Dampfdehnung in der Mitte des Kolbenhubes die Kolbenkraft meist schon stark abgenommen hat (siehe Abb. 18 S. 18).



Da die Wagerechte ad einen Weg darstellt (den Weg des Kurbelzapfens während einer halben Umdrehung), die an jeder Stelle dieser Wagerechten oder dieses Weges errichteten Senkrechten dagegen Kräfte, so stellt die ganze Fläche des Diagramms offenbar die Summe der Produkte dar aus Kraft in jedem Augenblicke, multipliziert mit dem in dem jeweiligen Augenblicke zurückgelegten Weg, also die Summe von Produkten aus Kraft mal Weg, das heißt aber nichts anderes als die Summe der in jedem Augenblicke auf den Kurbelzapfen übertragenen Arbeiten. Mit anderen Worten: die gestrichelte Fläche (Abb. 69) stellt die während einer halben Kurbeldrehung auf den Kurbelzapfen und damit auf die Maschinenwelle übertragene Arbeit dar, und man sieht nun aus der Abbildung sehr deutlich, wie ungleichmäßig diese Arbeitsleistung während einer Umdrehung des Kurbelzapfens verteilt ist. Die üble Folge dieser ungleichmäßigen Arbeitsleistung während einer Umdrehung der Maschine auszugleichen, das ist nun ein weiterer, sehr wesentlicher Zweck des Schwungrades, und die folgende

Betrachtung zeigt, in welcher Weise das Schwungrad diese Aufgabe zu lösen imstande ist.

Arbeitsweise des Schwungrades. Denkt man sich auf der Maschinenwelle eine Riemenscheibe angebracht und von dieser Riemenscheibe vermittels eines Lederriemens etwa eine Dynamomaschine in Bewegung gesetzt, so ist es klar, daß der Widerstand, den diese Dynamomaschine ausübt, im allgemeinen sich während einer Umdrehung der Maschine nicht ändern wird. Tragen wir daher in unsere Drehkraftschaulinie (Abb. 69) diesen gleichbleibenden Widerstand W in demselben Maßstabe auf wie die übrigen Drehkräfte, so folgt zunächst, daß diese „Kurve“ eine wagerechte gerade Linie sein muß, da ja eben die am Kurbelzapfen senkrecht zur Kurbel auftretenden Widerstände, wie wir eben gesehen haben, sich während einer Umdrehung der Maschine nicht ändern. Zweitens folgt aber daraus, daß, vorausgesetzt daß die Maschine richtig arbeitet, die gesamte während einer oder einer halben Umdrehung auf den Kurbelzapfen übertragene Arbeit genau gleich sein muß dem gesamten dem Kurbelzapfen sich entgegenstellenden Widerstande. Mit anderen Worten: es muß die Fläche $adfhba$ genau gleich sein dem Rechtecke von der Länge ab und der Höhe W . Ist nun die Maschine in regelrechtem Gange, so erkennt man, daß bei Beginn des Kolbenhubes die Maschine zu wenig Arbeit an den Kurbelzapfen abgibt. Schon nach kurzer Zeit aber wird von der Maschine Arbeit im Überfluß geleistet, während gegen Ende des Hubes wieder ein Mangel an geleisteter Arbeit eintritt. Hier greift nun das Schwungrad helfend ein. Fehlt es an Arbeit, so wird diese Arbeit dem Schwungrad dadurch entnommen, daß durch Verminderung seiner Umfangsgeschwindigkeit seine lebendige Kraft verkleinert wird. Wird Arbeit im Überschuß geliefert, so wird diese Arbeit dadurch in dem Schwungrad aufgespeichert, daß es seine Umfangsgeschwindigkeit und damit seine lebendige Kraft erhöht. Je geringer nun diese Änderung der Umfangsgeschwindigkeit während einer Umdrehung sein soll, um so schwerer muß im allgemeinen auch das Schwungrad sein, da die Größe der lebendigen Kraft, also die Fähigkeit, eine gewisse Arbeit zu leisten, bei gleicher Umdrehungszahl in demselben Verhältnis wie das Gewicht des Schwungrades zunimmt.

Ungleichförmigkeitsgrad. Dieses Schwanken der Umfangsgeschwindigkeit während einer Umdrehung drückt man aus durch den sogenannten Ungleichförmigkeitsgrad des Schwungrades. Bezeichnet man die höchste während einer Umdrehung vorkommende Umfangsge-

schwindigkeit des Schwungrades mit v_h , die geringste mit v_g , die mittlere Umfangsgeschwindigkeit dagegen mit v_m , so nennt man das Verhältnis des Unterschiedes zwischen v_h und v_g zu der mittleren Geschwindigkeit v_m den Ungleichförmigkeitsgrad des Schwungrades und bezeichnet ihn in der Regel mit δ_s . Man hat also die Beziehung

$$\delta_s = \frac{v_h - v_g}{v_m}.$$

Wäre z. B. $v_m = 30$ m/sec, $v_h = 30,15$ m/sec, $v_g = 29,85$ m/sec, so wäre der Ungleichförmigkeitsgrad dieses Schwungrades

$$\delta_s = \frac{30,15 - 29,85}{30} = \frac{0,3}{30} = \frac{1}{100}.$$

In Worten könnte man diese Gleichung auch so ausdrücken: Es soll während einer vollen Umdrehung des Schwungrades der Unterschied zwischen höchster und geringster Umfangsgeschwindigkeit nur den hundertsten Teil der aus minutlicher Umdrehzahl und Naddurchmesser berechneten mittleren Umfangsgeschwindigkeit betragen.

Je schwerer das Schwungrad wird, und je höher seine mittlere Umfangsgeschwindigkeit gewählt wird, um so kleiner wird der Ungleichförmigkeitsgrad, das heißt, um so gleichförmiger läuft die Maschine. Während man sich bei manchen Maschinen, z. B. solchen zum Antriebe von Pumpen, mit einem Ungleichförmigkeitsgrade von $\frac{1}{20}$ — $\frac{1}{30}$ begnügt, verlangt man bei anderen Maschinen eine weit größere Gleichförmigkeit des Ganges, also einen viel kleineren Ungleichförmigkeitsgrad. So pflegt man z. B. für Dampfmaschinen, welche Spinnereimaschinen antreiben sollen, $\delta_s = \frac{1}{100}$, zum Antriebe von Drehstrommaschinen sogar $\delta_s = \frac{1}{300}$ vorzuschreiben.

Endlich möge noch kurz darauf hingewiesen werden, daß die Ungleichförmigkeit der Arbeitsabgabe an die Maschinenwelle sich entsprechend vermindert, wenn Maschinen mit mehreren Zylindern ausgeführt werden, bei denen also zwei (oder noch mehr) Kurbeln an der Maschinenwelle angreifen. Da die einzelnen Kurbeln gegeneinander versetzt sind, so daß z. B. die eine mit der verlängerten Kolbenstange einen Winkel von 90° bildet, während die andere im Totpunkt steht usw., so wird in der Regel bei der einen Kurbel ein Arbeitsüberschuß vorhanden sein, wenn an der anderen ein Arbeitsmangel eintritt, und umgekehrt. Man sieht leicht ein, daß in einem solchen Falle das Schwungrad wesentlich leichter ausfallen kann, da eben hier ein größerer Teil der Ungleichförmigkeit in der Arbeitslieferung durch die Maschine selbst beseitigt wird.

Zweites Kapitel.

Regulator.

Zweck des Regulators. Da das Schwungrad, wie eben gezeigt, eine gewisse Gleichmäßigkeit in dem Gange der Dampfmaschine herbeiführt, den Gang der Maschine also gewissermaßen regelt, so könnte man auch das Schwungrad als Regler oder Regulator bezeichnen. Unter dem Worte Regulator versteht man aber bei einer Dampfmaschine wie überhaupt bei jeder Kraftmaschine eine Vorrichtung, welche einen wesentlich anderen Zweck zu erfüllen hat als das Schwungrad. Denken wir uns eine mit Schwungrad versehene Dampfmaschine, welche vermittels einer Riemenübertragung die Hauptwelle einer Maschinenfabrik antreibt. Auf dieser Hauptwelle sitzen eine große Anzahl kleinerer Riemenscheiben, durch welche die verschiedenen Arten von Werkzeugmaschinen, wie Drehbänke, Hobelmaschinen, Bohrmaschinen usw. angetrieben werden. Nehmen wir nun an, es werden zufällig während des regelrechten Ganges der Maschine eine große Anzahl dieser Werkzeugmaschinen gleichzeitig ausgeschaltet, dann leistet die Maschine offenbar mehr Arbeit, als von ihr verlangt wird, und diese Mehrleistung wird sich dadurch äußern, daß die Maschine unter anderem das Schwungrad in schnellere Umdrehung versetzt. Der Kolben legt also seinen Hub in viel schnellerer Zeit zurück, und da bekanntlich Leistung = Kraft mal Weg in der Zeiteinheit ist (vgl. d. Verf. „Dampfmaschine I“ [MuG Bd. 393 Abschn. I]), so folgt daraus, daß die Maschine wiederum mehr Arbeit leistet statt weniger Arbeit. Diese erneute Mehrleistung an Arbeit wird wiederum dazu verwendet, das Schwungrad in schnellere Umdrehung zu versetzen und so weiter fort: Die Maschine würde immer schneller und schneller rasen, sie würde schließlich „durchgehen“ und dies so lange fortsetzen, bis infolge der immer größer werdenden Zentrifugalkraft das Schwungrad explosionsartig in Stücke fliegt.

Denken wir uns ferner das Gegenteil: Durch irgendeinen Zufall würde von der Maschine zeitweise mehr Arbeit verlangt, als sie augenblicklich zu leisten imstande ist. Da nun in dem Schwungrad eine gewisse Arbeit aufgespeichert ist, würde jene Mehrleistung an Arbeit aus dem Schwungrad herausgeholt werden, was aber, wie wir gesehen haben, sofort eine Verlangsamung der Schwungradbewegung, mithin einen langsameren Gang der Maschine zur Folge hat. Eine Maschine, welche lang-

samer läuft, leistet aber unter sonst gleichbleibenden Umständen sofort weniger Arbeit, es müßte also noch mehr Arbeit aus dem schon langsamer gehenden Schwungrad herausgeholt werden, die Maschine würde wieder langsamer laufen usw., sie würde nach kurzer Zeit einfach stehenbleiben.

Hier greift nun der Regulator ein, dessen Aufgabe es also ist, die Maschine in den Stand zu setzen, größere Schwankungen des Arbeitsbedarfes mit Sicherheit zu überwinden. Natürlich innerhalb gewisser durch die höchste Leistungsfähigkeit der Maschine bestimmter Grenzen.

Drosselregulierung. Sehen wir vorläufig ab von der baulichen Ausgestaltung einer solchen Regulator genannten Vorrichtung und fragen wir uns zunächst, wie ist es überhaupt möglich, eine wechselnde Kraftleistung einer Dampfmaschine hervorzubringen? Dazu bieten sich nun zwei Wege, die sich am besten zeichnerisch mit Hilfe von Dampfdiagrammen erläutern lassen. Abb. 70 stelle das

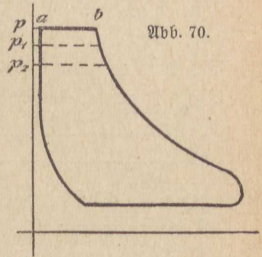


Diagramm einer Maschine mit Dampfdehnung dar, deren Füllungs-grenze in Gestalt der Strecke ab unveränderlich festliegen möge. Hier läßt sich eine Verkleinerung des Diagrammes, also eine Verminderung der Arbeitsleistung offenbar nur dadurch erzielen, daß man die Eintrittsspannung des Dampfes von der Höhe p auf die Höhe p_1 , p_2 usw. vermindert. Eine solche Verminderung des Dampfdruckes ist aber sehr einfach zu bewerkstelligen. Bringt man z. B. in dem zu der Maschine führenden Dampfrohre eine Klappe an, durch welche der Durchschnittsquerschnitt des Dampfes nach Belieben verringert werden kann, so muß der Dampf sich durch diese verengerte Öffnung hindurchzwängen. Das Hindurchzwängen erfordert aber Arbeit, und diese Arbeit muß der Dampf selber leisten, wozu ein Teil seiner Spannung verbraucht wird, so daß also der Dampf mit niedrigerer Spannung in den Zylinder der Dampfmaschine eintritt. Man sagt, der Dampf wird gedrosselt. Durch allmähliches Schließen jener Klappe, Drosselklappe genannt, kann ein beliebiges Erniedrigen der Eintrittsspannung und dadurch Verminderung der Arbeitsleistung erzielt werden.

Erhöhen läßt sich natürlich die Arbeitsleistung auf diese Weise nicht, denn wenn man jene Drosselklappe auch vollständig öffnet, so kann dadurch die Höhe des Dampfdruckes niemals über die Höhe der im Dampf-

Kessel herrschenden Spannung gebracht werden. Soll also bei dieser Art von Regelung die Möglichkeit erreicht werden, zeitweise die Arbeitsleistung zu erhöhen, so bleibt nichts anderes übrig, als z. B. die Maschine bei regelrechtem Gang dauernd mit einem auf die Höhe p_1 herabgedrosselten Dampf arbeiten zu lassen, um dann gelegentlich durch weiteres Öffnen der Drosselklappe und Erhöhen des Dampfdruckes auf p einen gewissen Kraftvorrat zur Verfügung zu haben.

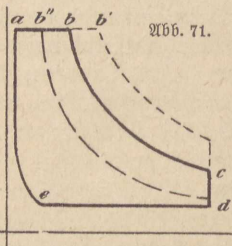


Abb. 71.

So einfach diese Art der Regelung ist — und gerade wegen dieser Einfachheit wird sie auch heute noch bisweilen ausgeführt —, so unwirtschaftlich ist sie andererseits wieder, da ja die vorher im Kessel erzeugte hohe Spannung durch das Drosseln für die Maschine zum Teil wieder vernichtet wird. Näheres darüber in des Verfassers „Technische Wärmelehre“ (MuG Bd. 516) und „Praktische Thermodynamik“ (MuG Bd. 596) in den Abschnitten über das J, S -Diagramm.

Regulierung durch Füllungsänderung. Zweckmäßiger ist daher eine zweite Art der Regulierung, welche heute wohl bei allen besseren Kolbendampfmaschinen ausgeführt wird: die Regulierung durch Veränderung der Füllung. Es sei wiederum $abcde$ (Abb. 71) das Diagramm einer Maschine mit Dampfdehnung, und zwar für dauernden, regelrechten Arbeitsbedarf, wobei die Höhe der Linie ab über der Nulllinie des Diagrammes der im Kessel herrschenden Dampfspannung entsprechen möge. Soll nun die Maschine zeitweise mehr oder weniger Arbeit leisten, so läßt sich das offenbar dadurch erreichen, daß man das einmal mehr, das anderemal weniger Dampf in den Zylinder einströmen läßt oder, mit anderen Worten, dadurch, daß man bei verlangter Mehrleistung die Füllung etwa bis zum Punkte b' vergrößert, bei verlangter Minderleistung dagegen die Füllung etwa bis zum Punkte b'' verkleinert.

Bauliche Gestaltung des Regulators. Die selbsttätige Einwirkung der Maschine auf eine dieser beiden Arten von Regulierungen geschieht nun durch den Regulator, welcher in seiner einfachsten Form, und zwar in Verbindung mit einer Drosselklappe, schon von James Watt bei seinen ersten Dampfmaschinen verwendet wurde. Abb. 72 stellt die Gerippskizze eines solchen Zentrifugalregulators dar. D ist die Dampfzuleitung, in welche eine Drosselklappe eingebaut ist, die sich, wie man leicht

erkennt, um ihre Mittelachse dreht, das Rohr also abschließt, sobald bei zu schneller Umdrehung der Regulatorachse die Kugeln des Regulators infolge der Zentrifugalkraft auseinanderfliegen. Die senkrecht stehende Achse des Regulators wird von der Maschinenwelle aus durch Regelräder und Zwi-

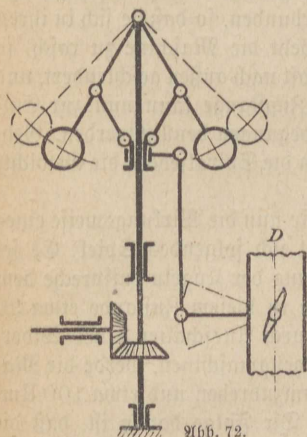


Abb. 72.

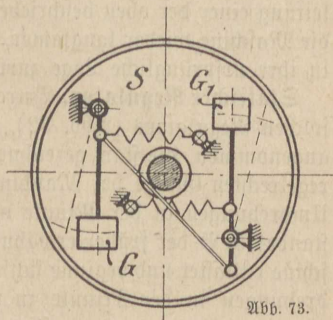


Abb. 73.

schenachse angetrieben, so daß die Schnelligkeit der Regulatorumdrehungen unmittelbar mit dem Gang der Maschine zusammenhängt. Daß übrigens statt der Drosselregulierung in ganz ähnlicher Weise auch eine Einwirkung auf die Füllung des Zylinders von einem solchen Regulator aus stattfinden kann, ist leicht einzusehen, wenn das im Kapitel „Steuerungen“ Gesagte berücksichtigt wird. Es könnte z. B. statt der Verdrehung der Drosselklappe eine Veränderung des Voreilwinkels bei gewöhnlicher Schiebersteuerung (S. 27), eine Verdrehung des Dampfdehnungsschiebers bei Ridersteuerung (Abb. 45 S. 35), ein Verschieben der Zugstange Z Abb. 55 S. 40, eine Verdrehung der Gleitbahn G Abb. 57 S. 41 usw. herbeigeführt werden. Es wurde früher gezeigt, daß alles das eine Veränderung der Füllung des Zylinders und damit eine Vergrößerung oder Verkleinerung der Maschinenleistung zur Folge hat.

Achsenregulatoren. Eine in neuerer Zeit besonders häufig angewandte Ausführungsform des Regulators ist der Achsenregulator, so genannt, weil er derartig angeordnet ist, daß seine Achse mit der Achse irgendeiner Welle, z. B. der Hauptmaschinenwelle oder Steuerwelle, zusammenfällt. Die Gerippfzizze Abb. 73 zeigt den Grundgedanken eines solchen Achsenregulators. Auf der betreffenden Welle ist eine Scheibe S

festgekeilt und wird von der Welle bei der Drehung mitgenommen. An der Scheibe sind zwei Gewichte G , G_1 an Hebeln drehbar befestigt, und diese Hebel sind durch eine Zugstange verbunden, so daß sie sich in ihren Bewegungen gegenseitig unterstützen. Geht die Maschine zu rasch, so werden die Gewichte durch Zentrifugalkraft nach außen geschleudert, und die dadurch entstandene Bewegung der Zugstange kann nun zur Einleitung einer der oben beschriebenen Bewegungen benützt werden. Geht die Maschine wieder langsamer, so ziehen die Spiralfedern die Gewichte in ihre ursprüngliche Lage zurück.

Statischer Regulator. Betrachten wir nun die Wirkungsweise eines solchen Regulators (Abb. 72), so ergibt sich folgendes Spiel: Es sei angenommen, die stark gezeichnete Stellung der Kugeln entspreche dem regelrechten Gange der Maschine, welche in diesem Zustande etwa 90 Umdrehungen in der Minute mache. Durch Ausschalten eines Widerstandes, z. B. der früher erwähnten Werkzeugmaschinen, werde die Maschine entlastet und beginne sich rascher umzudrehen und etwa 100 Umdrehungen in der Minute zu machen. Die Folge davon ist, daß die Kugeln weiter auseinanderfliegen, etwa bis in die punktierte Stellung, die Drosselklappe also mehr geschlossen wird, so daß nach einiger Zeit die Maschine weniger Arbeit leistet, ihre Umdrehungszahl dabei auch wieder sinkt. Sinkt aber die Umdrehungszahl der Maschine, so verringert sich sofort auch wieder die Zentrifugalkraft, welche die Kugeln auseinandertreibt, die Kugeln fallen also wieder mehr zusammen, die Drosselklappe öffnet sich wieder mehr, und wenn inzwischen, was meist der Fall sein wird, der vorher besprochene Widerstand noch immer ausgeschaltet geblieben ist, die Entlastung der Maschine also noch nicht aufgehört hat, so wird die Maschine sofort wieder anfangen, zuviel Arbeit zu leisten und dadurch wieder schneller zu laufen. Die Kugeln werden wieder auseinanderfliegen, den Gang der Maschine verlangsamen und so weiter fort. Eine solche Arbeitsweise, mithin ein solcher Regulator, ist offenbar für eine Kraftmaschine nicht zu brauchen; war es doch gerade unsere Absicht, eine Vorrichtung zu schaffen, welche derartig starke Schwankungen der Umdrehungszahl bei wechselndem Arbeitsbedarf verhindert. Das Fehlerhafte dieses Regulators liegt eben darin, daß bei ihm zu jeder Umdrehungszahl der Maschine eine ganz bestimmte Kugelstellung gehört. Man nennt ihn einen statischen Regulator.

Das vollkommenste wäre offenbar das, daß die Kugeln des Regu-

lators bei zunehmender Umdrehungszahl der Maschine zwar auseinanderfliegen, die Drosselklappe also weiter schließen, nachher aber, auch bei verminderter Umdrehungszahl der Maschine, in dieser Stellung stehenbleiben, bis bei erhöhtem Arbeitsbedarfe ein Sinken der Umdrehungszahl unter die gewöhnliche Umdrehungszahl der Maschine eintritt.

Statischer Regulator. Einen Regulator, der so beschaffen wäre, daß zu jeder Kugelstellung dieselbe Umdrehungszahl gehört, nennt man im Gegensatz zum statischen Regulator einen nichtstatischen oder astatischen Regulator. Ein solcher Regulator wäre aber gar kein Regulator in unserem Sinne, wäre also wiederum nicht zu brauchen. Sobald nämlich die Umdrehungszahl der Maschine über diese eine Umdrehungszahl hinausgehen würde, würden die Kugeln sofort in ihre höchste Stellung auseinanderfliegen, während sie andererseits bei der geringsten Verminderung der Umdrehungszahl sofort ganz zusammenfallen würden. Der Regulator würde also ununterbrochen zwischen den äußersten Kugelstellungen hin und her fliegen, so daß auch hier wieder der eigentliche Zweck des Regulators, die Herbeiführung eines regelmäßigen Ganges der Maschine, vereitelt würde.

