

HANDBIBLIOTHEK
FÜR BAUINGENIEURE
HERAUSGEGEBEN VON ROBERT OTZEN

MASCHINENKUNDE

VON

H. WEIHE

Handbibliothek für Bauingenieure

Ein Hand- und Nachschlagebuch für Studium und Praxis

Herausgegeben von

Robert Otzen

Geheimer Regierungsrat,
Professor an der Technischen Hochschule zu Hannover

- I. Teil: Hilfswissenschaften 5 Bände
- II. Teil: Eisenbahnwesen und Städtebau .. 9 Bände
- III. Teil: Wasserbau 8 Bände
- IV. Teil: Brücken- und Ingenieur-Hochbau . 4 Bände

Inhaltsverzeichnis.

I. Teil: Hilfswissenschaften.

- 1. Band: Mathematik. Von Prof. H. E. Timerding, Braunschweig. Mit 192 Textabbildungen. VIII und 242 Seiten. 1922. Gebunden GZ. 6.4*
- 2. Band: Mechanik. Von Dr.-Ing. Fritz Rabbow, Hannover. Mit 237 Textabbildungen. VIII und 203 Seiten. 1922. Gebunden GZ. 6.4*
- 3. Band: Maschinenkunde. Von Prof. H. Weihe, Berlin-Lankwitz. Mit 445 Textabbildungen. VIII und 228 Seiten. Erscheint Anfang 1923.
- 4. Band: Vermessungskunde. Von Prof. Dr. Martin Näbauer, Karlsruhe. Mit 344 Textabbildungen. X und 338 Seiten. 1922. Gebunden GZ. 11*
- 5. Band: Betriebswissenschaft. Von Dr.-Ing. Max Mayer, Duisburg. Erscheint voraussichtlich im Jahre 1923.

II. Teil: Eisenbahnwesen und Städtebau.

- 1. Band: Städtebau. Von Prof. Dr.-Ing. Otto Blum, Hannover, Prof. G. Schimpff †, Aachen, und Stadtbauinspektor Dr.-Ing. W. Schmidt, Stettin. Mit 482 Textabbildungen. XII und 478 Seiten. 1921. Gebunden GZ. 15*
- 2. Band: Linienführung und allgemeine Bahnanlage. Von Prof. Dr.-Ing. E. Giese, Charlottenburg, Prof. Dr.-Ing. Otto Blum und Prof. Dr.-Ing. Risch, Braunschweig. Mit etwa 160 Textabbildungen. Umfang etwa 320 Seiten. Erscheint voraussichtlich im Jahre 1923.
- 3. Band: Unterbau. Von Prof. W. Hoyer, Hannover. Mit etwa 120 Textabbildungen. Umfang etwa 170 Seiten. Erscheint voraussichtlich Anfang 1923.
- 4. Band: Oberbau und Gleisverbindungen. Von Regierungs- und Baurat Bloss, Dresden. Erscheint voraussichtlich im Sommer 1923.

* Die eingesetzten Grundzahlen (GZ.) entsprechen den ungefähren Vorkriegspreisen und ergeben mit dem jeweiligen Entwertungsfaktor (Umrechnungsschlüssel) vervielfacht den Verkaufspreis. Über den zur Zeit gültenden Umrechnungsschlüssel geben alle Buchhandlungen sowie der Verlag bereitwilligst Auskunft.

5. Band: **Bahnhöfe.** Von Prof. Dr.-Ing. Otto Blum, Hannover, Prof. Dr.-Ing. Risch, Braunschweig, Prof. Dr.-Ing. Ammann, Karlsruhe, und Regierungs- und Baurat a. D. v. Glinski, Chemnitz. Erscheint voraussichtlich im Sommer 1923.
6. Band: **Eisenbahn-Hochbauten.** Von Regierungs- und Baurat Cornelius, Berlin. Mit 157 Textabbildungen. VIII und 128 Seiten. 1921. Gebunden GZ. 6.4*
7. Band: **Sicherungsanlagen im Eisenbahnbetriebe.** Auf Grund gemeinsamer Vorarbeit mit Prof. Dr.-Ing. M. Oder † verfaßt von Geh. Baurat Prof. Dr.-Ing. W. Cauer, Berlin; mit einem Anhang „Fernmeldeanlagen und Schranken“ von Regierungs- baurat Dr.-Ing. Fritz Gerstenberg, Berlin. Mit 484 Abbildungen im Text und auf 4 Tafeln. XVI und 459 Seiten. 1922. Gebunden GZ. 15
8. Band: **Verkehr, Wirtschaft und Betrieb der Eisenbahnen.** Von Oberregierungs-Baurat Dr.-Ing. Jacobi, Erfurt, Prof. Dr.-Ing. Otto Blum, Hannover, und Prof. Dr.-Ing. Risch, Braunschweig. Erscheint voraussichtlich im Jahre 1923.
9. Band: **Eisenbahnen besonderer Art.** Von Prof. Dr.-Ing. Ammann, Karlsruhe, und Regierungsbaumeister H. Nordmann, Steglitz. Erscheint voraussichtlich im Jahre 1923.