Pseudoastatischer Regulator. Die für unsere Kraftmaschinen benötigten Regulatoren müssen also sozusagen in der Mitte zwischen diesen beiden Regulatorarten liegen: Es müssen mehrere Kugelstellungen zu einer Umdrehungszahl der Kugel gehören, die Kugeln dürfen aber wiederum nicht sofort bei jeder Änderung der Umdrehungszahl in ihre äußerste Lage verfallen; Regulatoren dieser Art bezeichnet man mit dem Namen pseudoastatisch, und es ist nun Sache des Erbauers, Größe und Stellung der Kugeln, Gestalt der Arme, kurz die gesamte Bauart der Regulatoren so zu wählen, daß der Regulator die ihm zugewiesene, in dem Vorhergehenden kargelegte Aufgabe so vollkommen wie möglich erfüllt.

Leistungsregulator. Eine besondere Art von Regulatoren möge hier noch kurz erwähnt werden. Nicht selten liegt die Aufgabe vor, die Leistung der Maschine dadurch zu verändern daß die Maschine zu gewissen Zeiten schnell, zu anderen Zeiten dagegen wieder langsamer läuft, was bei Verwendung der bisher besprochenen Regulatoren natürlich nicht möglich ist. Ein solcher Fall liegt z. B. dann vor, wenn von der Dampfmaschine eine Pumpe angetrieben wird, welche das Wasser immer auf dieselbe Höhe drücken soll, bei der aber die Menge des zu hebenden Wassers in weiten Grenzen schwankt. Hebt die Pumpe in einer ge-

wissen Zeit weniger Wasser, so ist ihre Leistung natürlich geringer; da sie aber mit jedem Kolbenhube immer dieselbe Wassermenge hebt, und die Höhe, auf welche das Wasser gedrückt wird, ebenfalls immer dieselbe bleibt, so ist in diesem Falle eine Regulierung der Leistung nur dadurch möglich, daß man bei verringertem Arbeitsbedarf auch die Maschine in der Minute weniger Kolbenhübe, also weniger Umdrehungen, bei erhöhtem Arbeitsbedarf dagegen mehr Umdrehungen machen läßt. Regulatoren, welche es gestatten, den Gang der Maschine in dieser Weise nach dem Arbeitsbedarfe zu regeln, bezeichnet man mit dem Namen Leistungsregulatoren.

Vierter Abschnitt.

Kondensation.

Erstes Kapitel.

Allgemeines.

Zwecke der Kondensation. Hat der Dampf seine Arbeit im Zylinder der Dampfmaschine verrichtet, so läßt man ihn entweder in die Außenluft entweichen (Auspuffmaschinen), oder aber man schickt ihn in einen auf irgendeine Weise recht kühl gehaltenen Raum, in welchem er sich möglichst vollständig zu Wasser verdichten soll. Ein solcher Raum heißt Kondensator, Maschinen dieser Art werden als Kondensationsmaschinen bezeichnet. Über den Zweck einer Kondensationsanlage findet sich Näheres in des Verfassers „Dampfmaschine I“ (AMuG Bd. 393 Abschn. III Kap. 5); hier möge nur kurz erwähnt werden, daß der Hauptzweck darin besteht, den Wärmegehalt des Dampfes nach Möglichkeit auszunützen, oder noch kürzer gesagt, Arbeit zu gewinnen. Vgl. auch des Verfassers „Technische Wärmelehre“ (AMuG Bd. 516 Abschnitt über das S, T -Diagramm). Die Erzielung eines Arbeitsgewinnes durch Kondensation ist auch ohne theoretische Erörterungen leicht zu erklären: Dampf nimmt einen sehr viel größeren Raum ein als Wasser. Wird also der Dampf zu Wasser verdichtet, so entsteht in dem betreffenden Raume ein starker Unterdruck, der sich natürlich auch in den betreffenden Teil des Dampfzylinders fortpflanzt. Infolge dieses Unterdruckes wird, um es einmal recht trivial auszudrücken, bei dem Rückgange des Kolbens

eine saugende Wirkung auf ihn ausgeübt, was einer Erhöhung des Druckes auf die entgegengesetzte Kolbenseite, also auch einer Erhöhung der geleisteten Arbeit entspricht.

Kondensatorarten. Wie sieht nun ein solcher Kondensator zum Niederschlagen des Dampfes aus? Man kann da im allgemeinen zwei voneinander verschiedene Ausführungsformen unterscheiden, deren jeweilige Anwendung davon abhängt, ob man Wert darauf legt, den niedergeschlagenen Dampf als Kesselspeisewasser wiederum zu verwenden, oder ob diese Anforderung nicht gestellt wird. Wird auf die Wiedergewinnung des Dampfes kein Wert gelegt, hat man also gutes Kesselspeisewasser in genügender Menge zur Verfügung, so kann man ein schnelles und vollkommenes Niederschlagen des Dampfes dadurch erreichen, daß man den Dampf in irgendeinen Behälter treten läßt, in welchen gleichzeitig kaltes Wasser in größerer Menge eingespritzt wird. Der Dampf vermischt sich hier mit dem eingespritzten Wasser, gibt seine Wärme rasch an dieses Wasser ab, welches dadurch natürlich erwärmt wird, und man hat dann nur noch durch geeignete Vorrichtungen dafür zu sorgen, daß die Erzeugnisse dieser Dampfniederschlagung, das warme Wasser, in Verbindung mit etwa übriggebliebenem, nicht niedergeschlagenem Dampfe, sowie auch die mit dem Wasser in den Kondensator eingedrungene Luft möglichst rasch aus dem Kondensator entfernt werden. Kondensatoren dieser Art bezeichnet man mit dem Namen *Misch- oder Einspritzkondensatoren* (Beispiele siehe S. 66 ff.).

Tritt die Forderung hinzu, den niedergeschlagenen Dampf gesondert aufzufangen, um ihn als Kesselspeisewasser wieder zu verwenden, so ist die Anwendung solcher Einspritzkondensatoren natürlich unmöglich. Man verwendet in diesem Falle die sogenannten *Oberflächenkondensatoren*, d. h. Behälter, welche meist die Gestalt eines liegenden oder stehenden Zylinders haben, und deren Inneres von einer großen Zahl von Rohren durchsetzt ist, welche innen von kaltem Wasser durchflossen werden (Beispiel siehe S. 74). Diese von innen gekühlten Rohre sind es, an deren Außenwandungen sich der Dampf niederschlägt. Auch hier muß natürlich dafür Sorge getragen werden, die Kondensationserzeugnisse, verdichteten Dampf, nichtverdichteten Dampf und Luft, möglichst rasch aus dem Kondensator zu entfernen, um dauernd einen möglichst weitgehenden Unterdruck in dem Kondensator zu erhalten.

Betrieb der Kondensationsanlagen. Wenn vorher eben bemerkt wurde, die in den Kondensator eingedrungene Luft müßte möglichst

rasch daraus entfernt werden, so könnte mit Recht gefragt werden, woher denn in dem Kondensator die Luft kommen soll. Dieses Eindringen von Luft in den Kondensator hat zwei Ursachen. Zunächst ist zu beachten, daß ja nicht nur im Kondensator selber, sondern auch in den von ihm nach dem Zylinder hinsührenden Rohrleitungen ständig ein Druck herrscht, der wesentlich geringer ist als der Druck der Außenluft. Die Folge davon ist daß an all den Stellen, welche nicht ganz sorgfältig abgedichtet sind, Luft in die Leitungen und damit in den Kondensator eindringt. Aber selbst bei peinlichster Dichthaltung aller Leitungen wäre die Luft aus dem Kondensator nicht fernzuhalten. Der Grund dafür ist der, daß das im Freien vorkommende Wasser immer eine Menge Luft enthält. Kommt nun dieses Luft enthaltende Wasser in einen Raum, welcher unter einem wesentlich niedrigeren Drucke steht als es dem Drucke der Außenluft entspricht, also z. B. in einen Kondensator, so scheidet sich die Luft aus dem Wasser aus und würde schließlich den Unterdruck im Kondensator zum Verschwinden bringen, wenn sie eben nicht möglichst rasch und vollkommen daraus entfernt würde. Wir hatten ferner gesehen, daß zum Niederschlagen (Kondensieren) des Dampfes dem Kondensator kaltes Wasser zugeführt werden muß; es wird sich aus dem Folgenden ergeben, daß diese Wassermenge verhältnismäßig bedeutend ist. In dem Kondensator selbst erhält man als Ergebnis der Verdichtung: warmes Wasser, verdichteten und, unter Umständen, nichtverdichteten Dampf und schließlich Luft. Da alle diese Erzeugnisse natürlich dauernd aus dem Kondensator fortgeschafft werden müssen, so gehören zum Betriebe eines Kondensators im allgemeinen eine Reihe von Pumpen, deren Antrieb Arbeit erfordert, die von der betreffenden Dampfmaschine zu leisten ist. Ob also die Anwendung von Kondensation wirtschaftliche Vorteile bietet oder ob etwa der durch die Kondensation erzielte Nutzen durch Anlage- und Betriebskosten wieder aufgehoben wird, das muß in jedem einzelnen Falle sehr genau überlegt werden. Ist die Beschaffung des nötigen Wassers z. B. mit zu großen Kosten verbunden, muß also z. B. das Wasser zu hoch gehoben werden, so kann die Wirtschaftlichkeit der Kondensation sehr leicht in Frage gestellt werden. Auch bei zu kleinen Maschinen, etwa unter 25 oder 30 PS, dürfte die Anwendung von Kondensation nur selten Vorteile bieten.

Kondensatorpumpen. Um Wasser in den Kondensator hineinzubringen, dazu bedarf es bei Einspritzkondensatoren häufig gar keiner Pumpen. In dem Kondensator herrscht ja, wie wir gesehen hatten, ein

Unterdruck, d. h. ein Druck, welcher geringer ist als der Druck der Außenluft. Liegt also der Kondensator nicht zu hoch über dem Wasserspiegel, so wird der Druck der Außenluft selber das Wasser in den Kondensator hineindrücken, oder, wie man sagt, der Kondensator wird sein Wasser selbst ansaugen. (Siehe hierüber den Abschnitt „Kolbenpumpen“ in des Verfassers „Hebezeuge“ [AMuG Bd. 196].) Bei Oberflächenkondensatoren fällt diese Überlegung selbstverständlich fort, da ja das Wasser nicht in den Raum hineingelangt, in welchem die Verdichtung des Dampfes vor sich geht.

Saugt der Kondensator sein Wasser nicht selbst an, so bedarf es zunächst einer Pumpe zum Beschaffen des Kühlwassers: Kühlwasserpumpe, auch Zirkulations- oder Umlaufpumpe genannt. Das Entfernen der Niederschlagszerzeugnisse Wasser, Dampf und Luft aus dem Kondensator kann entweder durch eine einzige Pumpe geschehen (natürlich nur bei Mischkondensatoren), dann nennt man eine solche Pumpe Maßluftpumpe, oder aber es werden verschiedene Pumpen angewendet, von denen die eine das durch den niedergeschlagenen Dampf erwärmte Wasser entfernt und daher Warmwasserpumpe genannt wird, während die andere Pumpe lediglich Luft und etwas nichtverdichteten Dampf fortzuschaffen hat und daher Trockenluftpumpe genannt wird.

Zentralkondensation. Wie sich aus dem Vorhergehenden ergibt, ist der Betrieb einer Kondensationsanlage nicht ganz einfach und erfordert sorgfältige und aufmerksame Bedienung. Wollte man nun auf größeren Werken, wo viele Dampfmaschinen arbeiten, für jede einzelne Maschine eine besondere Kondensationsanlage bauen, so würde dadurch bei den vielen Pumpen und umständlichen Rohrleitungen der Betrieb offenbar sehr verteuert werden. Man wendet in diesem Falle lieber eine einzige größere Kondensationsanlage an, Zentralkondensation genannt, und führt dann die Abdampfleitung von den einzelnen Zylindern nach einem großen Kondensator, dessen zugehörige Pumpen von einer besonderen kleinen Dampfmaschine, gegebenenfalls auch Dampfturbine oder Elektromotor angetrieben werden. Man gewinnt dadurch auch häufig noch einen besonderen Vorteil: Wird eine Dampfmaschine in Gang gesetzt, die eine eigene Kondensationsanlage besitzt, so dauert es natürlich eine gewisse Zeit, bis sich im Kondensator eine Art Beharrungszustand mit dem betreffenden Unterdruck (oder, wie man auch sagt, Luftleere) gebildet hat. Ist es nun eine Dampfmaschine, die nach dem Anlassen stundenlang im Betriebe ist, so macht das natürlich gar nichts aus, sind

es aber z. B. Umsteuermaschinen, die also sehr oft angelassen und dann bald darauf wieder stillgesetzt werden, wie z. B. Fördermaschinen, Walzenzugmaschinen u. dgl., dann könnte es vorkommen, daß die Maschine während eines großen, vielleicht während des größten Theiles ihrer Arbeitszeit die Vorteile der Kondensation entbehren müßte.

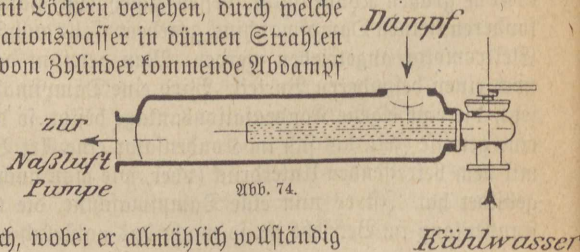
Bei Anwendung einer Zentralkondensation entfällt dagegen dieser Übelstand, da hier im großen gemeinschaftlichen Kondensator ständig für eine entsprechend gute Luftleere gesorgt werden kann.

Der Nachteil der Zentralkondensation besteht darin, daß naturgemäß ein Teil der Maschinen von dem Orte, wo der gemeinsame Kondensator steht, ziemlich weit entfernt sein wird. Dadurch ergeben sich aber lange Rohrleitungen mit vielen Verbindungsstellen, an denen Undichtigkeiten kaum zu vermeiden sind. Bei dem in den Rohren herrschenden Unterdrucke dringt Außenluft begierig durch diese Undichtigkeiten in die Rohre und damit in den Kondensator und verschlechtert dort das „Vakuum“ oder, wie wir es oben nannten, die saugende Wirkung auf den Kolben, ein Übelstand, der sich nur durch erhöhte Luftpumpenleistung, also größeren Arbeitsaufwand wieder beseitigen läßt.

Zweites Kapitel.

Ein- oder Mischkondensatoren.

Ausführungsbeispiele. Eine sehr einfache Form eines Mischkondensators, wie er für einzelne Maschinen verwendet wird, zeigt Abb. 74. Wie man sieht, besteht er aus einem weiten gußeisernen Rohre, in welches rechts ein dünneres Rohr, in der Regel aus Messing, hineinragt. Dieses Messingrohr, welches mit der Wasserleitung verbunden und durch einen Hahn absperrbar gemacht wird, ist ähnlich der Brause einer Gießkanne auf allen Seiten mit Löchern versehen, durch welche das kalte Kondensationswasser in dünnen Strahlen hereinspritzt. Der vom Zylinder kommende Abdampf tritt von rechts oben in das große Rohr ein, er muß also durch die große Zahl feiner Wasserstrahlen hindurch, wobei er allmählich vollständig



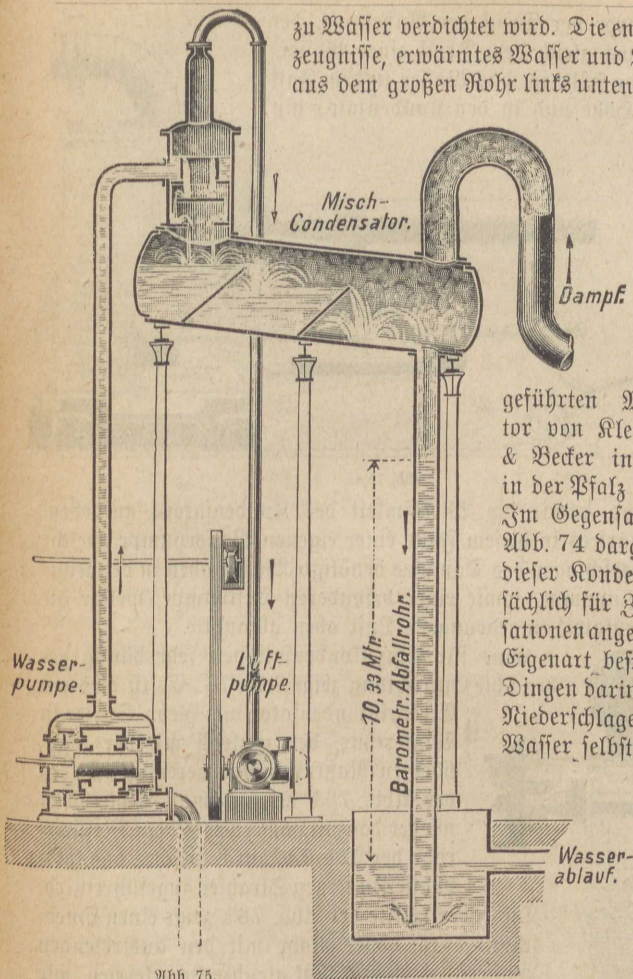


Abb. 75.

zu Wasser verdichtet wird. Die entstehenden Erzeugnisse, erwärmtes Wasser und Luft, gelangen aus dem großen Rohr links unten nach der Wasserpumpe, von der sie in die Außenluft befördert werden.

Einen weiteren, in ähnlicher Art auch von anderen Firmen ausgeführten Mischkondensator von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal in der Pfalz zeigt Abb. 75. Im Gegensatz zu dem in Abb. 74 dargestellten wird dieser Kondensator hauptsächlich für Zentralkondensationen angewendet. Seine Eigenart besteht vor allen Dingen darin, daß das zum Niederschlagen verwendete Wasser selbsttätig aus dem Kondensator abfließt. Um dies zu ermöglichen, muß der Kondensator hoch aufgestellt werden, und

zwar, wie die Abbildung zeigt, mindestens 10 m über dem Unterwasserspiegel. Der Grund hierfür ist der, daß ja in dem Kondensator ein starker Unterdruck herrscht, bei sehr vollkommener Kondensation beinahe vollständige Luftleere. Wollte man daher den Kondensator niedriger auf-

stellen, so würde der Druck der Außenluft, der bekanntlich etwa gleich dem Druck einer Wassersäule von 10 m Höhe ist, das Wasser in dem Fallrohre in die Höhe und in den Kondensator hin

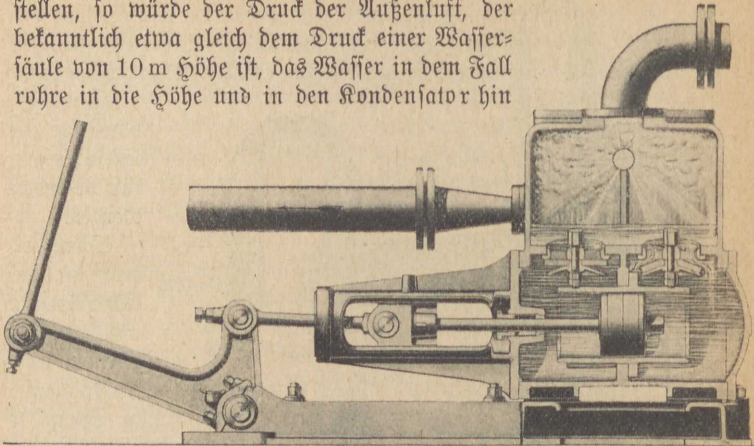
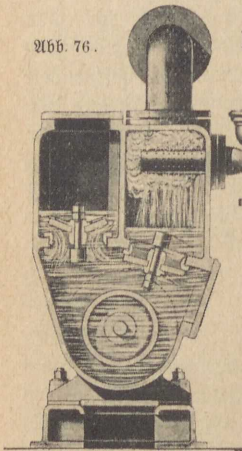


Abb. 76 a.

eindrücken und damit die Wirksamkeit des Kondensators aufheben. Natürlich bedarf es in diesem Falle einer eigenen Wasserpumpe, welche das zum Niederschlagen des Dampfes benötigte Wasser oben in den Kondensator hineinpumpt, sowie einer besonderen Luftpumpe, welche die in den Kondensator eingedrungene Luft oben absaugt.

Eine für Einzelkondensationen sehr häufig gebrachte Einrichtung zeigt Abb. 76. Es ist dies ein Einspritzkondensator von Gebr. Sulzer in Winterthur, der zugleich mit der zugehörigen Raßluftpumpe vereinigt ist. In der Abb. 76 b erkennt man rechts oben wieder das mit Löchern versehene Messingrohr der Abb. 74, durch welches das kalte Wasser in feinen Strahlen zugeführt wird.

Abb. 76.



Die obere Hälfte der Abb. 76 a zeigt einen Querschnitt durch dieses Rohr mit den austretenden Wasserstrahlen und läßt gleichzeitig erkennen, wie der Abdampf oben in diese Kammer eintritt. Die entstehenden Kondensationserzeugnisse werden durch die in dem Boden dieser Kammer befindlichen Saugventile (rechte Hälfte der Abb. 76 b)

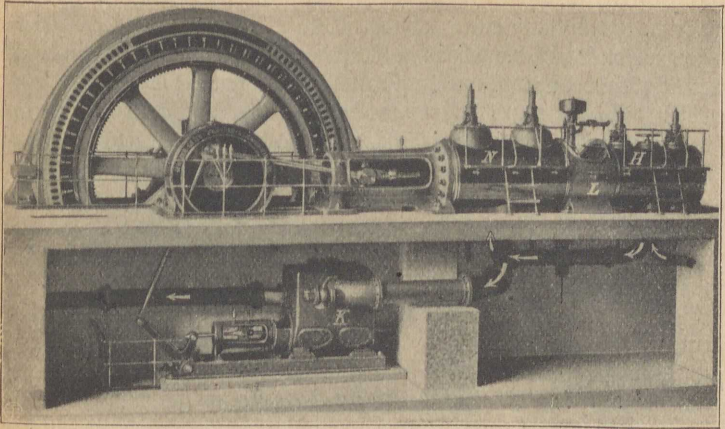


Abb. 77.

von der Pumpe abgesaugt und dann durch die in der linken oberen Hälfte der Abb. 76 b sichtbaren Druckventile in die linke obere Kammer dieser Abbildung gedrückt, von wo sie durch das in Abb. 76 a sichtbare wagerechte Rohr fortgeleitet werden. Dieser Kondensator steht in der Regel im Keller unterhalb der Maschine und wird durch eine in der Abb. 76 a abgebroschen gezeichnete Schubstange von dem Kurbelzapfen der Maschine angetrieben.

Abb. 77 zeigt einen solchen Kondensator in Verbindung mit einer Reihemaschine von Gebr. Sulzer. *K* ist der Kondensator, in welchen der aus dem Niederdruckzylinder *N* kommende Dampf eintritt. Der Hahn für den Eintritt des Kühlwassers (das Zuführungsrohr ist in der Abbildung fortgelassen) befindet sich links oberhalb des Buchstabens *K*.

Strahlkondensatoren. Eine eigentümliche Art von Mischkondensatoren stellt Abb. 78 dar nach einer Ausführung von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover. Das Kühlwasser tritt hier durch einen Kranz kleiner Düsen — in der Abbildung sind nur zwei davon sichtbar — unter Druck von oben in den Kondensator ein. Der von oben links kommende Abdampf wird ebenfalls durch eine Reihe von Düsen, welche die Wasserstrahlen umgeben, in kleine Teile zerlegt und mischt

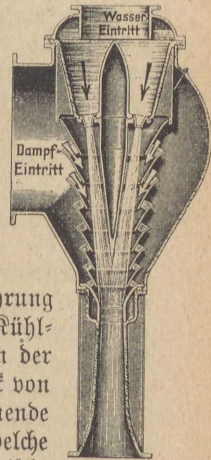


Abb. 78.

sich so in vorzüglicher Weise mit dem Wasser, wobei er vollständig verdichtet wird. Durch die lebendige Kraft der Wasserstrahlen werden dann sämtliche Kondensationserzeugnisse, insbesondere auch die Luft, mit fortgerissen und aus dem Kondensator herausgeschafft. Hat man nun zufällig ein hinreichendes Wassergefälle zur Verfügung — es genügt schon eine Druckhöhe von etwa 6 m —, so sieht man, daß hier der Ausnahmefall vorliegt, wo eine Kondensationsanlage ohne jede Pumpe arbeiten kann. In der Regel wird freilich ein solches natürliches Druckgefälle nicht zur Verfügung stehen und muß daher künstlich mit Hilfe von Pumpen erzeugt werden.

Eigenschaften der Mischkondensatoren. Mischkondensatoren haben meist den Vorteil, daß ihre Bauart einfacher ist als die der Oberflächenskondensatoren, und da die Zahl der Pumpen sich, wie oben gezeigt, bis auf eine herabmindern läßt, so gestaltet sich auch der ganze Betrieb in der Regel verhältnismäßig einfach und dadurch betriebsicher und billig. An Kühlwasser braucht man etwa 20—25mal so viel, als das Gewicht des niederzuschlagenden Dampfes beträgt; je kälter die Eintrittstemperatur des Wassers ist und je weniger Ansprüche an einen möglichst niedrigen Druck im Kondensator gestellt werden, um so geringer ist der Wasserverbrauch. Als Nachteil der Mischkondensatoren wäre vor allen Dingen anzuführen, daß das aus dem Kondensator abfließende warme Wasser zur Kesselspeisung in der Regel nicht verwendet werden kann, da es ja eben nicht nur aus niedergeschlagenem Dampfe, sondern zum größten Teile aus dem in der Regel nicht gerade zur Kesselspeisung geeigneten Kühlwasser besteht.

Drittes Kapitel.

Oberflächenskondensatoren.

Allgemeine Ausführungsart. Der wesentliche Unterschied der Oberflächenskondensatoren gegenüber den Mischkondensatoren besteht, wie schon oben erwähnt, darin, daß hier das Kühlwasser mit dem zu verdichtenden Dampf nicht in Berührung kommt. Ein Oberflächenskondensator besteht daher immer aus einem oder mehreren Rohrbündeln, die in irgendeiner Weise in einen Behälter eingeschlossen sind. An sich ist es gleichgültig, ob das Kühlwasser durch die Rohre hindurchgeleitet wird und der Dampf die Rohre von außen umspült oder umgekehrt. Dieser umgekehrte Fall

wird aber neuerdings wohl nur noch dann angewendet, wenn es möglich ist, die Rohrbündel mit dem hindurchströmenden Dampfe in größere gemauerte Wasserbehälter hineinzulegen. In allen anderen Fällen pflegt man das Kühlwasser durch die Rohre hindurchzuleiten.

Abb. 79 zeigt den Grundgedanken eines solchen Oberflächenkondensators. Das Kühlwasser tritt in den unteren Teil der rechten Kammer des Kondensators ein, durchströmt die untere Hälfte des Rohrbündels von rechts nach links, die obere Hälfte von links nach rechts und tritt als erwärmtes Wasser rechts oben aus dem Kondensator aus. Der niederzuschlagende Dampf tritt oben in den Kondensator ein und wird als Kondensat (niedergeschlagener Dampf) unten abgezogen.

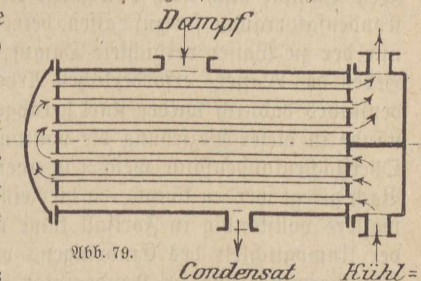


Abb. 79.

Eigenschaften der Oberflächenkondensatoren. Der Bedarf an Kühlwasser ist hier wesentlich größer als bei Mischkondensatoren und beträgt zur Erzielung einer gleichen Luftleere ungefähr das Doppelte wie dort, also etwa das 40—50fache des niederzuschlagenden Dampfgewichtes. Der Grund ist nicht schwer einzusehen: Da das Wasser nicht selber mit dem Dampfe in Berührung kommt, muß dafür gesorgt werden, daß überall ein hinreichend großer Unterschied zwischen Dampftemperatur und der Temperatur der vom Dampfe berührten Wände vorhanden ist. Das ist aber, eben wegen der Wandungen, nur dadurch möglich, daß der Temperaturunterschied zwischen Dampf und Kühlwasser stets größer gehalten wird, als dies bei unmittelbarer Berührung zwischen Dampf und Wasser notwendig wäre. Ebenso muß auch beim Oberflächenkondensator aus demselben Grunde die Temperatur des abfließenden Kühlwassers tiefer gehalten werden als beim Mischkondensator, und beides läßt sich bei gleicher Eintrittstemperatur des Kühlwassers eben nur durch Verwendung größerer Kühlwassermengen erreichen.

Da Wasserbeschaffung Geld kostet, so scheint zunächst in diesem größeren Wasserbedarfe ein schwerer Nachteil des Oberflächenkondensators gegenüber dem Mischkondensator zu liegen. Nun ist aber folgendes zu beachten: Im Innern des Kondensators, gleichgültig ob Oberflächen- oder Mischkondensator, herrscht, wie wir gesehen hatten, eine sehr ge-

ringe Spannung, sagen wir annähernd Luftleere. Wenn aber aus diesem „Luftleeren“ Raume Wasser in die Außenluft geschafft werden soll, deren Druck bekanntlich der Höhe einer Wasserfäule von ungefähr 10 m entspricht, so ist für dieses Fortschaffen des Wassers gerade so viel Arbeit erforderlich, als wenn das Wasser 10 m hochgehoben werden müßte. Nun ist aber beim Einspritzkondensator neben dem zu Wasser verdichteten Dampfe auch noch das ganze Kühlwasser aus dem „Luftleeren“ Kondensatorraume fortzuschaffen, beim Oberflächenkondensator dagegen nur der zu Wasser verdichtete Dampf; es wird also bezüglich der zum Heben des Wassers erforderlichen Arbeit der Vorteil des Einspritzkondensators dadurch wieder stark herabgemindert. Wie man erkennt, bestände in dieser Beziehung die vollkommenste Kondensation in einem Oberflächenkondensator, welcher in einen natürlichen Fluß oder größeren Bach gelegt werden könnte, da hier eine künstliche Bewegung des Kühlwassers vollständig in Fortfall käme und außerdem auch noch wegen der Unmöglichkeit des Eindringens von Luft eine sehr vollkommene Druckverminderung im Kondensator zu erwarten stände.

Zu der Regel wird für die Anwendung der einen oder anderen Kondensatorgattung der schon früher erwähnte Gesichtspunkt maßgebend sein, ob der aus der Maschine kommende Dampf wieder zur Kesselspeisung verwendet werden soll (Oberflächenkondensator) oder nicht (Einspritzkondensator)

Gegenüber dem Mischkondensator hat der Oberflächenkondensator den Nachteil, daß sein Aufbau weniger einfach ist, der Kondensator daher teurer wird und mehr Aufmerksamkeit in der Bedienung erfordert. Der Grund hierfür liegt, wie leicht einzusehen ist, hauptsächlich in den vielen Rohren, deren Enden in den Kondensatorwandungen dauernd gut dichtgehalten werden müssen. Auch die ganze Anlage sowie der Betrieb werden umständlicher und teurer, da die Zahl der hier erforderlichen Pumpen unter allen Umständen größer ist als beim Mischkondensator. Ein selbsttätiges Ansaugen von Wasser ist natürlich ausgeschlossen. Wir brauchen daher eine Kaltwasserpumpe (Umlaufpumpe), die das Wasser durch die Kühlrohre hindurchdrückt. Der zu Wasser verdichtete Dampf muß ebenfalls durch eine Pumpe aus dem Kondensator herausgeschafft werden. Die dazu verwendete Pumpe wird Kondensatpumpe genannt, und endlich wird meist auch noch die Luft durch eine besondere Pumpe aus dem Inneren des Kondensators abgesaugt, was durch die Trockenluftpumpe oder, wie sie hier wohl auch einfach genannt wird, Luftpumpe bewerk-

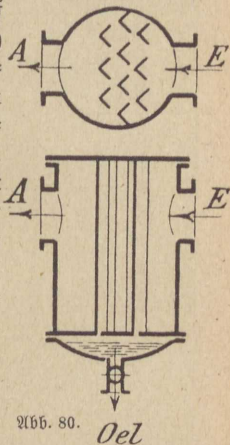
gestellt wird. Umlaufpumpe, Kondensatpumpe, Luftpumpe sind also die Pumpen, die wohl immer bei einer Oberflächenkondensation angetroffen werden. Dazu kommt dann in sehr vielen Fällen, namentlich dann, wenn es sich um größere Zentralkondensationen handelt, noch eine vierte Pumpe:

Der Hauptvorteil einer Oberflächenkondensation besteht ja darin, daß der in dem Kondensator niedergeschlagene Dampf ein sowohl wegen seines Wärmehaltes als auch wegen seiner Reinheit ideales Kesselspeisewasser dar-

stellt, oder, richtiger gesagt, darstellen würde, wenn er nicht (bei Verwendung von Kolbendampfmaschinen) durch Öl verunreinigt wäre, welches zum Schmieren der Kolben und Stopfbüchsen unbedingt nötig ist. Es kommt also darauf an, dieses in Gestalt feiner und feinsten Tröpfchen in dem Wasserdampfe enthaltene Öl vor dem Eintritt in den Oberflächenkondensator möglichst vollkommen abzuscheiden. Der Grundgedanke aller dieser Ölabscheider besteht darin, daß man den strömenden Dampf oftmals hintereinander plötzliche Richtungsänderungen durch-

machen läßt. Die in dem Dampfströme schwebenden Ölteilchen können diese plötzlichen Richtungsänderungen nicht mitmachen und scheiden sich bei dieser Gelegenheit aus. Abb. 80 zeigt, wie sich dieser Gedanke etwa verwirklichen läßt. In einer topfartigen Erweiterung der Dampfrohrleitung befinden sich dachziegelförmig hintereinander angeordnete Winkleisen, gegen welche der Dampf auf seinem Wege durch den Topf hindurch anprallt. Die Öltröpfchen bleiben in dem Winkleisen sitzen, rinnen nach unten und dann durch ein Rohr zu einer kleinen Pumpe (daher Ölpumpe genannt), welche das Öl nach irgendeinem Behälter drückt. Nebenbei sei bemerkt, daß bei Dampfturbinen eine solche Verunreinigung des Abdampfes durch Öl nicht eintritt (siehe des Verfassers „Neuere Wärmekraftmaschinen II“ [AMuG Bd. 86]), so daß Oberflächenkondensatoren gerade für Dampfturbinen fast ausschließlich verwendet werden.

Als Beispiel einer größeren Oberflächenkondensationsanlage, wie sie von Balcke (Bochum) für Zentralkondensationen ausgeführt wird, diene Abb. 81. Das Kühlwasser geht von der Umlaufpumpe *W* in Richtung der großen Pfeile, entsprechend der Gerippfskizze Abb. 79, durch den Kondensator hindurch und tritt als erwärmtes Wasser rechts oben



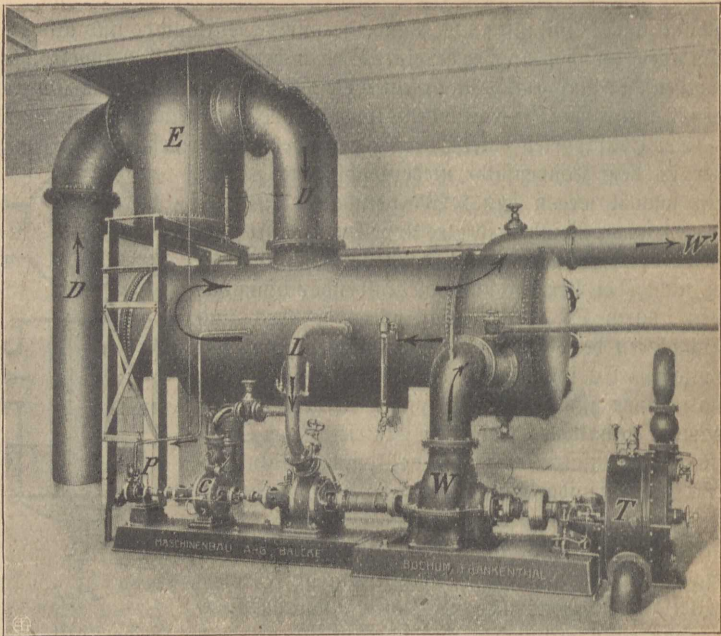


Abb. 81.

bei W' aus. Der von links aus dem Rohr D kommende Dampf geht zunächst durch den Ölabscheider E und tritt dann oben in den Kondensator ein. Links neben der Umlaufpumpe befindet sich die Trockenluftpumpe, welche etwa in mittlerer Höhe bei L die in den Kondensator eingedrungene Luft absaugt. Die nächstfolgende Pumpe C ist die Kondensatpumpe, und endlich P ist die Ölpumpe, welche das in E abgesetzene Öl ansaugt und nach einem in der Abbildung nicht sichtbaren Behälter drückt.

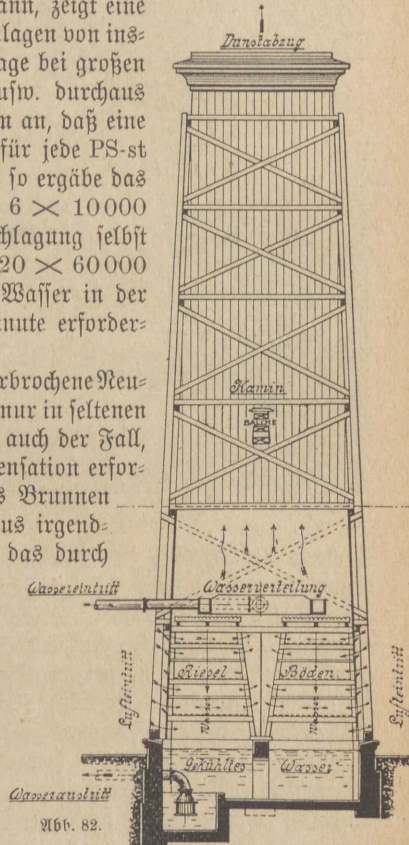
Eine Eigentümlichkeit dieser Anlage ist es, daß sämtliche vier Pumpen als Zentrifugalpumpen ausgebildet sind und gemeinsam von einer kleinen in der Abbildung rechts sichtbaren Dampfturbine T angetrieben werden, wodurch insbesondere eine große Einfachheit der Bedienung erzielt wird (siehe des Verfassers „Hebezeuge“, Abschnitt Zentrifugalpumpen [MAG Bd. 196]).

Viertes Kapitel.

Rückkühlwerke.

Zweck. Es war schon oben darauf hingewiesen worden, daß nicht nur der Nutzen, sondern sogar die Möglichkeit der Anwendung einer Kondensation sehr leicht in Frage gestellt werden kann durch die Schwierigkeit der Wasserbeschaffung, denn um welche bedeutende Wassermengen es sich da unter Umständen handeln kann, zeigt eine einfache Berechnung. Maschinenanlagen von insgesamt 10 000 PS bilden heutzutage bei großen Fabriken, elektrischen Zentralen usw. durchaus keine Seltenheit. Nimmt man nun an, daß eine solche Maschine im Durchschnitt für jede PS-st nur etwa 6 kg Dampf verbraucht, so ergäbe das einen stündlichen Verbrauch von $6 \times 10000 = 60000$ kg, für deren Niederschlagung selbst bei guter Einspritzkondensation $20 \times 60000 = 1200000$ kg = 1200 cbm Wasser in der Stunde, also 20 cbm in der Minute erforderlich wären.

Wie man sieht, wird die ununterbrochene Neubeschaffung solcher Wassermengen nur in seltenen Fällen möglich sein. Denkbar ist auch der Fall, daß die Beschaffung der zur Kondensation erforderlichen Wassermenge z. B. aus Brunnen zwar möglich ist, daß es aber aus irgendeinem Grunde nicht zugänglich ist, das durch die Kondensation stark erwärmte Wasser etwa in einen vorhandenen kleinen Wasserlauf hineinzuleiten. In beiden Fällen hilft man sich dadurch, daß man für die Kondensation immer wieder dasselbe Wasser verwendet, welches aber natürlich vor jeder erneuten Verwendung auf eine für Zwecke der Kondensation geeignete niedri-



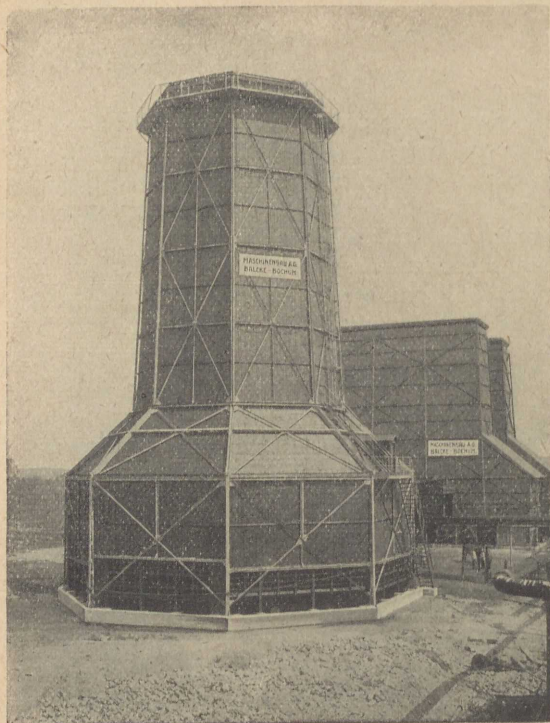


Abb. 83.

welchem die Wirkung der Rückkühlwerke beruht, ist jedem Kinde bekannt. Wenn das Kind sich den Finger verbrannt hat, wenn ihm die Suppe auf dem Teller oder die Milch in der Tasse zu heiß ist, so pustet es darauf. Durch das Pusten wird ein lebhafter Luftstrom erzeugt, denn es wird Luft über den Finger, die Suppe oder die Milch hinweggeblasen. Luft nimmt aber begierig Wasserdampf auf, immer neue Luftteilchen müssen daher mit Wasserdampf gesättigt werden, immer neue Wasserpartikelchen müssen also verdampft werden. Für die Verdampfung ist Wärme erforderlich, diese zur Verdampfung erforderliche Wärme wird der Oberfläche des (immer etwas feuchten) Fingers, der Suppe oder der Milch entzogen, d. h. alle drei werden dadurch abgekühlt.

ge Temperatur gebracht werden muß. Das Hilfsmittel dazu sind die sog. Rückkühlwerke, welche in neuerer Zeit fast bei jeder größeren Dampfzentrale verwendet werden, da man mit ihrer Hilfe nicht so eng an das Vorhandensein einer großen Wasserquelle gebunden, also in der Wahl des Platzes für diese Zentrale viel freier ist.

Der Grundgedanke, auf

Ausführungsbeispiele. Mannigfach sind die Vorrichtungen, die heute durch Ausbildung dieses Grundgedankens zur Rückkühlung von Kondensationswasser verwendet werden. Die weitaus größte Verbreitung jedoch haben die sog. Kühltürme gefunden, deren wesentliche Einrichtung Abb. 82 darstellt. Ein solches Rückkühlwerk besteht aus einem je nach Bedarf 15—20 m hohen turmartigen Aufbau, der in der Regel aus Holz, manchmal aber auch aus Eisen oder Eisenbeton hergestellt wird. In dem untersten, meist etwas erweiterten Teile dieses Turmes befindet sich ein mehrere Meter hohes Gerüst, welches aus einer sehr großen Zahl kleiner wagerechter Latten besteht, die in vielen jeweilig senkrecht zueinander stehenden Lagen, in den sog. Rieselböden übereinander angeordnet sind. Oben auf diesem Lattengerüste befinden sich Verteilungsrinnen, in welche das durch die Kondensation erwärmte Wasser von den früher erwähnten Umlaspumpen hinaufgedrückt wird. Von den Verteilungsrinnen rieselt das Wasser auf die Latten der Rieselböden, wird hier in lauter Tropfen aufgelöst und sammelt sich dann in einem Wasserbehälter, aus welchem die Umlaspumpen das Wasser wieder ansaugen. Der über dem Lattengerüste befindliche schornsteinartige Aufbau erzeugt einen lebhaften Luftzug; die Luft tritt durch Öffnungen in dem unteren verbreiterten Teile des Turmes ein, strömt den herabfallenden Tropfen entgegen, sättigt sich also mit Wasserdampf und erzeugt dadurch eine lebhafte Verdunstung und damit, wie oben beschrieben, auch eine lebhafte Abkühlung.

Abb. 83 zeigt das Bild einiger solcher Kühltürme von Balcke, die Eintrittsöffnungen für Luft im unteren Teile des Turmes sind namentlich bei der im Vordergrunde befindlichen Anlage deutlich zu erkennen.

Fünfter Abschnitt.

Die Kolbendampfmaschine in ihren verschiedenen Verwendungsarten.

Im folgenden soll versucht werden, einen kurzen Überblick zu geben über die vielseitige Verwendbarkeit der Kolbendampfmaschine. Eine erschöpfende Behandlung dieser Aufgabe ist selbstverständlich im Rahmen dieses kleinen Buches nicht möglich, es dürfte aber wenigstens so viel aus dem Folgenden hervorgehen, daß es trotz aller Fortschritte, die na-

mentlich in jüngster Zeit mit der Ausnützung der Naturkräfte gemacht wurden, auch heute noch keine Kraftmaschine gibt, welche sich in so wunderbarer Weise den verschiedensten Gebrauchszwecken anpassen läßt wie die alte Kolbendampfmaschine, und es scheint fast so, als ob trotz Gasmaschine, Elektromotor und Dampfturbine die Verhältnisse sich auch in absehbarer Zeit nicht wesentlich ändern werden. Denn wenn auch von gegnerischer Seite immer und immer wieder darauf hingewiesen wird, daß die Kolbendampfmaschine selbst heute noch in ihren besten Ausführungsformen die ihr zugeführte Wärme nur zu einem bejammernswert niedrigen Bruchteile in nutzbringende Arbeit umsetzt (siehe des Verfassers „Dampfmaschine I“ [MtuG Bd. 393 Abschn. IV] und „Techn. Wärmelehre“ [MtuG Bd. 516 Abschn. über das S, T -Diagramm]), wenn ferner auch immer wieder darauf hingewiesen wird, wie groß die Nachteile sind, die mit der Dampfmaschine in ihrer Eigenschaft als Kolbenmaschine verbunden sind, so werden eben trotz alledem diese unleugbar schlechten Eigenschaften auch weiterhin immer wieder zurücktreten gegen den großen Vorzug, daß es auch heute noch keine Kraftmaschine gibt, welche bei jedem Verwendungszwecke eine so große Betriebsicherheit und Anspruchslosigkeit in Unterhaltung und Bedienung aufweist wie gerade die vielgeschmähte Kolbendampfmaschine.

Erstes Kapitel.

Betriebsmaschinen.

Allgemeine Eigenschaften. Unter Betriebsmaschine versteht man in der Regel eine Maschine, welche zum Betriebe der verschiedenen Arbeitsmaschinen einer Fabrik (Drehbänke, Hobelmaschinen, Spinnereimaschinen, Druckereimaschinen usw.) oder aber auch zum Antriebe von Dynamomaschinen in elektrischen Zentralen dient. Die wesentlichste Charaktereigenschaft einer solchen Betriebsmaschine ist dabei die, daß sie jedenfalls längere Zeit hindurch mit annähernd gleicher Belastung arbeitet und für diese Normal- oder Kennleistung einen nach Lage der Verhältnisse möglichst geringen Dampf- und Kohlenverbrauch haben soll. Es ist das diejenige Arbeitsweise und derjenige Verwendungszweck, der wohl als der günstigste unter allen Verwendungszwecken der Kolbendampfmaschinen anzusehen ist. Zunächst wird die Aufstellung einer solchen Maschine in der Mehrzahl der Fälle in einem mehr oder minder schönen,

gut beleuchteten und auch sonst gut ausgestatteten und gut gelegenen Räume erfolgen, so daß die Bedienung der Maschine in sorgfältiger, einwandfreier Weise erfolgen kann. Das hat z. B. sofort einen wesentlichen Einfluß auf die Wahl der Steuerung. Man ist durch keinerlei äußere Rücksichten gebunden und kann sich aus der großen Zahl von Steuerungen diejenige auswählen, welche bei dem zur Verfügung stehenden Dampfdrucke, bei der gegebenen Größe und dem gegebenen Verwendungszwecke der Maschine den günstigsten Dampf- und Kohlenverbrauch zu erzielen verspricht. Auch bei dem ganzen Aufbau der Maschine ist man verhältnismäßig wenig beschränkt, falls nicht besondere Rücksichten auf vorhandene Räumlichkeiten zu nehmen sind.

Größe der Betriebsmaschinen. Was die Leistung solcher Betriebsmaschinen betrifft, so finden wir hier Größen von einigen wenigen Pferdestärken bis hinauf zu vielen Tausenden von Pferdestärken. Allerdings ist hervorzuheben, daß kleinere Betriebsmaschinen in neuerer Zeit wohl immer seltener werden, da sie durch die in Anschaffung und im Betriebe billigeren, einfacher zu bedienenden und geringeren baulichen Beschränkungen unterliegenden Gasmaschinen verdrängt werden. Größere Leistungen finden sich in Einheiten bis hinauf zu 6000 PS und darüber, jedoch ist auch hier wieder zu bemerken, daß die Kolbendampfmaschine als Betriebsmaschine für elektrische Zentralen — und für solche kommen derartig große Leistungen ausschließlich in Betracht — in neuerer Zeit vollständig durch die gerade zum Dynamoantrieb weit geeignetere Dampfturbine verdrängt worden ist.

Kleine Maschinen. Je kleiner die Maschine ist, um so einfacher muß die ganze Bauart sein, um so einfacher die Steuerung, und wenn insolgedessen der Dampfverbrauch an sich auch etwas höher wird, als dies bei einer vollkommeneren Bauart der Fall wäre, so ist eben doch in Betracht zu ziehen, daß höhere Anlage-, Verzinsungs- und Tilgungskosten dieser vollkommeneren Anlage die hier vergleichsweise geringen Vorteile eines günstigeren Dampfverbrauches und Kohlenverbrauches wahrscheinlich wieder aufheben würden. Auch etwaige Wünsche bezüglich der äußeren Gestaltung der Maschine werden häufig zurücktreten müssen und zurücktreten können gegenüber dem Vorteile, der sich durch die Gelegenheit zu billigerem Ankauf einer Maschine bietet. Leider ist man in dieser Beziehung in Deutschland noch immer viel schwerfälliger als z. B. in Amerika, wo einzelne Fabriken ganz wenige Gattungen und Größen von Maschinen, diese aber natürlich dafür um so billiger

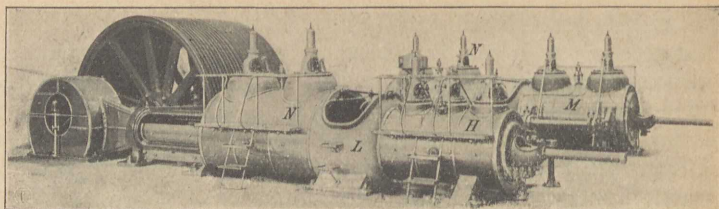


Abb. 84.

herstellen, während der Abnehmer seine Wünsche bezüglich der äußeren Gestaltung der Maschine gern zurücktreten läßt gegenüber dem Vortheile ihres billigeren Preises.

Große Maschinen. Je größer die Maschine wird, um so mehr treten alle anderen Forderungen zurück gegenüber der Forderung eines möglichst geringen Dampfverbrauches. Hier ist die vollkommenste Bauart, die sorgfältigste Ausführung, die beste Steuerung eben gerade gut genug. Hier wird der gegebene Fall sein, von all den Hilfsmitteln Gebrauch zu machen, welche die neuzeitliche fortgeschrittene Werkstattechnik, die neuesten Ergebnisse theoretischer Forschung, die neuesten Erfahrungen dem Ingenieur an die Hand geben: hohe Dampfspannung mit hoher Dampfüberhitzung, weitgehende Dampfdehnung in mehreren Stufen, gute Kondensationsanlage, vollkommenste Steuerung mit vorzüglicher Regulierfähigkeit werden hier am Platze sein. Hier können Bruchteile von Kilogrammen Kohle, die bei einer besseren Maschine für jede PS-st erspart werden, in kurzer Zeit die höheren Anschaffungskosten für diese bessere Maschine wieder einbringen.

Abb. 84 zeigt den allgemein üblichen Aufbau ganz großer Betriebsmaschinen nach einer Ausführung von Gebrüder Sulzer in Winterthur. Es ist eine zweikurbelige Maschine mit dreistufiger Dampfdehnung. Der Niederdruckzylinder ist in zwei Teile *N* zerlegt, welche sich aus den auf S. 16 angegebenen Gründen vorn an der Geradföhrung befinden. Hinter dem Niederdruckzylinder ist auf der einen Kurbelseite der Hochdruckzylinder *H*, auf der anderen Seite der Mitteldruckzylinder *M* angeordnet. Die Maschine dient zum Antriebe einer großen Spinnerei, deren Triebwerkswellen von dem als Seilscheibe ausgebildeten Schwungrade der Maschine mit Hilfe von Hanfseilen angetrieben werden (s. des Verf. „Maschinenelemente“ [AMG Bd. 301]).

Zweites Kapitel.

Lokomobilen.

Bauarten. Eine besondere Art von Betriebsmaschinen stellt die Lokomobile dar. Sie entstand aus den Bedürfnissen des landwirtschaftlichen Betriebes und war daher in ihren ersten Ausführungen eine Maschine, die wirklich loco mobile war, d. h. auf Rädern aufgebaut war und je nach Bedarf bald hierhin, bald dorthin gefahren werden konnte. Diesem besonderen Verwendungszwecke mußte der ganze Aufbau der Maschine entsprechen. Sie bestand also und besteht zum Teil noch heute aus einem Kessel, welcher auf Räder gesetzt ist und auf welchem obendrauf die Dampfmaschine mit allen ihren Teilen angeordnet ist. Maschinen sowohl wie Kessel mußten dabei natürlich von möglichster Einfachheit sein, da unter Umständen für ihre Bedienung nur wenig fachmännisch gebildete Kräfte zur Verfügung standen und bei dem fortwährenden Hin- und Herschaffen, zum Teil auf schlechten Wegen, und bei der Notwendigkeit, unter Umständen im Freien bei Wind und Wetter arbeiten zu müssen, jede umständliche und verwickelte Bauart zu häufigen Betriebsstörungen führen mußte.

Aus diesen schwierigen Betriebsbedingungen heraus entstand die heutige Lokomobile. Allerdings versteht man darunter heute ja nicht mehr ausschließlich solche Maschinen, die wirklich bald hier, bald dort aufgestellt werden sollen, vielmehr hat sich der Name heute als Bezeichnung für eine Maschinengattung entwickelt, bei welcher allgemein Kessel und Maschine ein eng zusammengehöriges Ganzes bilden. Von der großen Einfachheit ist freilich heute zum Teil nur noch wenig übriggeblieben, wenn man die Lokomobilen von vielen hundert, ja sogar von 1000 Pferdestärken ansieht, wie sie heute bereits gebaut werden.

Betriebseigenschaften. Bei allen neueren Lokomobilen wird gerade so wie bei den früher besprochenen Betriebsmaschinen, die man dann wohl im Gegensatz zu Lokomobilen als ortsfeste Maschinen zu bezeichnen pflegt, von allen den oben S. 80 erwähnten Hilfsmitteln Gebrauch gemacht, die einen geringen Dampf- und Kohlenverbrauch erwarten lassen. Dabei tritt nun die eigentümliche Erscheinung zutage, daß gerade mit solchen neuzeitlichen Lokomobilen die günstigsten Dampf- und Kohlenverbrauchszahlen festgestellt werden konnten, die überhaupt jemals an Dampfmaschinen erzielt wurden. So wurde z. B. im Jahre 1909 bei

einer Heißdampflokobile der Firma R. Wolf in Magdeburg-Buckau, die noch dazu nur eine Nennleistung von 100 PS hatte, durch den Berliner Dampfkesselrevisionsverein ein Kohlenverbrauch von nur 0,404 kg für die Nutzpferdestärkenstunde festgestellt, d. h. ein Verbrauch, wie er selbst bei den größten, bestausgeführten ortsfesten Kolbendampfmaschinen bis heute noch niemals erzielt werden konnte. Der Grund für diese eigentümliche Erscheinung liegt aber — abgesehen natürlich von vollkommener Ausführung — gerade in dem engen Zusammenbau von Kessel und Maschine, wodurch alle die Verluste vermieden werden, die sonst bei getrenntem Aufbau von Maschine und Kessel durch die Fortleitung des Dampfes selbst in den besteingehüllten Rohrleitungen unvermeidlich sind.

Es zeigt sich freilich wohl auch hier der große Vorteil, der darin besteht, daß einzelne Fabriken eine bestimmte Maschinengattung als ihr Sondergebiet ansehen und eben ausschließlich oder fast ausschließlich diese Maschinengattung bauen. Der Bau von Lokomobilen ist heute auch in Deutschland das Arbeitsgebiet nur ganz weniger großer Firmen, die aus der anfänglich, fast könnte man sagen, rohen Maschine in jahrzehntelanger unermüdlicher Arbeit eine Maschine geschaffen haben, die heute durch ihre vielseitige Verwendbarkeit und ihre große Wirtschaftlichkeit zu den besten Kraftmaschinen gehört, die wir überhaupt besitzen. So dürfte es denn nicht wunderlich sein, daß Lokomobilen sich heute als Betriebsmaschinen in fast allen Zweigen der Technik vorfinden, nicht zum wenigsten in elektrischen Zentralen, namentlich dann, wenn es bei teureren Brennstoffen auf möglichst geringen Kohlenverbrauch ankommt. Daneben aber wird es immer ein Vorteil der Lokobile bleiben, daß sie eben wirklich als Maschine gebaut und verwendet werden kann, die loco mobile ist, und zwar nicht nur in landwirtschaftlichen Betrieben, sondern auch dann, wenn es sich darum handelt, rasch und vielleicht nur für wenige Tage oder gar Stunden an irgendeinem Orte eine Betriebskraft aufzustellen. Wie manche schwere Betriebsstörung in einer Fabrik ist schon durch rasches Herbeischaffen einer Lokobile beseitigt worden, wie manche durch plötzlichen Wolkenbruch oder Dammbbruch ersoffene Baugrube usw. ist schon durch eine gerade verfügbare Lokobile und angehängte Zentrifugalpumpe in wenigen Stunden wieder benutzbar geworden.

Der Nachteil einer durch eine Lokobile gebildeten Kraftanlage besteht eigentlich nur darin, daß Maschine und Kessel sich in einem und

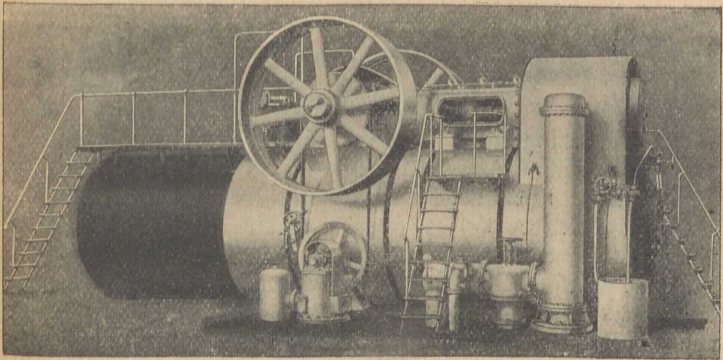


Abb. 85.

demselben Raume befinden, was für die Sauberhaltung der Maschine meist nicht sehr vorteilhaft ist, sowie ferner in dem Umstand, daß Kessel und Maschine eben ein untrennbares Ganzes bilden, so daß z. B. bei notwendig werdenden Ausbesserungen am Kessel sofort auch der Maschinenbetrieb eingestellt werden muß, während bei ortsfesten Maschinen meist schon von vornherein ein Aushilfskessel für solche Fälle vorhanden ist.

Ausführungsbeispiel. Abb. 85 zeigt eine neuere Ausführungsform einer Lokomobile der Firma R. Wolf in Magdeburg-Buckau, wie sie für große Leistungen, etwa in den Grenzen von 250—500 PS gebaut wird. Die Maschine arbeitet als Verbundmaschine mit hochüberhitztem Dampfe. Die Feuerstelle befindet sich auf dem in der Abbildung rechts befindlichen Ende des Kessels. Die Feuergase gehen von rechts nach links durch den Kessel hindurch, umspülen die in dem hinteren, dunkel gestrichenen Teile des Kessels liegenden Dampfüberhitzerrohre und werden dann nach unten durch einen gemauerten Kanal in einen Schornstein geleitet. Die Maschine ist, wie gesagt, eine Verbundmaschine: der Hochdruckzylinder befindet sich auf der dem Beschauer abgewendeten (hinteren) Seite; der aus dem vorn liegenden Niederdruckzylinder kommende Dampf umspült zunächst ein in dem großen senkrechten Rohre befindliches Rohrbündel, durch welches das Kesselspeisewasser hindurchgedrückt wird (den Kesselspeisewasservormärmer), und tritt dann von da in das kleinere darunter befindliche querliegende Rohr, den Einspritzkondensator. Unterhalb des vorn liegenden Schwungrades befinden sich Maßluftpumpe und Kesselspeisepumpe und werden durch einen Riemen von der Hauptwelle angetrieben.

Drittes Kapitel.

Lokomotiven.

Betriebsbedingungen. Mit der Lokomotive verwandt, nicht nur dem Namen nach, sondern in gewissem Sinne auch nach Bau und Verwendungszweck ist die Lokomotive. Auch sie könnte ja im besten Sinne des Wortes als loco mobile bezeichnet werden; auch hier bilden Kessel und Maschine ein untrennbares Ganzes, auch hier tritt bei Kessel und Maschine die Forderung auf: möglichst einfache Bauart, die selbst starken Stößen gewachsen ist und die es gestattet, auch in Sturm und Wetter und selbst bei starker Verschmutzung den Betrieb in vollem Umfange aufrechtzuerhalten. Aber nicht nur das! Bei der Lokomotive treten noch eine Reihe anderer erschwerender Umstände und Betriebsbedingungen hinzu. Ein solcher erschwerender Umstand ist z. B. die starke räumliche Beschränkung, die dem Erbauer auferlegt ist, einmal durch die vorgeschriebene Spurweite und zweitens, damit zusammenhängend, durch das zur Verfügung stehende sogenannte Normalprofil, d. h. diejenige Querschnittsfläche von bestimmter vorgeschriebener Gestalt, über deren Ränder kein Teil eines Eisenbahnfahrzeuges hinausragen darf.

Ein weiterer großer Übelstand sind die harten Betriebsbedingungen, welchen die Steuerung der Maschine genügen soll. Der mitzunehmende Wasservorrat ist naturgemäß beschränkt, die Maschine soll also möglichst geringen Dampfverbrauch haben. Dabei ist aber die Anwendung von Kondensation natürlich ausgeschlossen, und nun muß die Steuerung auch noch so beschaffen sein, daß sie verschiedene Umlaufsrichtungen der Maschine ermöglicht, denn eine Lokomotive muß ja nicht bloß vorwärts, sondern auch rückwärts fahren können. Die Steuerung muß es ferner ermöglichen, dem Zylinder bald sehr große, bald sehr kleine Füllungen zu geben, denn bald soll die Lokomotive einen schweren Eisenbahnzug eine steile Rampe hinaufziehen, bald soll sie in ebener oder talwärtsgerichteter Fahrt längere Zeit eine ganz geringe Kraft ausüben, und bei allen diesen schweren Anforderungen darf die Steuerung nichts weniger als empfindlich sein, muß sie doch selbst unter den ungünstigsten Betriebsbedingungen, bei heftigen Stößen, bei Regen und Schnee und bei starker Verschmutzung gleich anstandslos arbeiten.

Einzelnheiten des Aufbaues. Man erkennt, wie schwer es sein wird, allen diesen Bedingungen zu entsprechen. Feinfühligke Präzisionssteue-

rungen sind hier nicht zu brauchen, meist sind es vielmehr die einfachsten Steuerungsarten, der gewöhnliche Muschelschieber oder der Triefische Kanalschieber, welche in Verbindung mit einer einfachen Kulissensteuerung verwendet werden. Erst in neuerer Zeit, wo die von der Lokomotive verlangten Leistungen immer bedeutendere geworden sind, die Stärke der Wellen daher immer mehr zugenommen hat, sind andere einfache Umsteuerungen, wie z. B. die Heufingersteuerung erdacht worden, bei welcher die Verwendung von Exzentern vermieden ist.

Den Forderungen eines geringen Dampfverbrauches stand man bei den erwähnten schwierigen Betriebsbedingungen lange Zeit ziemlich ratlos gegenüber. Die Anwendung der mehrstufigen, mindestens zweistufigen Dampfdehnung bot nämlich bei Verwendung von nur zwei Zylindern eine eigenartige Schwierigkeit. Wir wollen uns dabei erinnern, daß bei zweistufiger Dampfdehnung der Dampf nicht gleichzeitig in beide Zylinder eintritt, sondern erst in den Hochdruckzylinder, von da in den Zwischenbehälter, den Aufnehmer, und dann erst in den Niederdruckzylinder strömt. Da nun die Kurbeln der beiden Zylinder aus früher besprochenen Gründen um 90° versetzt sein müssen, so mußte sehr häufig der Fall eintreten, daß die Maschine so stehengeblieben war, daß einer der beiden Kolben in seiner Totlage stand, für eine Drehung der Kurbel also nicht in Betracht kam. Jetzt können aber folgende zwei Möglichkeiten eintreten: Stand der Niederdruckkolben in seiner Totlage, so war unter Umständen der kleinere Hochdruckkolben allein nicht imstande, einen schweren straffgekuppelten Personenzug in Bewegung zu setzen. Stand dagegen der Hochdruckkolben in der Totlage, so war ohne besondere Vorrichtungen ein Anfahren wiederum nicht möglich, da ja bei der Verbundmaschine der Dampf immer erst durch den Hochdruckzylinder hindurch muß, wo aber bei der Totlage des Hochdruckkolbens die Steuerung den Dampf nicht hindurchließ. So mußten denn erst verwickelte Anfahrvorrichtungen erdacht werden, und da jede verwickelte Vorrichtung auf Lokomotiven aus den oben erwähnten Gründen an sich schon vom Übel ist, so dürfte es nicht verwunderlich sein, daß die Einführung der Verbundwirkunge eigentlich erst dann einen nennenswerten Er-

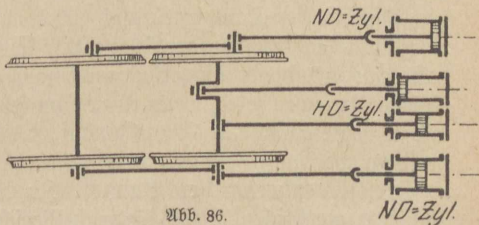


Abb. 86.

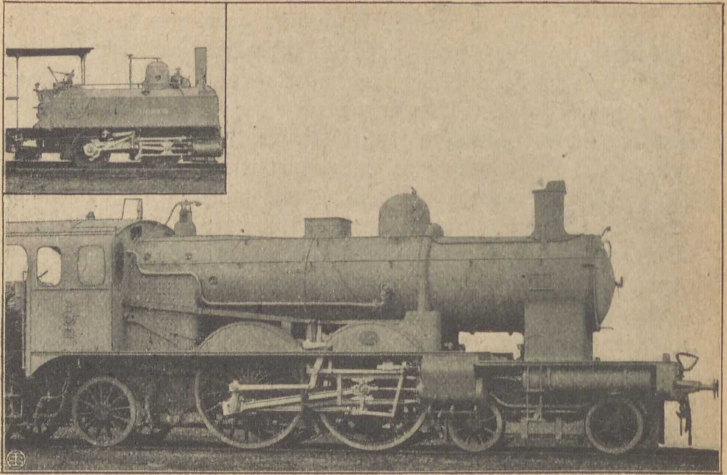


Abb. 87.

folg hatte, als man sich entschloß, für große Leistungen vierzylindrige Lokomotiven zu bauen, so daß also gewissermaßen auf jeder Seite der Lokomotive sich eine vollständige Verbundmaschine befand. Abb. 86 zeigt z. B. die Anordnung der Zylinder bei einer solchen vierzylindrigen Lokomotive nach einer Skizze aus Matschoß, Die Entwicklung der Dampfmaschine, Berlin, J. Springer.

Heißdampflokomotiven. Ein großer Fortschritt in der Verringerung des Dampfverbrauches war es dann, als es gelang, auch bei Lokomotiven hochüberhitzten Dampf zu verwenden. Es stellte sich heraus, daß man in diesem Falle mit einstufiger Dampfdehnung, also mit einer gewöhnlichen Zwillingmaschine etwa dieselben Erfolge erzielte wie unter Verwendung gesättigten Dampfes mit einer zweistufigen Maschine. Daß bei vierzylindriger zweistufiger Dampfdehnung und hochüberhitztem Dampfe der Dampfverbrauch sich noch weiter erniedrigte, bedarf wohl kaum der Erwähnung. Aber ebenso selbstverständlich dürfte es sein, daß man von dieser immerhin nicht ganz einfachen Bauart nur dann Gebrauch machen wird, wenn es sich um sehr große Leistungen handelt, wie sie heute manchmal — bis hinauf zu 500 PS — von Lokomotiven verlangt werden.

Verschiedenheiten der Bauart. Zu allen diesen Schwierigkeiten kommt nun endlich auch noch die große Verschiedenheit in den Ansprüchen,

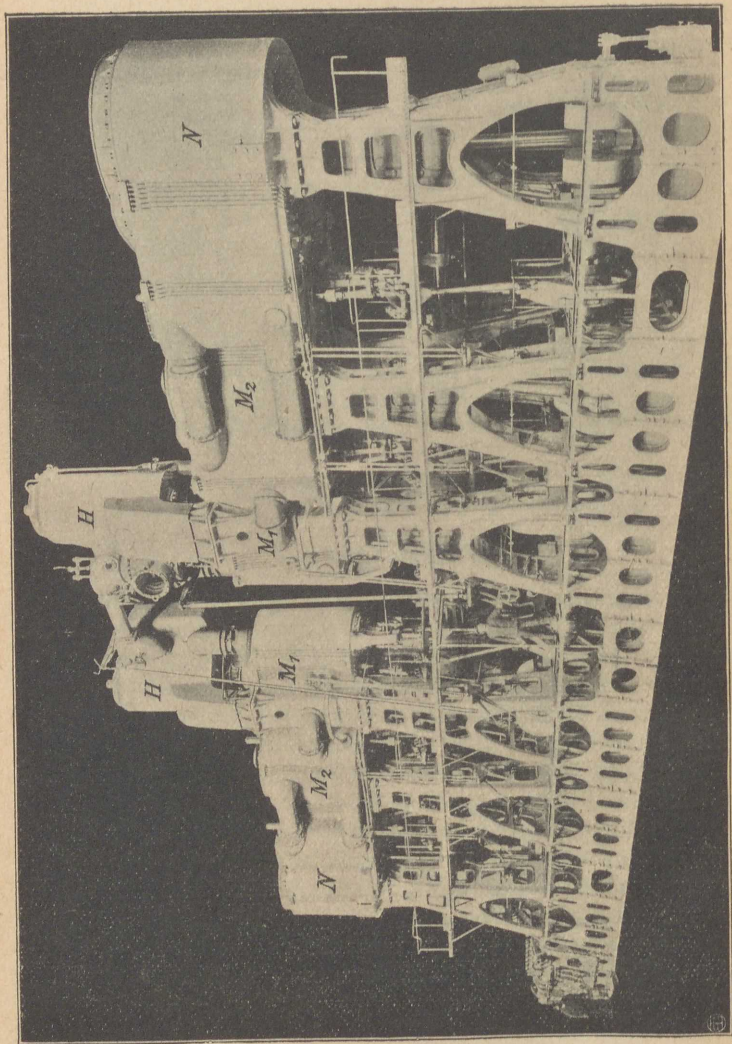
die in den einzelnen Fällen an die Lokomotiven gestellt werden. Eine Schnellzugslokomotive hat wesentlich andere Bedingungen zu erfüllen als eine schwere Güterzugslokomotive, eine Güterzugslokomotive wieder andere als eine Verschiebelokomotive und so weiter fort. Man denke nur an die vielen noch übrigen Arten, wie Lokomotiven für Nebenbahnen, Bahnradbahnen, Kleinbahnen, Industriebahnen usw., und man wird erkennen, welche Schwierigkeiten es machen muß, neben all den übrigen oben erwähnten schweren Betriebsbedingungen auch noch diese Bedingungen für die einzelnen Verwendungszwecke zu erfüllen. Sehr fesselnd in dieser Beziehung ist Abb. 87, welche zwei von der Elsäßischen Maschinenbaugesellschaft in Müllhausen (Elsaß) gebaute Maschinen in genauem Größenverhältnis darstellt. Die große Lokomotive ist eine vierzylindrige Verbund-Schnellzugslokomotive für sehr große Geschwindigkeiten und Züge von 300—400 t Gewicht, während die kleine eine Grubenmaschine von 670 mm Spurweite darstellt, die auf ebener Strecke nur Züge von etwa 50—60 t mit geringer Geschwindigkeit ziehen kann.

Viertes Kapitel.

Schiffsmaschinen.

Allgemeine Betriebsbedingungen. Eine Maschine, die ähnlich wie die Lokomotive eine Beförderung von Menschen und Frachtgütern von einem Orte zum anderen bewerkstelligt, ist die Schiffsmaschine. Und doch wie anders sind hier wieder die Betriebsbedingungen! Wohl das oberste Gesetz für die Schiffsmaschine, namentlich die der Handelsdampfer lautet: möglichst geringer Kohlen- und Dampfverbrauch; und daran anschließend ergibt sich die weitere wichtige Forderung: möglichst geringer Platzbedarf, möglichst geringe Gewichte.

Die Forderung möglichst geringen Kohlenverbrauches ist gerade für Schiffsmaschinen aus dem Grunde von so hervorragender Wichtigkeit, weil jede Ersparnis an Kohlen nicht nur eine Verbilligung der Betriebskosten zur Folge hat, sondern gleichzeitig den für die mitzunehmenden Kohlen erforderlichen Raum verkleinert, so daß entweder der Aktionsradius des Schiffes vergrößert wird, oder aber der ersparte Raum wieder zur Vergrößerung des Laderaumes oder zur Erhöhung der Zahl der mitzunehmenden Reisenden verwendet werden kann. Die Notwendigkeit der Forderung geringen Platzbedarfes und möglichst geringen Ge-



wichtiges ist demgemäß wohl ohne weiteres verständlich. Gerade bei Schiffen finden sich daher schon frühzeitig die Versuche einer möglichst günstigen Dampfausnützung durch weitgehende Dampfdehnung. Während man bei Landdampfmaschinen über dreistufige Dampfdehnung wohl kaum hinausgeht, hat man bei großen Schiffsmaschinen auch vierstufige Dampfdehnung angewendet.

Leistungen großer Schiffsmaschinen. Allerdings muß darauf hingewiesen werden, daß Leistungen, wie sie heute bei Schiffsmaschinen vorkommen, bei Landdampfmaschinen unbekannt sind. Die Kolbendampfmaschinen des früheren Schnelldampfers Kaiser Wilhelm der Große des Norddeutschen Lloyd's z. B. wiesen bei dreistufiger Dampfdehnung eine Leistung von 28 000 PS auf, die beiden Hauptmaschinen des Schnelldampfers Deutschland leisteten zusammen 37 000 PS — das Schiff ist in neuerer Zeit umgebaut worden —; von den beiden großen Hauptantriebsmaschinen des Schnelldampfers Kaiser Wilhelm II. leistet jede Doppelmaschine (Abb 88) bei vierstufiger Dampfdehnung etwa 20 000 PS, die ganze Maschinenanlage zusammen also 40 000 PS. Es sind dies auf einem engen Raume zusammengedrückte Leistungen, wie sie auf dem Lande nur in elektrischen Zentralen und auch da nur in Großstädten vorkommen, und man erkennt auch hier wieder, welche Rolle jeder Bruchteil eines für die Pferdestärken-Stunde ersparten Kilogramms Kohle für die Wirtschaftlichkeit solcher Schiffe spielt, braucht doch ein solcher neuzeitlicher Schnelldampfer täglich etwa 1000 t Kohlen, d. h. etwa den Inhalt zweier Güterzüge. Erwähnt muß freilich werden, daß heute für ganz große Schiffe die Kolbendampfmaschine nicht mehr in Frage kommt, sondern durch die Dampfturbine verdrängt ist (siehe d. Verf. „Wärmeleistungsmaschinen II“ [MtuG Bd. 86]).

Handelsschiffe und Kriegsschiffe. Bezüglich der Betriebsbedingungen bei Schiffsmaschinen ist noch hinzuweisen auf die Unterschiede, die sich aus der verschiedenen Gattung von Schiffen ergeben. Ganz wesentlich ist hier z. B. der Unterschied zwischen einem Handelsdampfer und einem Kriegsschiff, insbesondere einem Torpedoboote. Bei dem Handelsdampfer heißt es Geld verdienen, und da hier Geld bekanntlich gleichbedeutend ist mit Zeit, so folgt daraus, daß die Maschinen so gebaut sein müssen, daß sie das Schiff zwar dauernd mit möglichst großer Geschwindigkeit, gleichzeitig aber auch mit möglichst geringen Betriebskosten vorwärts bringen.

Anders dagegen bei einem Kriegsschiffe: Höchste Geschwindigkeit wird

hier nur ausnahmsweise verlangt, und zu den Zeiten, wo sie verlangt wird, spielt die Wirtschaftlichkeit eine vergleichsweise untergeordnete Rolle. Gerade auf Kriegsschiffen, insbesondere bei Torpedobooten kommt es aber darauf an, die Maschinen möglichst leicht zu machen und sie auf einen möglichst kleinen Raum unterzubringen, und so kann man finden, daß Maschinen für Handelsdampfer gleichwertige Kriegsschiffsmaschinen an Größe und an Gewicht um ein Mehrfaches übertreffen. Man erreicht diese kleineren Abmessungen und leichteren Gewichte bei Kriegsschiffsmaschinen einmal durch raschere Umdrehzahlen der Maschine (Leistung ist gleich Kraft mal Weg in der Zeiteinheit!), ferner aber dadurch, daß man in Fällen der vorübergehend verlangten größtmöglichen Geschwindigkeit durch große Füllungen, also schlechtere Dampfausnützung, sowie durch starke Beanspruchung aller Teile die Leistung der Maschine bis zu ihrem Höchstwerte steigert.

Daß demgegenüber Schiffsmaschinen von Handelsdampfern, welche dauernd, manchmal wochenlang ohne Pause, mit ihrer Höchstleistung arbeiten müssen, in allen Teilen wesentlich stärker ausgeführt sein müssen, bedarf danach wohl keiner Erklärung. So kommt es, daß, während auf neuzeitlichen großen Handelsdampfern die Maschinenanlage bei Kolbendampfmaschinen einschließlich Wasserrohrkesseln etwa 70 kg für die PS wiegt, die entsprechende Größe bei Torpedobooten heruntersinkt bis auf etwa 20 kg.

Besondere Eigenschaften. Vorzügliche Kondensation ist selbstverständlich eine unerläßliche Bedingung bei Schiffsmaschinen. Sie gestaltet sich hier insofern allerdings verhältnismäßig einfach, als Kühlwasser ja in unbegrenzten Mengen zur Verfügung steht. Infolgedessen und da es namentlich auf Dzeandampfern von größter Wichtigkeit ist, den niedergeschlagenen Dampf als Kesselspeisewasser wiederzugewinnen, finden sich bei Schiffen wohl durchgängig nur Oberflächenskondensatoren.

Eine wesentliche Rolle, noch mehr wie bei Landdampfmaschinen, spielt ferner bei Schiffsmaschinen der möglichst erschütterungsfreie Gang. Abgesehen davon, daß bei der Vermeidung von Erschütterungen auf Handelsdampfern das Fahren angenehmer ist, auf Kriegsschiffen die Treffsicherheit der Geschütze erhöht wird, ergibt sich auch schon eine größere Haltbarkeit der gesamten Verbände des Schiffes. Nun bietet gerade bei Schiffsmaschinen dieser Umstand insofern eine Schwierigkeit, als hier erstens wegen Ersparnis an Grundfläche nur stehende Maschinen verwendet werden können, bei welchen ohnedies, wie schon früher S. 13

bemerkt wurde, der geringeren Auflagerfläche wegen Erschütterungen leichter vorkommen können. Dann aber besteht ja hier das Fundament der Maschine stets aus mehr oder weniger elastischen Eisenteilen, welche infolge der dauernd gleichmäßigen Bewegung der Maschine sehr leicht selber in Schwingungen geraten können. Es hat lange Zeit gedauert, bis es, hauptsächlich auf Grund der Untersuchungen von Schlick (Schlicksche Massenausgleichung), gelang, durch bestimmte Abmessungen der Gestängeteile und durch gewisse Stellungen der Kurbeln zueinander diese Erschütterungen der Maschine fast vollständig zu beseitigen.

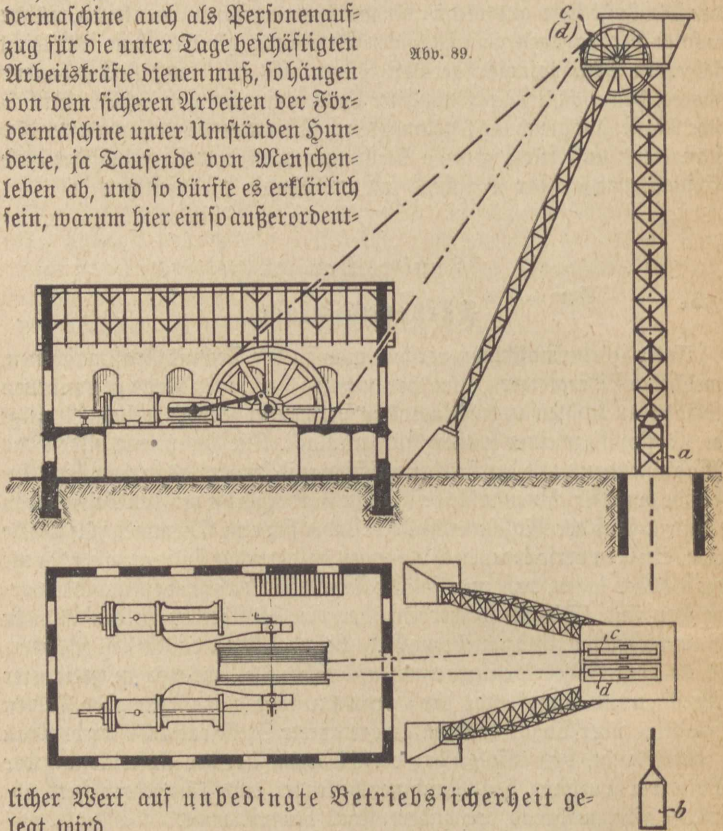
Fünftes Kapitel.

Fördermaschinen.

Unter Fördermaschinen versteht man in der Technik Kraftmaschinen, welche auf Bergwerken zum Herausheben der unter Tage gewonnenen Schätze an Kohlen und Mineralien verwendet werden. Abb. 89 zeigt die Gerippfskizze einer solchen Förderanlage. Die Hauptteile bilden das Maschinenhaus mit der Fördermaschine und ferner das in gewissem Abstände vom Maschinenhause befindliche Fördergerüst mit den Seilscheiben *c* und *d*. Auf der Maschinenwelle befindet sich eine Trommel, auf welche zwei Seile in verschiedenen Richtungen aufgewickelt sind; genauer könnte man daher sagen, daß zwei solcher Trommeln dicht nebeneinander vorhanden sind. Die Seile werden über die Seilscheiben in den Schacht hinuntergeleitet, und an ihrem Ende befindet sich je ein Gestell (Förderschale oder Förderkorb genannt; *a*, *b* Abb. 89), welches in geeigneter Weise „unter Tage“, wie der Bergmann sagt, mit Erzen oder Kohlen beladen, „über Tage“ dagegen an geeigneter Stelle entladen wird. Man erkennt leicht, daß infolge der verschiedenen Art der Aufwicklung der Seile bei Drehung der Maschinenwelle der eine Förderkorb stets abwärts geht, während der andere Korb heraufkommt.

Betriebsbedingungen. Sehr eigenartig und von den früher besprochenen Maschinengattungen fast durchweg abweichend sind die Betriebsbedingungen, unter welchen diese Maschinen zu arbeiten haben. Das Herstellen eines Schachtes kostet Geld, sehr viel Geld, manchmal Millionen von Mark, und so kommt es, daß an Fördermaschinen als Hauptanforderung die Bedingung gestellt wird: unbedingte Betriebssicherheit. Kommt die Maschine zum Stillstande, so stockt der

Betrieb auf dem ganzen Schachte, das Geldverdienen hört auf. Aber nicht bloß das! Da bei den immer tiefer werdenden Schächten die Fördermaschine auch als Personenaufzug für die unter Tage beschäftigten Arbeitskräfte dienen muß, so hängen von dem sicheren Arbeiten der Fördermaschine unter Umständen Hunderte, ja Tausende von Menschenleben ab, und so dürfte es erklärlich sein, warum hier ein so außerordent-



licher Wert auf unbedingte Betriebssicherheit gelegt wird.

Erst in zweiter Linie kommt hier die Betriebskostenfrage. Allerdings wurde früher in dieser Hinsicht ganz außerordentlich weit gegangen. Da der Brennstoff auf Kohlengruben als billig angesehen wurde, fragte man niemals, wieviel Dampf die Maschine für die Pferdestärken-Stunde brauchte. Erst in neuerer Zeit, als man bei den immer mehr zunehmenden Größen der Fördermaschinen und bei dem gesteigerten Wettbewerbe die Selbstkostenfrage mehr als bisher in Rücksicht zog, wurden

Untersuchungen darüber angestellt, und es ergaben sich dabei oft ganz ungeheuerliche, ja märchenhaft klingende Zahlen. Während man bei gewöhnlichen Betriebsdampfmaschinen von der Größe, wie sie bei Fördermaschinen üblich sind, Dampfverbrauchszahlen von 7—8 kg für die PS-st als regelrechte Werte ansieht, ergab sich selbst bei solchen Fördermaschinen, die bisher als gute Maschinen angesehen wurden, ein Dampfverbrauch von 50, 100, ja selbst von 150 und noch mehr Kilogramm für die PS-st. Heute dürften diese Zeiten allerdings endgültig vorbei sein. Unter entsprechender Berücksichtigung der bei Betriebsmaschinen gewonnenen Erfahrungen werden heute 15 und noch weniger Kilogramm für die PS-st von den Erbauern gewährleistet, 12 und noch weniger Kilogramm unter besonders günstigen Umständen erreicht.

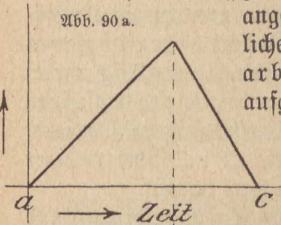
Arbeitsweise. Woher kam nun dieser hohe Dampfverbrauch, und durch welche Mittel gelang es, ihn heute so weit einzuschränken? Dazu dürfte es notwendig sein, sich zunächst einmal die Arbeitsweise einer solchen Fördermaschine klarzumachen. Auch hier heißt es: Zeit ist Geld. Das Herausholen der Lasten soll also möglichst rasch geschehen, die Maschine muß also auch möglichst rasch auf ihre Höchstgeschwindigkeit gebracht werden. Dabei ist aber während des Anfahrens der Maschine nicht bloß das Gewicht der Last zu heben, sondern es sind auch die gesamten schweren Massen: Förderlast, Seiltrommeln, das Tausende von Kilogrammen wiegende Förderseil, die Förderschalen, auf denen die aufzuziehenden Lasten stehen, usw. in Bewegung zu setzen, d. h. zu „beschleunigen“. Zu diesem Inbewegungsetzen (Beschleunigen) der Massen gehört aber — ganz abgesehen vom Heben der Lasten! — Kraft, die die Maschine muß also in den ersten Sekunden nach ihrem Anfahren eine außerordentlich hohe Leistung abgeben. Sind dann die Massen beschleunigt, so muß der Dampf auch wieder rechtzeitig abgesperrt werden, damit unter Ausnützung der erreichten lebendigen Kraft durch das „Auslaufen“ der Maschine die Last schließlich bis zu Tage gehoben wird.

Ein sehr übersichtliches Bild über diese Vorgänge erhält man, wenn man sich (Abb. 90 a) in einem Netze rechtwinkliger Geraden auf der Wagerechten die Zeit aufträgt, welche vom Anfahren der Maschine bis zum Ankommen der Last an der Entladestelle über Tage verstreicht, auf der Senkrechten dagegen die Geschwindigkeiten der Last in jeder dieser Zeiteinheiten. Man sieht: in dem hier als Beispiel angenommenen Falle geht die Last, infolge der fortdauernden Einwirkung der Kraftmaschine, immer rascher, die Geschwindigkeit nimmt gleichmäßig

zu bis etwa zur Hälfte der Zeit; dann wird der Dampf abgestellt, die Maschine läuft ohne Zutritt von Dampf leer, sie geht also immer langsamer, und es ist hier angenommen, daß das Abstellen des Dampfes so rechtzeitig erfolgte, daß die Maschine gerade stehenbleibt, wenn die Last an der „Hängebank“, d. h. an der Entladestelle über Tage angekommen ist. Abb. 90 b gibt noch ein anschauliches Bild über die Verteilung der Maschinenarbeit auf diese Zeit. Auf der Senkrechten ist hier aufgetragen die Leistung in PS, welche die Zylinder der Maschine in jedem Augenblick hergeben müssen. Leistung ist gleich Kraft mal Weg in der Zeiteinheit (s. d. Verf. „Dampfmaschine I“ [MUG Bd. 393 Abschn. I]). Da die Maschine bis zur Mitte der Zeit immer

Abb. 90 a.

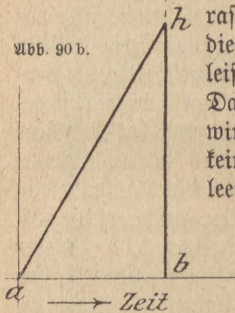
Lastgeschwindigkeit



rascher laufen soll, steigt mit der Geschwindigkeit auch die Anzahl der Pferdestärken, welche die Maschine leisten muß, bis etwa zur Mitte (Punkt b , Abb. 90 b). Da hier aber der Dampf plötzlich abgesperrt wird, wird auch von den Kolben der Maschine von jetzt ab keine Arbeit mehr geleistet, die Maschine läuft jetzt leer mit, und die lebendige Kraft, die den obengenannten Massen von der Maschine während der Zeit ab mitgeteilt wurde, wird nun auf dem Rest des Weges allmählich zur weiteren Lasthebung wieder aufgezehrt. Arbeit wird also

Abb. 90 b.

Pferdestärken



von der Maschine, genauer gesagt von den Kolben der Maschine nur während der Zeit ab geleistet.

Bis die heraufgeholtte Last oben fortgenommen ist, die neue Last auf die unten angekommene zweite Förderschale aufgeschoben ist, vergeht eine gewisse Zeit, dann beginnt der in Abb. 90 a und 90 b dargestellte Vorgang von neuem; man erhält also bei regelrechtem Betriebe von dem Arbeiten der Maschine ein Bild, wie es Abb. 91 darstellt.

Gründe für hohen Dampfverbrauch. Die Abbildung läßt deutlich erkennen, daß eine Fördermaschine in einer Weise arbeitet, wie dies bei keiner der bisher besprochenen Gattungen von Maschinen der Fall war. Man könnte diese Art zu arbeiten mit dem fortwährenden Auftreten von Explosionen vergleichen. Wie man sieht (Abb. 90 b), muß die Maschine stark genug sein, um die Höchstleistung bh herzugeben, dabei wird

aber diese Höchstleistung von ihr immer nur während eines verschwindend kleinen Bruchteils der Arbeitszeit verlangt. Es ergeben sich demgemäß immer sehr große Zylinder, die sich während der verhältnismäßig langen Zeit, wo kein Dampf in sie hineinkommt, stark abkühlen, so daß dann der frisch eintretende Dampf durch Berührung mit den abgekühlten Wandungen starke Verluste an Temperatur, damit an Spannung und damit auch an Arbeitsfähigkeit erleiden muß. Dieses stoßweise Arbeiten

mit den unvermeidlichen Abkühlungsverlusten ist der Hauptgrund für den hohen Dampfverbrauch solcher Fördermaschinen.

Dazu kommen aber noch andere Gründe. Daß eine Fördermaschine immer

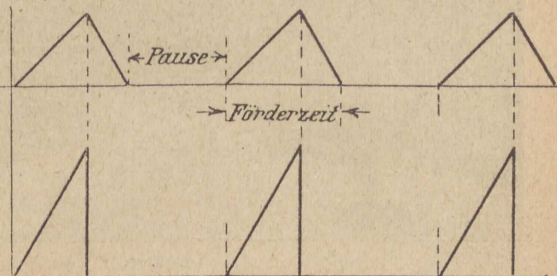


Abb. 91.

mindestens zwei Zylinder haben muß, mit um 90° gegeneinander versetzten Kurbeln, um aus jeder Stellung anfahren zu können (s. S. 5), bedarf wohl kaum einer Erwähnung. Die Anwendung der Verbundwirkung bei einer solchen zweizylindrigen Maschine bietet aber genau dieselben Schwierigkeiten, wie sie oben bei Lokomotiven (s. S. 85) besprochen wurden, und zwar sogar noch in erhöhterem Maße. Die Zeitdauer für das Arbeiten des Dampfes im Zylinder der Fördermaschine, also die Strecke ab (Abb. 90 b), beträgt nämlich selten mehr als Bruchteile einer Minute. Ehe also nach Abstellen einer Anfahrvorrichtung der Vorteil der Verbundwirkung richtig erreicht werden kann, muß der Dampf schon wieder abgestellt werden, und so ist es auch erklärlich, daß auch bei der Fördermaschine Verbundmaschinen nur in der Form von Zwillinge-Reihen-Verbundmaschinen, natürlich nur bei großen Leistungen, Verwendung finden.

Ähnliche Schwierigkeiten bieten sich gegenüber einem anderen Mittel zur Erzielung geringeren Dampfverbrauches, nämlich gegenüber der Anwendung von Kondensation. Es sei hier nur auf die S. 65 gemachten Bemerkungen verwiesen, aus denen hervorgehen dürfte, daß auch hier die Anwendung von Kondensation nur bei Vorhandensein einer Zentralkondensation möglich ist.

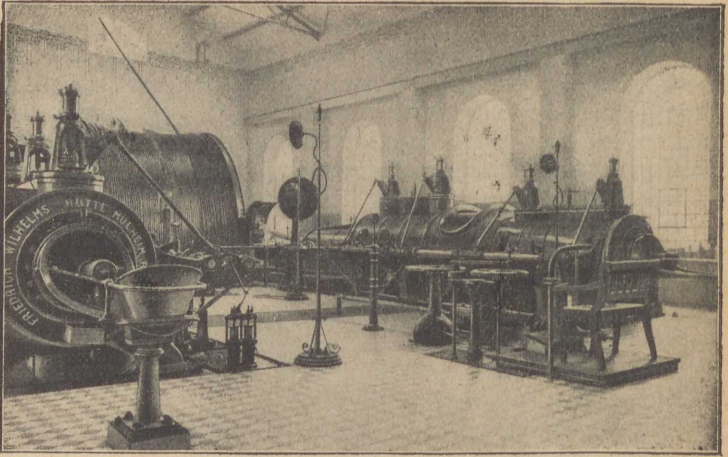


Abb. 92.

Neuzeitliche Fördermaschinen. Erst durch die Ausnützung aller der früher besprochenen Hilfsmittel zur Erzielung geringen Dampfverbrauches: hohe Dampfspannung, hohe Dampfüberhitzung, mehrstufige Dampfdehnung, gute Kondensation, vorzügliche Steuerung — gegebenenfalls unter entsprechender Anpassung an die Betriebsbedingungen der Fördermaschinen — ist es in neuerer Zeit möglich geworden, die früher als unvermeidliches Übel angesehenen hohen Dampfverbrauchszahlen auf ein erträgliches Maß zurückzuführen. Immer tiefer werden in neuerer Zeit die Schächte: 1100 m sind heute schon in Westfalen erreicht und überschritten. In Amerika kommen Schächte von nahe an 2000 m Tiefe vor. Es ist einleuchtend, daß nur durch gewaltige Maschinen eine wirtschaftliche Ausnützung solcher tiefer Gruben möglich ist. Trotzdem müssen derartige Ungeheuer von Maschinen sozusagen lenksam sein wie ein kleines Kind, ihre Betriebssicherheit muß über jeden Zweifel erhaben sein, ihr Dampfverbrauch muß sich in bescheidenen Grenzen halten; fürwahr Betriebsbedingungen, wie sie gleich schwierig wohl bei keiner anderen Maschinengattung vorkommen. Abb. 92 zeigt eine große Zwillings-Reihen-Fördermaschine für die Zeche Friedrich der Große bei Herne, gebaut von der Friedrich-Wilhelms-Hütte in Mühlheim (Ruhr). Nach Art neuzeitlicher Ventilmaschinen sind die Einlaßventile oben auf dem Zylinder, die Auslaßventile unter dem Zylinder angeordnet und werden durch

unrunde Scheiben unter Zuhilfenahme der in der Abb. 92 sichtbaren Stangen gesteuert, in der Art etwa, wie dies Abb. 53 S. 40 für ein Auslaßventil angibt. Die Maschine ist dazu bestimmt, Lasten bis zu 3300 kg aus einer Tiefe von 550 m mit einer Höchstgeschwindigkeit von 20 m/sec zu heben.

Sechstes Kapitel.

Walzenzugsmaschinen.

Walzwerke. Unter Walzenzugsmaschinen versteht man Maschinen zum Antriebe der sogenannten Walzenstraßen, das sind Vorrichtungen, welche dazu dienen, aus großen, in glühendem Zustande befindlichen Stahlblöcken Träger, Schienen, Flacheisen u. dgl. herzustellen. (Vgl. Wedding, Das Eisenhüttenwesen [MuG Bd. 20].) Dabei gibt es zwei große Klassen solcher Walzwerke: Die einen sind so eingerichtet, daß die Walzen ständig in derselben Richtung umlaufen — sie werden meist dann verwendet, wenn es sich darum handelt, Eisenstäbe oder Schienen von geringerem Querschnitt herzustellen —, während die anderen, die sogenannten Umkehrstraßen oder Reversierwalzwerke, dazu dienen, die ganz schweren Blöcke in Schienen und Träger von großem Querschnitt auszuwalzen. Die Einrichtung dieser Umkehrstraßen ist im wesentlichen derart, daß die von der Maschine in Umdrehung versetzten Walzen den schweren Stahlblock langsam erfassen und ihn dann auf seinem Wege durch die Walzen stark zusammenpressen. Ist der Block hindurchgegangen, so wird die Maschine stillgesetzt, umgesteuert, die Walzen drehen sich nach der entgegengesetzten Seite, und der von ihnen aufs neue erfaßte Block wird unter weiterem Zusammenpressen durch sie hindurchgezogen usw.

Betriebsbedingungen. Dementsprechend unterscheidet man nun auch zwei Hauptklassen von Walzenzugsmaschinen. Diejenigen Maschinen, welche die ständig in derselben Richtung umlaufenden Walzenstraßen antreiben, unterscheiden sich in ihren Betriebsbedingungen nicht sehr wesentlich von anderen Betriebsmaschinen. Ihr Hauptmerkmal ist ein sehr schweres Schwungrad, welches deshalb vorhanden sein muß, weil in dem Augenblicke, wo der Block von den Walzen erfaßt wird, der von der Maschine zu überwindende Widerstand plötzlich stark ansteigt, so daß die in dem Schwungrade aufgespeicherte Energie mithelfen muß, diesen Widerstand zu überwinden.

Ganz wesentlich anders dagegen steht es mit der zweiten Gattung

von Maschinen, die man wegen der von ihnen angetriebenen Walzen meist selber als Umkehr- oder Reversiermaschinen zu bezeichnen pflegt. Die Betriebsbedingungen dieser Umkehrmaschinen erinnern in mancher Beziehung an die der Fördermaschinen. Auch hier findet, wie bei Fördermaschinen, die Arbeitsabgabe in fortwährenden kurzen, mit Pausen unterbrochenen Zwischenräumen statt, jedoch ist die Art der Arbeitsabgabe hier eine wesentlich andere, und die Betriebsbedingungen sind hier innerhalb eines kurzen Zeitraumes vielleicht noch schwierigere als bei der Fördermaschine. Nähert sich nämlich der Block den Walzen, so muß die Maschine ganz langsam in Gang gesetzt werden, was bei den meist riesigen Abmessungen dieser Maschinen und dem vorläufig ja noch fehlenden Widerstande nicht ganz einfach ist. Sowie aber der Block an die Walzen herangekommen ist, muß die Maschine ganz plötzlich eine sehr große Kraft ausüben können, um den Block zu erfassen und unter starkem Zusammendrücken durch die Walzen hindurchzubringen. In demselben Augenblicke jedoch, wo der Block die Walzen verläßt, muß auch die Leistung der Maschine sofort wieder energisch verringert werden, da die Maschine ja sonst bei dem plötzlichen Aufhören des Widerstandes einfach durchgehen würde. Dieses Spiel wiederholt sich nun so lange, bis der Block fertig ausgewalzt ist, in mehreren durch kurze Pausen unterbrochenen Abschnitten.

Aufbau von Umkehrmaschinen. Man erkennt, daß auch hier die Maschine ihrem Führer sozusagen aufs Wort gehorchen muß; und daß das nicht immer ganz einfach ist, ergibt sich aus den zum Teil gewaltigen Abmessungen solcher Maschinen, deren Leistungen an diejenige großer Schiffsmaschinen mitunter nahe heranreichen. So hat z. B. die Firma Ehrhardt & Sehmer in Saarbrücken für ein italienisches Walzwerk eine solche Umkehrwalzenzugmaschine geliefert, welche 26 000 PS leisten soll und wohl zu den stärksten bisher überhaupt gebauten Kolbenmaschinen gehört, wenn man von den aus mehreren Einzelmaschinen zusammengesetzten Schiffsmaschinenanlagen absieht.

Daß auch bei diesen Maschinen der Dampfverbrauch verhältnismäßig groß sein muß, ergibt sich aus den bei den Fördermaschinen angestellten Betrachtungen, da ja hier die Verhältnisse ganz ähnlich liegen. Verbundwirkung findet sich aus den früher angegebenen Gründen wohl meist nur in der Form von Zwillinge-Reihen-Verbundmaschinen. Sehr häufig ist bei Umkehrwalzwerken die Anwendung von Drillingsmaschinen (s. Abb. 3 der Tafel S. 8), um bei den großen im langsamen Gange auszu-

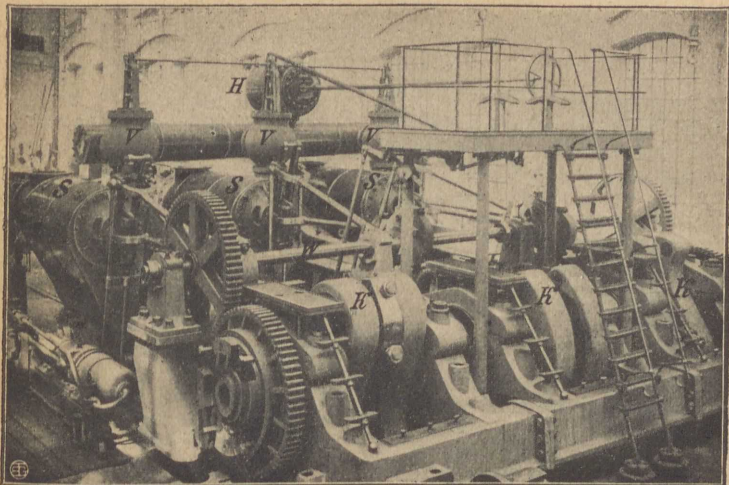


Abb. 93.

übenden Kräften — nämlich beim Erfassen des Blockes — eine möglichst gleichbleibende Drehkraft zu bekommen. Bei sehr großen Leistungen ist man wohl sogar zu Drillings-Reihen-Verbundmaschinen übergegangen.

Abb. 93 zeigt eine große Drillingsmaschine, gebaut von Gebrüder Klein in Dahlbruch. Die drei Kurbeln befinden sich an den Stellen K. Die Exzenter zum Antriebe der Kulisfensteuerung befinden sich hier auf einer Hilfschwelle W, welche durch die in der Abbildung links sichtbaren großen Zahnräder von der Hauptwelle in Umdrehung gesetzt wird. Die drei in der Abbildung sichtbaren Zylinder S sind die Gehäuse für die Kolbenschiebersteuerung der drei darunter befindlichen Dampfzylinder, H ist das Hauptabsperrventil für die in der Abbildung fortgelassene Dampfzuleitung. Der Zutritt des Dampfes in die einzelnen Zylinder geschieht durch die Ventile V, welche von dem auf der Bühne stehenden Maschinisten durch einen Handhebel nach Belieben mehr oder weniger geöffnet werden können. Durch einen zweiten auf der Bühne befindlichen Handhebel wird die Stellung der Kulisfe — und damit die Drehrichtung und die Leistung der Maschine reguliert.

Die Abbildung zeigt die Maschine während des Aufbaues in der Werkstatt. Die angetriebene Walzenstraße ist links als Fortsetzung der Hauptmaschinenwelle zu denken.



Sachregister.

- Achsenregulator 59
 Arbeitsweise des Dampfes 2
 A-Ständer 13
 astatischer Regulator 61
 Aufbau der Dampfmaschine 4
 Ausklinksteuerung 40
 Auslaßventilsteuerung 40
 Balanciermaschinen 12
 Balke & Cie. 73, 77
 Betriebsmaschinen 78
 Corlißsteuerung 31
 Dampfdehnungsschieber 33
 Dampfverbrauch bei Fördermaschinen
 93, 95
 — Gleichstrommaschinen 48
 Dampfverteilung 18, 19, 28
 Diagramm 2, 18
 Doppelschiebersteuerung 32 ff.
 doppelwirkende Maschinen 1
 Drehkraftdiagramm 53
 Drehkräfte beim Schwungrad 52
 Drehschieber 32
 dreistufige Dampfdehnung 3, 7, 10, 80
 Drillingsmaschine 5
 Drosselklappe 57
 Drosselregulierung 57
 Drosselung des Dampfes 25, 57
 Durchgehen von Maschinen 56
 Einfachwirkende Maschine 1
 Einspritzkondensator 63, 66
 Einzylindermaschine 4
 Elsäßische Masch. Bau-Ges. 87
 Expansion 18, 26
 Expansionschieber 33
 Exzenter 21
 Exzenterantrieb von Ventilen 38
 Exzenterstange 21
 Exzentrizität 21
 Flachschieber 22
 Fördergerüst 91
 Förderkorb 91
 Fördermaschinen 91
 Fördersehale 91
 Friedrich-Wilhelms-Hütte 96
 Füllung 18, 27, 28
 Füllungsänderung, Regulierung
 durch — 58
 Gattungen von Dampfmaschinen 8
 geteilte Zylinder 10
 Gleichstrommaschine 48 f.
 Grundgedanke einer Dampfmasch. 1
 Grundschieber 33
 Hammermaschinen 14
 Hängebank 94
 Heißdampflokomobile 83
 Heißdampflokomotive 86
 Hochdruckzylinder 4
 Hub, auf — stellen 4
 Indikator 2
 Innere Einströmung 30
 Kaltwasserpumpe 72
 Kanalschieber 31
 Kesselspeisepumpe 83
 Klein, Gebr. 99
 Klein, Schanzlin & Becker 67
 Kohlenverbrauch bei Lokomotiven 82
 Kolben 1
 Kolbenschieber 22, 29
 Kompression 18, 28
 Kondensat 71
 Kondensation 62 ff.
 Kondensatpumpe 72
 Körting, Gebr. 69
 Kühlwasserbedarf 70, 71
 Kühlwasserpumpe 65
 Kulisse 44
 Kulissensteuerung 43
 Kurbelgetriebe 1, 19
 Kurbeln, versezte 6
 Kurbelschleife 20
 Lattengerüst 77
 Leistungsregulator 61
 liegende Maschinen 14
 liegend-stehende Maschinen 17

- Lokomobilen 80 ff.
 Lokomobilsteuerung 30
 Lokomotive 6, 84 ff.
 Luftleere 65"
 Luftpumpe 72
 Masch. Fabrik Augsburg=Nürnberg 41
 Meyersteuerung 32
 Mischkondensator 63, 66, 68
 Mitteldruckzylinder 4
 Muschelschieber 23, 26, 28
 Naßluftpumpe 65
 Niederdruckzylinder 4
 Nockensteuerung 39, 47
 Oberflächenkondensator 63, 70
 Nabscheider 73, 74
 Ölpumpe 73
 oszillierende Maschinen 17
 Präzisionssteuerung 22, 38
 pseudo-astatischer Regulator 61
 Radovanovicsteuerung 41
 Regulator 56 ff.
 Regulierung 57, 58
 Reihenmaschinen 9, 16
 Reversiermaschinen 6, 98
 Reversierwalzwerke 97
 Ridersteuerung 35
 Rieselböden 77
 Rückkühlwerk 75
 Rückwärtsgezenter 44
 Rundschieber 28
 Schaubild s. Diagramm
 Schieber 22, 23
 —spiegel 23, 29
 —steuerungen 23 ff.
 Schiffsmaschinen 87
 Schnelldampfer 13, 89
 Schnellzugslokomotiven 87
 schwingende Zylinder 17
 Schwungrad 1, 4, 6, 51 ff.
 Seilscheiben 91
 Seiltrommeln 93
 statischer Regulator 60
 stehende Maschinen 13
 stehend-liegende Maschinen 17
 Stephensonsteuerung 44
 Steuerungen 18 ff.
 Strahlkondensator 69
 stufenweise Dampfdehnung 3
 Stumpfs Gleichstrommaschine 48
 Sulzer, Gebr. 38, 41, 48, 68, 69, 80
 Tandemmaschine s. Reihenmaschine
 Trickschieber 31
 Trockenluftpumpe 65, 72
 Totlage 1, 2
 Totpunkte 4
 Überdeckung, Schieber mit — 25
 Umkehrmaschinen 98
 Umkehrstraßen 97
 Umkehrwalzwerke 97
 Umlaufgeschwindigkeit 6
 Umlaufpumpe 63, 72
 Umsteuermaschinen 6, 98
 Umsteuerungen 42, 46
 unendlich lange Schubstangen 20, 21
 Ungleichförmigkeitsgrad 54
 unrunde Scheiben 46
 Vakuum 66
 Ventilanordnung 37
 —antrieb 38
 —e 22
 —steuerung 36 ff.
 Verbundmaschine 6
 Vorausströmung 18, 28
 Voreilung 24
 Voreilwinkel 26
 Voreinströmung 18
 Vorwärtsgezenter 44
 Walzenstraße 97
 Walzenzugmaschine 97
 Warmwasserpumpe 65
 Wellenkröpfung 14
 Wolf, R. 36, 82, 83
 Zentralkondensation 65, 95
 Zirkulationspumpe 63
 zwangsläufige Steuerung 40
 zweistufige Dampfdehnung 3, 7
 Zwillingmaschinen 5
 Zylinder, geteilte — 10

Vom Verfasser des vorliegenden Bändchens sind ferner in derselben Sammlung erschienen:

Die Dampfmaschine

I. Wirkungsweise des Dampfes im Kessel und in der Maschine.

4. Aufl. Mit 37 Abbildungen. (Bd. 393.)

Das in 4. Auflage vorliegende Bändchen behandelt, ausgehend von den für das Verständnis wichtigen Sätzen der Mechanik und Wärmelehre, die inneren Vorgänge im Dampfkessel und in der Dampfmaschine und leitet daraus die für ihre Gestaltung maßgebenden Grundsätze ab. Auf Anschaulichkeit der Darstellung ist besonders Wert gelegt, so daß das Bändchen als Einführung in die Dampfmaschinenlehre für Studierende, ebenso aber auch für Besitzer und Betriebsleiter von Dampfmaschinen besonders geeignet sein dürfte.

Einführung in die technische Wärmelehre (Thermodynamik). Mit 40 Abbildungen im Text. (Bd. 516.)

Mit großer Klarheit und Anschaulichkeit behandelt der Verfasser in diesem Bändchen unter Beschränkung auf die wichtigsten Regeln und Gesetze, deren praktische Verwendbarkeit grundsätzlich und überall durch Beispiele nachgewiesen wird, die Grundlagen der mechanischen Wärmetheorie.

Praktische Thermodynamik

Aufgaben und Beispiele zur mechanischen Wärmelehre.

Mit 40 Abbildungen im Text u. 3 Tafeln. (Bd. 596.)

In Beispielen und Aufgaben, die der Praxis entnommen sind, zeigt das Bändchen die mannigfache Anwendung der Thermodynamik auf allen Gebieten der Technik. Es schließt sich in seinem Aufbau an *AMuG* Bd. 516 (Techn. Wärmelehre) des gleichen Verfassers an, in dem eine grundlegende Darstellung der mechanischen Wärmetheorie und Ableitung ihrer Formeln gegeben ist.

Die neueren Wärmekraftmaschinen

I. Einführung in die Theorie und den Bau der Gasmaschinen.

5. Aufl. Mit 42 Abbildungen. (Bd. 21.)

Nach kurzer Erläuterung der für das Verständnis des Wesens der Maschinen nötigen Sachausdrücke u. Hauptgesetze werden die verschiedenen Betriebsmittel, wie Leuchtgas, Kraftgas usw., die Viertakt- und Zweitaktwirkung, das Wichtigste über die Bauarten der Gas-, Benzin-, Benzol-, Petroleum- und Spiritusmaschinen, sowie der Wärmemotor Patent Diesel dargestellt.

II. Gaserzeuger, Großgasmaschinen, Dampf- und Gasturbinen. 4. Auflage. Mit 43 Abbildungen. (Bd. 86.)

Der Verfasser behandelt die einzelnen Maschinengattungen mit Rücksicht auf ihre Vor- und Nachteile, wobei im zweiten Teil der Versuch unternommen ist, eine möglichst einfache Einführung in die Theorie und den Bau der Dampfmaschine zu geben.

Maschinen-Elemente

Mit 175 Abbildungen. 2. Aufl. (Bd. 301.)

„Alle wichtigen Einzelheiten der einfachen und zusammengesetzten Maschinenteile werden behandelt, bildlich durch zahlreiche gute, teils photographische, teils schematische Abbildungen, textlich in der klaren überzeugenden Vortragsweise des Verfassers. Der Leser erhält in dem Bändchen einen vortrefflichen Führer, der ihn zum Beobachten anregt und ihn auf den Zweck der mannigfaltigen Formgebung hinweist.“ (Dinglers *Politechn. Journal.*)

Hebezeuge

Das Heben fester, flüssiger und gasförmiger Körper.

Mit 67 Abbildungen im Text. 2. Aufl. (Bd. 196.)

An der Hand schematischer Zeichnungen wird der Bau und die Wirkungsweise der zum Heben und Fördern von festen, flüssigen und gasförmigen Körpern in der Praxis am häufigsten angewandten Maschinen und Apparate beschrieben. Auch die Berechnung verschiedener Typen wird durchgeführt.

Teuerungszuschlag 40 % einschließlich 10 % Zuschlag der Buchhandlung

Verlag von **B. G. Teubner** in Leipzig und Berlin

Teubners technische Leitfäden

Die Leitfäden wollen zunächst dem Studierenden, dann aber auch dem Praktiker in knapper, wissenschaftlich einwandfreier und zugleich übersichtlicher Form das Wesentliche des Tatsachenmaterials an die Hand geben, das die Grundlage seiner theoretischen Ausbildung und praktischen Tätigkeit bildet. Sie wollen ihm diese erleichtern und ihm die Anschaffung und Durcharbeitung umfanglicher und kostspieliger Handbücher ersparen. Auf klare Gliederung des Stoffes auch in der äußeren Form der Anordnung, wie auf seine Veranschaulichung durch einwandfrei ausgeführte Zeichnungen wird besonderer Wert gelegt. — Die einzelnen Bände der Sammlung, für die vom Verlag die ersten Vertreter der verschiedenen Fachgebiete gewonnen werden konnten, erscheinen in rascher Folge in einem Umfang von 8—10 Bogen zu einem Preise von M. 2.— bis M. 4.—

Bisher sind erschienen:

- Analytische Geometrie.** Von Dr. R. Fricke, Professor an der Technischen Hochschule zu Braunschweig. Mit 96 Figuren im Text. [VI u. 135 S.] 1915. Geb. M. 2.80
- Elemente der darstellenden Geometrie.** Von Dr. M. Großmann, Professor an der Eidgenöss. Techn. Hochschule Zürich. Mit 134 Fig. im Text. [IV u. 84 S.] 1917. Steif geh. M. 2.—
- Darstellende Geometrie.** Von Dr. M. Großmann, Professor an d. Eidgenöss. Technischen Hochschule Zürich. Mit 109 Figuren. [VI u. 138 S.] 1915. Geb. M. 2.80
- Differential- und Integralrechnung.** Von Dr. L. Bieberbach, o. ö. Professor an der Universität Frankfurt. Bd. I: Differentialrechnung. Mit 32 Figuren im Text. [VI u. 130 S.] 1917. Steif geh. M. 2.80. Bd. II: Integralrechnung. Mit 25 Fig. im Text. [VI u. 142 S.] 1918. Steif geh. M. 3.40
- Mechanische Technologie der Maschinenbaustoffe.** Von R. Escher, Professor an der Eidgenöss. Technischen Hochschule Zürich. Mit 416 Figuren im Text. [VI u. 166 S.] 1918. Steif geh. M. 3.60

In Vorbereitung befinden sich:

- Höhere Mathematik.** 2 Bände. Von Dr. Rudolf Rothe, Professor an der Techn. Hochschule Berlin.
- Maschinenelemente.** 2 Bände. Von Karl Kutzbach, Professor an der Technischen Hochschule Dresden.
- Kolbenkraftmaschinen.** Von Dr.-Ing. Adolf Nägel, Professor an der Technischen Hochschule Dresden.
- Grundlagen der Elektrotechnik.** 2 Bände. Von Dr. E. Orlich, Professor an der Technischen Hochschule Berlin.
- Elektrische Maschinen.** 3 Bde. V. Dr.-Ing. M. Klotz, Prof. an d. Techn. Hochsch. Berlin.
- Grundlagen der Flugtechnik.** Von Dr.-Ing. Bader, Berlin.
- Baumechanik.** 2 Bände. Von A. Hertwig, Professor an der Techn. Hochschule Aachen.
- Grundbau.** Von Geh. Admiraltätsrat Dr.-Ing. L. Brennecke.
- Eisenbau.** Von August Hertwig, Professor an der Technischen Hochschule Aachen.
- Brückenbau.** 2 Bände. Bd. I: Holz-, Stein- und Eisenbetonbrücken. Von Geheimrat Max Foerster, Prof. a. d. Techn. Hochsch. Dresden. Bd. II: Eiserne Brücken. Von Dr.-Ing. Willy Gehler, Prof. an d. Techn. Hochsch. Dresden.
- Erdbau-, Stollen- und Tunnelbau.** Von Hofrat Dipl.-Ing. Alfred Birk, Professor an der Technischen Hochschule Prag.
- Hydrodynamik und Hydrometrie.** Von Geh. Hofrat Max Möller, Professor an der Technischen Hochschule Braunschweig.
- Hydrographie.** Von Dr. Harry Gravelius, Professor an der Techn. Hochschule Dresden.
- Stau- und Wasserkraftanlagen.** 2 Bände. Von Reg.-Baumeister Dr.-Ing. Rümelin.
- Binnenschiffahrtsanlagen.** 2 Bände. Von Regierungsbaumeister Dr.-Ing. Rümelin.
- Baustoffkunde.** Von Regierungs- und Baurat Albrecht Ehrhardt, Professor an der Technischen Hochschule Danzig.
- Hochbau.** 2 Bde. Von Geh. Baurat Heinrich Walbe, Prof. a. d. Techn. Hochsch. Darmstadt.
- Wohnhausbau und Kleinsiedelungen.** Von Geh. Hofrat Georg Lübke, Professor an der Technischen Hochschule Braunschweig.
- Der innere Ausbau.** Von Dr.-Ing. Eugen Michel, Prof. a. d. Techn. Hochsch. Hannover.
- Industriebau, Fabrikbau, Speicher, Hallen.** Von Dr.-Ing. Richard Müller, Professor an der Technischen Hochschule Dresden.
- Landwirtschaftliche Bauten.** Von O. Stiehl, Professor an der Techn. Hochschule Berlin.
- Kirchen, Synagogen, Rathäuser, staatl. u. städt. Verwaltungsgeb., Feuerwachen, Gerichtsgeb., Abgeordneten Häuser.** Von Regierungsbaumeister Dollinger, Stuttgart.
- Die baukünstlerische Gestaltung.** Von Architekt Emil Högg, Professor an der Technischen Hochschule Dresden.
- Bauzeichnen.** Von Geh. Hofrat Joseph Bühlmann, Prof. a. d. Techn. Hochschule München.
- Umriss der Baugeschichte.** Von Dr.-Ing. Ernst Fiechter, Professor an der Techn. Hochschule Stuttgart.

Weitere Bände werden in rascher Folge erscheinen.

Teuerungszuschlag 40%, bei Werken über M. 3.— 30%, einschl. 10% Zuschlag der Buchhandlung

Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin

Sammlung mathematisch-physikalischer Lehrbücher

Herausgegeben von Geh. Bergrat Prof. Dr. E. Jahnke

- Konforme Abbildung.** Von Dr. Leo Lewent, weil. Oberlehrer in Berlin. Hrsg. von Geh. Bergrat Prof. Dr. Eugen Jahnke. Mit Beitrag von Dr. Wilh. Blaschke, Prof. an der Universität Königsberg. Mit 40 Abb. [VI u. 118 S.] 1912. Steif geh. M. 2.80, geb. M. 3.20. (Bd. XIV.)
- Die Theorie d. Besselschen Funktionen.** Von Dr. P. Schafheitlin, Prof. am Sophien-Realgymn. zu Berlin. Mit 1 Figurentaf. [V u. 129 S.] 1908. Steif geh. M. 2.80, geb. M. 3.20. (Bd. IV.)
- Theorie der elliptischen Funktionen.** Von Geh. Hofrat Dr. Martin Krause unter Mitwirkung von Dr. Emil Naetsch, Professoren an der Technischen Hochschule Dresden. Mit 25 Figuren. [VII u. 186 S.] 1912. Steif geh. M. 3.60, geb. M. 4.— (Bd. XIII.)
- Die Determinanten.** Von Geh. Hofrat Dr. E. Netto, Professor an der Universität Gießen. [VI u. 130 S.] 1910. Steif geh. M. 3.20, geb. M. 3.60 (Bd. IX.)
- Funktionentafeln mit Formeln und Kurven.** Von Geh. Bergrat Dr. E. Jahnke, Prof. an der Technischen Hochschule zu Berlin, und F. Emde, Prof. an der Technischen Hochschule zu Stuttgart. Mit 53 Figuren. [XII u. 176 S.] 1909. Geb. M. 6.— (Bd. V.)
- Graphische Methoden.** Von Geh. Reg.-Rat Dr. C. Runge, Professor an der Universität Göttingen. Mit 94 Fig. im Text. [IV u. 142 S.] 1915. Geh. M. 4.40, geb. M. 5.— (Bd. XVIII.)
- Leitfaden zum graphischen Rechnen.** Von Dr. R. Mehmke, o. Professor an der Technischen Hochschule in Stuttgart. [VIII u. 152 S.] Steif geh. M. 4.80, geb. M. 5.40. (Bd. XIX.)
- Theorie der Kräftepläne.** Von Dr. H. E. Timerding, Prof. an der Techn. Hochschule Braunschweig. Mit 46 Figuren. [VI u. 99 S.] 1910. Steif geh. M. 2.60, geb. M. 3.— (Bd. VII.)
- Die Vektoranalysis und ihre Anwendung in der theoretischen Physik.** Von Dr. W. v. Ignatowsky. In 2 Teilen: I. Die Vektoranalysis. Mit 27 Fig. [VIII u. 112 S.] 1909. Steif geh. M. 2.60, geb. M. 3.—. II. Anwendung der Vektoranalysis in der theoretischen Physik. Mit 14 Fig. [IV u. 123 S.] 1910. Steif geh. M. 2.60, geb. M. 3.— (Bd. VI.)
- Einführung in die Theorie des Magnetismus.** Von Dr. R. Gans, Dir. der Hochschule für phys. Wissensch. La Plata. Mit 40 Fig. [VI u. 110 S.] 1908. Steif geh. M. 2.40, geb. M. 2.80. (Bd. I.)
- Einführung in die Maxwell'sche Theorie der Elektrizität und des Magnetismus.** Von Dr. Cl. Schaefer, Prof. an der Universität Breslau. Mit Bildnis J. C. Maxwells und 32 Figuren. [VIII u. 174 S.] 1908. Steif geh. M. 3.40, geb. M. 3.80 (Bd. III.)
- Grundzüge der mathematisch-physikalischen Akustik.** Von Dr. A. Kalähne, Prof. an der Techn. Hochschule Danzig. 2 Teile. I.: [VII u. 144 S.] 1910. Steif geh. M. 3.20, geb. M. 3.60. — II. Teil: Mit 57 Fig. i. T. [X u. 225 S.] 1913. Steif geh. M. 5.40, geb. M. 6.— (Bd. XI.)
- Einführung in die kinetische Theorie der Gase.** Von Dr. A. Byk, Professor an der Universität und der Techn. Hochschule Berlin. 2 Teile. I.: Die idealen Gase. Mit 14 Fig. [V u. 102 S.] 1910. Steif geh. M. 2.80, geb. M. 3.20. — II. in Vorbereitung. (Bd. X.)
- Dispersion und Absorption des Lichtes in ruhenden isotropen Körpern. Theorie und ihre Folgerungen.** Von Dr. D. A. Goldhammer, Professor an der Universität Kasan. Mit 28 Figuren. [VI u. 144 S.] 1912. Steif geh. M. 3.60, geb. M. 4.— (Bd. XVI.)
- Die Theorie der Wechselströme.** Von Geh. Reg.-Rat Dr. E. Orlich, Mitgl. d. Phys.-Techn. Reichsanst. Charlottenb. Mit 37 Fig. [IV u. 94 S.] 1912. Steif geh. M. 2.40, geb. M. 2.80. (Bd. XII.)
- Elektromagnetische Ausgleichsvorgänge in Freileitungen und Kabeln.** Von Professor Dr. K. W. Wagner, Mitglied der Phys.-Techn. Reichsanstalt Charlottenburg. Mit 23 Figuren. [IV u. 109 S.] 1908. Steif geh. M. 2.40, geb. M. 2.80 (Bd. II.)
- Elemente der technischen Hydromechanik.** Von Dr. R. v. Mises, Professor an der Universität Straßburg i. E. 2 Teile. I.: Mit 72 Figuren. [VIII u. 212 S.] 1914. Steif geh. M. 5.40, geb. M. 6.—. II. in Vorbereitung (Bd. XVII.)
- Die mathematischen Instrumente.** Von Geh. Reg.-Rat Professor Dr. A. Galle in Potsdam. Mit 86 Abbildungen. [VI u. 187 S.] 1912. Steif geh. M. 4.40, geb. M. 4.80. (Bd. XV.)
- Mathematische Theorie der astronomischen Finsternisse.** Von Professor Dr. P. Schwahn, Direktor der Gesellschaft u. Sternwarte „Urania“ in Berlin. Mit 20 Figuren. [VI u. 128 S.] 1910. Steif geh. M. 3.20, geb. M. 3.60 (Bd. VIII.)

Weitere Bände in Vorbereitung.

Teuerungszuschlag 40%, bei Werken über M. 3.— 30%, einschl. 10% Zuschlag der Buchhandlung

Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin

Lehrb. d. Experimentalphysik. V. Geh. Reg.-R. Prof. Dr. A. Wüllner. 4 Bde. 6. bezw. 5. Aufl. Geh. M. 32.—, geb. M. 64.— (Die Bände sind auch einzeln käuflich.)

„Der Inhalt umfaßt alles, was gegenwärtig auf d. Gebiete d. Wissenschaft bekannt ist.“ (Ztschr. d. österr. Ing.- u. Arch.-Ver.)

Repertorium der Physik. v. Prof. Dr. R. S. Weber u. Prof. Dr. R. Gans. 2 Bde: I. Bd.: Mechanik u. Wärme. Unt. Mitarb. von F. A. Schulze-Marburg u. P. Herz-Göttingen. I. Teil: Mechanik, Elastizität, Hydrodynamik u. Akustik. Mit 126 Fig. im Text. Geb. M. 8.—. 2. Teil: Kapillarität, Wärme, Wärmeleitung, kinetische Gastheorie u. statist. Mechanik. Mit 72 Fig. M. 11.—, geb. M. 12.—. II. Bd. In Vorb.

Das Repertorium soll mehr bringen als die elementaren Lehrbücher, indem es neuere Untersuchungen teils behandelt, teils wenigstens erwähnt, damit gewissermaßen das Studium der Einzelwerke über besondere Gebiete der Physik vorbereitet und Auffinden und Verständnis der Originalarbeiten erleichtert.

Physik in graphischen Darstellungen. Von Hofrat Prof. Dr. F. Auerbach. 1373 Figuren auf 213 Tafeln mit erläut. Text. Geh. M. 9.—, geb. M. 10.—

„Die Anordnung ist systematisch und folgt der üblichen Einteilung der Physik in ihre einzelnen Zweige. Druck und Papier sind vorzüglich. Das Buch hat sicher einen hohen Wert.“ (Unterrichtsblätter f. Mathematik u. Naturwissenschaft.)

Taschenbuch für Mathematiker und Physiker. Unt. Mitwirk. namhafter Fachgenossen hrsg. von Hofrat Prof. Dr. F. Auerbach u. Prof. Dr. R. Rothe. I. Jahrg. 1909. Mit einem Bildnis Lord Kelvins. Geb. M. 6.—. II. Jahrg. 1911. Mit Bildnis H. Minnowskis. Geb. M. 7.—. III. Jahrg. 1913. Mit Bildnis Fr. Kohlrauschs. Geb. M. 6.—

Lehrbuch d. praktischen Physik. Von Prof. Dr. Fr. Kohlrausch. 12., verm. Aufl. In Gemeinschaft mit S. Geiger, E. Grüneisen, L. Holborn, W. Jaeger, E. Riech, R. Scheel, D. Schönrod hrsg. von E. Warburg. Mit 389 Fig. Geb. M. 11.—

Die neue Auflage, in der das Buch zum ersten Male nach dem Tode d. Verf. erscheint, enthält zahlreiche Zusätze und Ergänzungen, welche durch den Fortschritt der Wissenschaft geboten waren. Einzelne Abschnitte, z. B. über den Druck, die Saccharimetrie, Radioaktivität und einige elektrische Kapitel haben deshalb größere Veränderungen erfahren.

Steuerzuschlag 40%, bei Werken über M. 3.— 30%, einschl. 10% Zuschlag der Buchhandlung

Kleiner Leitfaden der praktischen Physik. Von Professor Dr. Fr. Kohlrausch. 2., vermehrte Auflage. (6. bis 10. Tausend). Mit zahlr. Fig. Geb. M. 5.60

Lehrbuch der Physik. Von Direktor E. Grimsehls. 3., verm. u. verb. Aufl. 2 Bde, Bd. I. m. 1063 Fig. u. 2 farb. Taf. geb. M. 11.—, geb. M. 12.—; Bd. II mit 1 Bildn. Grimsehls u. 517 Fig. geb. M. 7.—, geb. M. 8.—; kplt. geb. M. 16.—, geb. M. 18.—

„Das Werk behandelt den Stoff in klarer, einfacher Weise, durch Beispiele die gegebenen Betrachtungen festlegend, so daß auch beim Selbststudium nirgends Schwierigkeiten auftreten werden.“ (Dingl. Polyt. Journ.)

Physik. Unter Redaktion v. Dr. E. Warburg. Mit 106 Abbildungen. (Die Kultur der Gegenwart. Hrsg. von Prof. P. Hinneberg. Teil III, Abt. III, 1.) Geh. M. 22.—, geb. M. 24.—, in Halbfanz. M. 30.—

Inhalt: I. Mechanik: E. Wiechert. II. Akustik: F. Auerbach. III. Wärme: E. Dorn, A. Einstein, F. Henning, L. Holborn, W. Jäger, S. Rubens, E. Warburg, W. Wien. IV. Elektrizität: F. Braun, J. Elster, R. Gans, E. Gehrcke, S. Geitel, E. Gumlich, W. Kaufmann, E. Lecher, S. A. Lorenz, St. Meyer, D. Reichenheim, F. Richarz, E. v. Schwebler, S. Starke, W. Wien. V. Optik: F. Exner, E. Gehrcke, D. Lummer, D. Wiener, P. Zeeman. VI. Allgemeine Gesetze und Gesichtspunkte: A. Einstein, F. Hasenöhrl, M. Planck, W. Voigt, E. Warburg.

Physik und Kulturentwicklung durch technische u. wissenschaftl. Erweiterung der menschlichen Naturanlagen. Von Geh. Hofrat Prof. Dr. D. Wiener. Mit zahlr. Abb. Geh. ca. M. 4.40, geb. ca. M. 5.40

Einführung in das Studium der theoretischen Physik, insbesondere in das der analytischen Mechanik. Mit einer Einleitung in die Theorie der physikal. Erkenntnis. Von Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. P. Volkmann. 2., mehr. umgearbeitete Auflage. Geh. M. 13.—, geb. M. 14.—

„Die durchgehende Betonung philosophischer Auffassung, der enge Anschluß an die Leistungen der führenden Geister bilden eigentümliche Vorzüge des Werkes, durch die es eine große Anzahl interessierter Leser anziehen wird. Besonders wird die Wirkung auf die studierende Jugend eine nachhaltige sein.“ (Jahrb. üb. d. Fortsch. d. Mathem.)

Physikal. Experimentierbuch. V. Studienrat Prof. S. Rebenstorff. 2 Tle. I. Teil: Mit 99 Abb. Geb. M. 3.—. II. Teil: Mit 87 Abb. Geb. M. 3.—

Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin

Teubners kleine Sprachbücher

sind insbesondere für Techniker, Kaufleute, Reisende usw. geeignet, weil sie nur für den unmittelbaren praktischen Gebrauch geeignete Sprachstoffe für die Erlernung der Sprache benutzen. In bester Ausstattung mit Karten, Plänen, Münztafeln geschmackvoll gebunden. Bisher für folgende Sprachen erschienen.

I. **Französisch** (Leçons de français.) Von Prof. Dr. O. Boerner. 3. Aufl. M. 2.40. II. **Englisch** (English Lessons). Von weil. Prof. Dr. O. Thiergen. 5. Aufl. M. 2.40. III. **Italienisch** (Lezioni Italiane). Von A. Scanferlato. Teil I. 6. Aufl. M. 2.40. Teil II: Ergänzt. 3. Aufl. M. 3.20. IV. **Spanisch**. Von Lehrer C. Dernehl. M. 3.60. V. **Deutsch f. Ausländer**. Von L. A. Becker. M. 2.— VI. **Portugiesisch**. Von Lehrer G. Eilers. [3n Vorb.] VII. **Bulgarisch**. Von St. Donev u. Petersen. VIII. **Türkisch**. Von Konsul W. Padel. M. 3.60. Schlüssel zu I M. 1.—, zu II M.—.60, zu III M.—.80 bzw. M. 1.50.

B. G. Teubners Handbücher für Handel und Gewerbe

Herausgegeben von Prof. Dr. Van der Borcht, Geh. Reg.-Rat u. Kaiserlicher Präsident a. D., Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. Schumacher und Geh. Reg.-Rat Dr. Stegemann.

Einführung in d. Elektrotechnik. Physik. Grundlagen und techn. Ausführungen von Prof. R. Rinkel. Mit 445 Abb. im Text [VI u. 464 S.] gr. 8. 1908. Geh. M. 11.20, geb. M. 12.—

Anlage von Fabriken. Von Bauingenieur Oberlehrer H. Haberstroh, Stadtbaurat E. Weidlich, Fachschuldirekt. Reg.-Baumeister Dr. E. Görts und Geh. Regierungsrat Dr. R. Stegemann. Mit 274 Abbildungen u. Plänen sowie 6 Tafeln. [XIII u. 528 S.] gr. 8. 1907. Geh. M. 12.—, geb. M. 12.80.

Betrieb von Fabriken. Von Geh. Finanzrat F. W. R. Zimmermann, Fabrikdirektor A. Johanning, Stadtrat H. v. Frankenberg und Geh. Reg.-Rat Dr. R. Stegemann. Mit 3 Abb. u. zahlr. Formularen. [VI u. 436 S.] gr. 8. 1905. Geh. M. 8.—, geb. M. 8.60.

Die Eisenindustrie. Von Prof. Oskar Simmersbach. Mit 92 Abb. [X u. 322 S.] gr. 8. 1906. Geh. M. 7.20, geb. M. 8.—

Die chemische Industrie. Von Kais. Geh. Oberregierungsrat Gustav Müller. Unter Mitwirkung von Dr. Fritz Bennigson in Berlin [VIII u. 488 S.] gr. 8. 1909. Geh. M. 11.20, geb. M. 12.—

Chemische Technologie. V. Dr. Fr. Heusler. Mit 126 Abb. [XVI u. 351 S.] gr. 8. 1905. Geh. M. 8.—, geb. M. 8.60.

Weitere Bände befinden sich in Vorbereitung.

Teuerungszuschlag 40%, bei Werken über M. 3.— 30%, einschl. 10% Zuschlag der Buchhandlung

Die Zuckerindustrie. gr. 8. 1905. Geh. M. 7.40, geb. M. 7.80. Einzeln:

I. Teil: **Die Zuckerfabrikation.** [Vergr.] II. Teil: **Der Zuckerhandel.** Von O. Pilet. [IV u. 92 S.] Geh. M. 1.80, geb. M. 2.20.

Die Zuckerproduktion der Welt. Von Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. H. Paasche. [VI u. 338 S.] gr. 8. 1905. Geh. M. 7.40, geb. M. 8.—

Versicherungswesen. Von Prof. Dr. A. Manes. 2. Aufl. [XIV u. 485 S.] gr. 8. 1913. Geh. M. 11.—, geb. M. 12.—

Sozialpolitik. Von Geh. Hofrat Prof. Dr. O. v. Zwiedinek-Südenhorst. [IX u. 450 S.] gr. 8. 1911. Geh. M. 9.20, geb. M. 10.—

Das Genossenschaftswesen i. Deutschland. Von Prof. Dr. W. Wygodzinski. [VI u. 287 S.] gr. 8. 1911. Geh. M. 6.—, geb. M. 6.80.

Die Bilanzen der privaten und öffentlichen Unternehmungen. Von Prof. Dr. R. Passow. 2. Aufl. 2 Bände. gr. 8.

I. Band: **Allgemeine Bilanzlehre.** Geh. ca. M. 9.—, geb. ca. M. 10.—

II. Band: **Die Besonderheiten in den Bilanzen d. Aktiengesellsch., G. m. b. H., Genossenschaften d. bergbaulich., Bank-, Versicherungs- u. Eisenbahnunternehmungen, d. Elektrizitäts-, Gas- u. Wasserwerke sowie der staatl. u. kommunalen Erwerbsbetriebe.** Geh. ca. M. 9.—, geb. ca. M. 10.—

Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin

DIE KULTUR DER GEGENWART IHRE ENTWICKLUNG UND IHRE ZIELE HERAUSGEGEBEN VON PROF. PAUL HINNEBERG

VERLAG VON B. G. TEUBNER IN LEIPZIG UND BERLIN

III. Teil. Die mathematischen, naturwissenschaftlichen und medizinischen Kulturgebiete. [19 Bände.]

(^{*} erschienen, † unter der Presse.) In Halbfranz geb. jeder Band 6 Mark mehr.

*I. Abt. Die math. Wissenschaften. (1 Bd.)

Abteilungsleiter u. Bandredakteur: F. Klein.
Bearb. v. P. Stäckel, H. E. Timerding, A. Voß,
H. G. Zeuthen. 5 Lfgn. *I. Lfg. (Zeuthen) geh.
M. 3.— *II. Lfg. (Voß u. Timerding). geh. M. 6.—

*III. Lfg. (Voß) geh. M. 5.—

II. Abt. Die Vorgeschichte der mod. Na- turwissenschaften u. d. Medizin. (1 Bd.)

Bandredakteure: J. Ilberg u. K. Sudhoff.

III. Abt. Anorg. Naturwissenschaften.

Abteilungsleiter: E. Lecher.

*Bd. 1. Physik. Bandredakteur: E. Warburg.

Bearb. v. F. Auerbach, F. Braun, E. Dorn,
A. Einstein, J. Elster, F. Exner, R. Gans, E.
Gehrcke, H. Geitel, E. Gumlich, F. Hasenöhl,
F. Henning, L. Holborn, W. Jäger, W. Kauf-
mann, E. Lecher, H. A. Lorentz, O. Lummer,
St. Meyer, M. Planck, O. Reichenheim, F. Ri-
charz, H. Rubens, E. v. Schweidler, H. Starke,
W. Voigt, E. Warburg, E. Wiechert, M. Wien,
W. Wien, O. Wiener, P. Zeeman. M. 22.—, M. 24.—

*Bd. 2. Chemie. Bandredakteur: † E. v. Meyer.

Allgem. Kristallographie u. Mineralogie.
Bandredakteur: Fr. Rinne. Bearb. v. K. Engler,
H. Immendorf, † O. Kellner, A. Kossel, M. Le
Blanc, R. Luther, † E. v. Meyer, W. Nerst, Fr.
Rinne, O. Wallach, † O. N. Witt, L. Wöhler. Mit
Abb. M. 18.—, M. 20.—

† Bd. 3. Astronomie. Bandred.: J. Hartmann.

Bearb. von L. Ambronn, F. Boll, A. v. Flotow,
F. K. Ginzel, K. Graff, J. Hartmann, J. v. Hep-
porger, H. Kobold, S. Oppenheim, E. Prings-
heim, † F. W. Ristenpart.

Bd. 4. Geometrie. Bandredakteur: † I. B.
Messerschmitt u. H. Benndorf.

Bd. 5. Geologie (einschl. Petrographie).
Bandredakteur: A. Rothpletz.

Bd. 6. Physiogeographie. Bandredakteur:
E. Brückner. 1. Hälfte: Allg. Physiogeographie.
2. Hälfte: Spez. Physiogeographie.

IV. Abt. Organ. Naturwissenschaften.

Abteilungsleiter: R. v. Wettstein.

*Bd. 1. Allgemeine Biologie. Bandredakteur:

† C. Chun u. W. Johannsen, u. Mitw. v. A. Günt-
hart. Bearbeitet v. E. Baur, P. Boysen-Jensen,

P. Claußen, A. Fischel, E. Godlewski, M. Hart-
mann, W. Johannsen, E. Laqueur, † B. Lidforß,
W. Ostwald, O. Porsch, H. Przibram, E. Rádl,
O. Rosenberg, W. Roux, W. Schleip, G. Senn,
H. Spemann, O. zur Strassen. M. 21.—, M. 23.—

*Bd. 2. Zellen- und Gewebelehre, Morpho- logie und Entwicklungsgeschichte. 1. Bot.

tan. Teil. Bandredakteur: † E. Strasburger.
Bearb. v. W. Benecke u. † E. Strasburger. Mit
Abb. M. 10.—, M. 12.— 2. Zoologischer Teil.
Bandredakteur: O. Hertwig. Bearb. v. E. Gaupp,
K. Heider, O. Hertwig, R. Hertwig, F. Keibel,
H. Poll. M. 16.—, M. 18.—

Bd. 3. Physiologie u. Ökologie. *1. Bot. T.

Bandred.: G. Haberlandt. Bearb. von E. Baur,
Fr. Czapek, H. v. Guttenberg. M. 11.—, M. 13.—
2. Zoologischer Teil. Bandredakteur und
Mitarbeiter noch unbestimmt.

*Bd. 4. Abstammungslehre, Systematik, Paläontologie, Biogeographie. Bandredak- teure: R. Hertwig u. R. v. Wettstein. Bearb. v.

O. Abel, I. E. V. Boas, A. Brauer, A. Engler,
K. Heider, R. Hertwig, W. J. Jongmans, L. Plate,
R. v. Wettstein. M. 20.—, M. 22.—

† V. Abt. Anthropologie. (1 Bd.)

Bandred.: † G. Schwalbe. Bearb. v. E. Fischer,
R. F. Graebner, M. Hoernes, Th. Mollison,
A. Ploetz, † G. Schwalbe. ca. M. 22.—, M. 24.—

VI. Abt. Die medizin. Wissenschaften.

Abteilungsleiter: Fr. v. Müller.

Bd. 1. Die Geschichte der mod. Medizin.
Bandred.: K. Sudhoff. Die Lehre von den
Krankheiten. Bandred.: W. His.

Bd. 2. Die medizinischen Spezialfächer.
Bandred.: Fr. v. Müller.

Bd. 3. Beziehungen der Medizin z. Volks-
wohl. Bandredakteur: M. v. Gruber.

VII. Abt. Naturphilosoph. u. Psychol.

*Bd. 1. Naturphilosophie. Bandredakteur:

C. Stumpf. Bearb. v. E. Becher. M. 14.—, M. 16.—

Bd. 2. Psychologie. Bandredakteur und
Mitarbeiter noch unbestimmt.

VIII. Abt. Organisation der Forschung und des Unterrichts. (1 Bd.)

Bandredakteur: A. Gutzmer.

IV. Teil. Die technischen Kulturgebiete. [15 Bände.]

Abteilungsleiter: W. v. Dyck und O. Kammerer.

Bisher erschien:

Technik des Kriegswesens. Bandredakteur M. Schwarte. Bearb. v. K. Becker, O. v. Eber-
hard, L. Glatzel, A. Kersting, O. Kretschmer, O. Poppenberg, J. Schroeter, M. Schwarte,
W. Schwinning. Geheftet M. 24.—, gebunden M. 26.—. [Band 12.]

Teuerungszuschläge auf sämtliche Preise 30% einschließlich 10% Zuschlag der Buchhandlung

Probeheft mit Inhaltsübersicht des Gesamtwerkes, Probeabschnitten, Inhaltsverzeichnissen
und Besprechungen umsonst und postfrei durch B. G. Teubner, Leipzig, Poststr. 3

Tierbau und Tierleben in ihrem Zusammenhang betrachtet

von
Dr. Richard Hesse und Dr. Franz Doflein

Professor der Zoologie an der Landwirtschaftlichen Hochschule zu Berlin

Professor der Zoologie an der Universität
Freiburg i. Br.

Mit über 1200 Abbild. sowie 40 Tafeln in Schwarz- u. Buntdruck
nach Originalen bekannter Künstler

1. Band: Das Tier als selbständiger Organismus

2. Band: Das Tier als Glied des Naturganzen

Jeder Band in künstl. Original-Ganzleinenband M. 21,—, in eleg. Halbfranzband M. 24,—

„Es ist ein fundamentales Wert, das dem Fachmann als Wegweiser und Fundgrube, dem Laien als wünschenswerte Ergänzung zu seinem großen oder kleinen Vrehm dienen wird. Wissenschaftlich ganz auf der Höhe der Zeit stehend, spricht es eine so klare Sprache und berührt so fesselnde Fragen der Tierforschung, daß es für jeden Wert und Giltigkeit hat, der sich mit Zoologie beschäftigt.“
(Propyläen.)

Mathemat.-Physikalische Bibliothek

Gemeinverständliche Darstellungen aus der Elementarmathematik und -physik für Schule und Leben. Unter Mitwirkung von Fachgenossen herausgegeben von Dir. Dr. W. Liehmann und Studienrat Dr. A. Witting.

Mit zahlreichen Figuren. kl. 8. Kart. je M. 1.—

Bisher erschienene Bände:

- Ziffern u. Ziffernsysteme. I. D. Zahlenzeichen d. alt. Kulturvölker. V. E. Löffler. 2. A. Bd. 1.
Der Begriff d. Zahl in seiner log. u. hist. Entwickl. Von H. Wieleitner. 2. A. Bd. 2.
Der pythagoreische Lehrsatz mit einem Ausblick auf das Fermatsche Problem. Von W. Liehmann. 2. Auflage. Bd. 3.
Wahrscheinlichkeitsrechnung nebst Anwendungen. Von D. Meißner. Bd. 4.
Die Fallgesetze, ihre Geschichte u. ihre Bedeutung. Von H. C. Timmerding. Bd. 5.
Einführung in die projektive Geometrie. Von M. Zacharias. Bd. 6.
Die 7 Rechnungsarten mit allgemeinen Zahlen. Von H. Wieleitner. Bd. 7.
Theorie der Planetenbewegung. Von P. Meth. Bd. 8.
Einführung in die Infinitesimalrechnung. Von A. Witting. 2. Aufl. Bd. 9.
Wo steckt der Fehler? Von W. Liehmann und V. Trier. 2. Auflage. Bd. 10.
Konstruktionen in begrenzter Ebene. Von P. Zühlke. Bd. 11.
Quadratur d. Kreises. V. E. Veutel. Bd. 12.
Geheimnisse der Rechenkünste. Von Ph. Maennchen. 2. Aufl. Bd. 13.
Darstellende Geometrie des Geländes. Von K. Rothe. Bd. 14.
Beispiele z. Geschichte. Mathematik. Von A. Witting u. M. Gebhardt. Bd. 15.
Anfertigung mathematischer Modelle. Von K. Siebel. Bd. 16.
Dreht sich die Erde? V. W. Brunner. Bd. 17.
Mathematischer Anekdoten. Von Wilhelm Ahrens. Bd. 18.
Vom periodischen Dezimalbruch zur Zahlentheorie. Von A. Leman. Bd. 19.
Mathematik und Malerei. 2 Bde. in 1 Bd. Von G. Wolff. Bd. 20. 21.
Soldaten-Mathematik. Von Alexander Witting. Bd. 22.
Theorie und Praxis des Rechenschiebers. Von A. Kohrberg. Bd. 23.
Die mathem. Grundlagen der Variations- u. Verebnungslehre. V. P. Kiebesell. Bd. 24.
Kiesen und Zwerge im Zahlenreich. Von W. Liehmann. 2. Aufl. Bd. 25.
Methoden zur Lösung geometrischer Aufgaben. Von V. Kerst. Bd. 26.
Karte und Kroti. Von H. Wolff. Bd. 27.
Einführung in die Nomographie. I. Die Funktionsleiter. Von P. Lucas. Bd. 28.
Die Grundlagen unserer Zeitrechnung. Von A. Varuch. Bd. 29.
Was ist Geld? V. W. Liehmann. Bd. 30.
Nächstenländische Geometrie in der Kuglebene. Von W. Dieck. Bd. 31.
Der Goldene Schnitt. Von H. C. Timmerding. Bd. 32.
In Vorber.: Doehlemann, Mathematik u. Architektur. Pfeiffer, Photogrammetrie. Lucas, Einführung in die Nomographie. II. Die Zeichnung als Rechenmaschine. Müller, Der Gegenstand d. Mathematik.

Teuerungszuschläge auf sämtliche Preise 30% einschließt. 10% Zuschlag der Buchhandlung
Verlag von V. G. Teubner in Leipzig und Berlin

Teubners Künstlersteinzeichnungen

Wohlfeile farbige Originalwerke erster deutscher Künstler fürs deutsche Haus
Die Sammlung enthält jetzt über 200 Bilder in den Größen 100×70 cm (M. 7.50), 75×55 cm (M. 6.—), 103×41 cm u. 60×50 cm (M. 5.—), 55×42 cm (M. 4.50), 41×30 cm (M. 3.—)
Rahmen aus eigener Werkstätte in den Bildern angepassten Ausführungen äußerst preiswürdig.

K. W. Diefenbachs Schattenbilder

„Per aspera ad astra“

„Göttliche Jugend“

Album, die 34 Teils. des vollst. Wandstiefes
fortl. wiederg. (20 $\frac{1}{2}$ ×25 cm) M. 15.—
Teilsbilder als Wandstiefe (42×80 cm)
je M. 5.—, (35×18 cm) : je M. 1.25
lehtere u. Glas m. Leinw. Eins. je M. 4.—

2 Mappen, 1. 2. Aufl., mit je 20 Blatt
(25 $\frac{1}{2}$ ×34 cm) je M. 8.—
Einzelbilder je M. —,75
unter Glas u. Leinwand eins. je M. 3.—

Karl Bauers Federzeichnungen

Führer und Helden im Weltkrieg. Einzelne Blätter (28×36 cm) M. —,75,
Eiehbherausgabe M. 1.25, 2 Mappen, enthaltend je 12 Blätter, je . . M. 3.—

Charakterköpfe z. deutschen Geschichte. Mappe, 32 Bl. (28×36 cm) M. 6.95,
12 Bl. M. 3.50, Einzelblätter M. —,85. Eiehbherausgabe auf Karton geklebt M. 1.25

Aus Deutschlands großer Zeit 1813. In Mappe, 16 Bl. (28×36 cm) M. 4.50,
Einzelblätter M. —,85. Eiehbherausgabe auf Karton geklebt M. 1.25
Rahmen zu den Blättern passend von M. 4.— bis M. 7.—

Scherenschnitte von Rolf Winkler

1. Reihe: „Aus der Kriegszeit“. 6 Blätter, Scherenschnitte des Künstlers wiedergebend.
1. Abschied des Landwehrmannes. 2. Auf der Wacht. 3. In Feuerstellung. 4. Skiptatouille.
5. Treue Kameraden. 6. Am Grabe des Kameraden.

Auf Kart. m. verschiedenfarb. Tonunterdruck: Einz. M. 1.25, 6 Bl. in Mappe M. 5.—
Unter Glas in Leinwand-Einsassung: M. 4.—. In Mahagonträhmchen: M. 7.—

Deutsche Kriegsscheiben

Scheibenbilder erster Münchener Künstler wie v. Desregger, J. Diez, E. Grünher, H. v. Haber mann, Th. Th. Heine, A. Jank, v. Zügel u. a. Sie bringen köstlich humovolle, zumeist auf den Krieg bezügliche Darstellungen, wie den großmäuligen Engländer, die Entente, „Russen-Invasion“, U 21 auf der Jagd, u. a. und sind zur Schießhausbildung und als Zimmerschmuck gleich geeignet und wertvoll.

Preis je ca. M. 1.50. Auf Pappe mit grünem Kranz je ca. M. 1.90. Auf Holz mit grünem Kranz je ca. M. 5.50. — Bei größeren Bezügen ermäßigen sich die Preise.
Als 12 er Scheiben (Blatten) Stück 15 Pf., 12 Stück M. 1.—

Postkartenausgaben

Jede Karte 15 Pf., Reihe von 12 Karten in Umschlag M. 1.50, jede Karte unter Glas mit schwarzer Einsassung und Schnur M. 1.—

Teubners Künstlersteinzeichnungen in 11 Reihen (davon 50 versch. Motive auch u. Glas in ovalem Rahmen je M. 2.—, in eckigem Holzrahm. je M. 2.25). Bauers Führer u. Helden in 2 Reihen. Winklers Scherenschnitte, 6 Kart. in Umschl. M. —,80. Kriegsscheiben-Karten in 2 Reihen (diese nicht mit Einsass. käuf.). Denkwürdige Stätten aus Nordfrankreich. 12 Karten nach Orig. Lithograph. von K. Lohse. Diefenbachs Schattenbilder in 6 Reihen (diese auch in viereckigen oder ovalen Holzrahmchen zu je M. 2.25 bzw. M. 2.50). Au. i e n Kinderleben, 6 Karten nach Bleistiftzeichn. von Hela Peters. 1. Der gute Bruder. 2. Der böse Bruder. 3. Wo drückt der Schuh? 4. Schmeichelethäten. 5. Püppchen, aufgepaßt! 6. Große Wäsche. In Umschl. M. —,80. Schattenrisse a. t e von Gerda Luise Schmidt: 1. Reihe: Spiel u. Tanz, Fest im Garten, *Blumenatelier, Die t eire Schätzerin, Belauschter Dichter, Kartenspieler von Hämeln. 2. Reihe: *Die Freunde, *Der Besuch. Im Grünen, *Reisenspiel, *Ein Frühlingstrauf, *Der Liebesbrief. 3. Reihe: *Der Brief an „Ihn“, *Annäherungsversuch, *Am Spinnet, *Weim Wein, *Ein Märchen, *Der Geburtstag. Jede Reihe in Umschl. M. — 80
*Diese Schattenrissearten von Gerda Luise Schmidt auch als Bilder im Format 20×15 cm je M. —.50. In Mahagonträhmchen m. Glas einschl. Bild je M. 5.50

Vollst. Kat. ü. künstler. Wandschm. m. farb. Wiederg. v. ü. 200 Bl. geg. Einsendg. v. 75 Pf. (Ausl. 85 Pf.) Ausf. Verz. d. Postkartenausg. umsonst. Beide v. Verlag in Leipzig, Poststr. 3.

Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin

Biblioteka Główna
Zachodniopomorskiego Uniwersytetu
Technologicznego w Szczecinie
CZ-I.394/2



100-000394-02-0

ARCHIWALIA