III. Teil: Wasserbau.

1. Band: **Grundbau.** Von Regierungsbaumeister a. D. O. Richter, Frankfurt a. M. Mit etwa 300 Textabbildungen. Umfang etwa 220 Seiten. Erscheint voraussichtlich im Jahre 1923.
2. Band: **See- und Seehafenbau.** Von Prof. H. Proetel, Aachen. Mit 292 Textabbildungen. X und 221 Seiten. 1921. Gebunden GZ. 7.5*
3. Band: **Flußbau.** Von Regierungs-Baurat Dr.-Ing. H. Krey, Charlottenburg.
4. Band: **Kanal- und Schleusenbau.** Von Regierungs-Baurat Engelhard, Oppeln. Mit 303 Textabbildungen und einer farbigen Übersichtskarte. VIII und 261 Seiten. 1921. Gebunden GZ. 8.5*
5. Band: **Wasserversorgung der Städte und Siedlungen.** Von Prof. O. Geißler, Hannover, und Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. J. Brix, Charlottenburg. Erscheint voraussichtlich Ende 1923.
6. Band: **Entwässerung der Städte und Siedlungen.** Von Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. J. Brix, und Prof. O. Geißler, Hannover. Erscheint voraussichtlich Ende 1924.
7. Band: **Kulturtechnischer Wasserbau.** Von Geh. Reg.-Rat Prof. E. Krüger, Berlin. Mit 197 Textabbildungen. X und 290 Seiten. 1921. Gebunden GZ. 9.5*
8. Band: **Wasserkraftanlagen.** Von Dr.-Ing. Adolf Ludin, Karlsruhe. Erscheint voraussichtlich im Sommer 1923.

IV. Teil: Brücken- und Ingenieurhochbau.

1. Band: **Statik.** Von Prof. Dr.-Ing. Walther Kaufmann, Hannover. Mit 385 Textabbildungen. VIII und 352 Seiten. 1923.
2. Band: **Holzbau.** Von N. N.
3. Band: **Massivbau.** Von Geh. Reg.-Rat Prof. Robert Otzen, Hannover. Erscheint im Frühjahr 1923.
4. Band: **Eisenbau.** Von Prof. Martin Grüning, Hannover. Erscheint voraussichtlich im Frühjahr 1923.

* Die eingesetzten Grundsahlen (GZ.) entsprechen den ungefähren Vorkriegspreisen und ergeben mit dem jeweiligen Entwertungsfaktor (Umrechnungsschlüssel) vervielfacht den Verkaufspreis. Über den zur Zeit geltenden Umrechnungsschlüssel geben alle Buchhandlungen sowie der Verlag bereitwilligst Auskunft.

Handbibliothek für Bauingenieure

Ein Hand- und Nachschlagebuch
für Studium und Praxis

Herausgegeben

von

Robert Otzen

Geh. Regierungsrat, Professor an der Technischen Hochschule
zu Hannover

I. Teil. Hilfswissenschaften. 3. Band:

Maschinenkunde

von

H. Weihe



Springer-Verlag
Berlin Heidelberg GmbH
1923

Maschinenkunde

Von

H. Weihe

o. Professor an der Technischen Hochschule
zu Berlin

Mit 445 Textabbildungen



Springer-Verlag
Berlin Heidelberg GmbH
1923

ISBN 978-3-662-34254-1 ISBN 978-3-662-34525-2 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-34525-2

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

Vorwort.

Das Maschinenwesen ist für den Bauingenieur ein Grenzgebiet; die fortschreitende Entwicklung der Maschinenwirtschaft bringt ihn immer häufiger mit diesem Gebiete in Berührung. Denn die Forderung der Wirtschaftlichkeit zwingt ihn, sich nach Möglichkeit der Maschinenarbeit zu bedienen, weil die Maschine die ihr übertragene Arbeit schneller, billiger und genauer verrichten kann, als der Handarbeiter und demgemäß an Zeit und Geld spart.

Schon lange werden Maschinen, als sog. Baumaschinen, wie Bagger, Rammen, Mischmaschinen usw. in den Baubetrieb eingestellt. Sie sind Sondermaschine und bestimmten Bedürfnissen angepaßt. Ihr Arbeitsvorgang ist meist einfach; verwickelt werden diese Maschinen erst durch die aus dem allgemeinen Maschinenbau entnommenen Antriebsmittel. In neuerer Zeit hat man immer mehr längstbekannte Betriebsmittel der Maschinenwirtschaft für Bauarbeiten herangezogen; zu erwähnen sind im besonderen Hebe-
maschinen und Fördervorrichtungen aller Art, Pumpen, Bearbeitungsmaschinen usw. Die Verwendungsmöglichkeit dieser Maschinen ist im wesentlichen dem Elektromotor zu danken, der bei seiner eigenen Anspruchslosigkeit, seinem geringen Gewicht und niedrigen Beschaffungskosten den Maschinenbetrieb auf dem Bauplatze mit seinen meist geringen Leistungen und seiner kurzen Benutzungsdauer erst wirtschaftlich gemacht hat.

Aber nicht nur bei der Ausführung von Bauten, sondern auch an fertigen Ingenieurbauwerken spielt die Maschine oft eine große Rolle. Die Werke des Bauingenieurs dienen ja im wesentlichen der Siedlung und dem Verkehr und erfordern häufig laufende Arbeitsleistungen, die natürlich durch Maschinen zu decken sind. Die Maschine bildet hier einen Bestandteil der Gesamtanlage und die Baugestaltung muß auf ihre Eigenarten und Bedürfnisse Rücksicht nehmen.

Einige Beispiele mögen das erläutern. In Häfen ist die Art der maschinellen Fördermittel von ausschlaggebender Bedeutung für die Planung der Gesamtanlage in wasserbaulicher und eisenbahntechnischer Hinsicht. Im Städtebau ist auf die Energieversorgung entsprechende Rücksicht zu nehmen; hier kann z. B. bei der Notwendigkeit das Gebrauchswasser abzupumpen die Lage und Betriebsart des Pumpwerks für die ganze Kanalisation von wesentlichem Einfluß sein. Ebenso haben bei der Be- und Entwässerung von Ländereien die Bauanlagen erst in dem richtigen Zusammenwirken mit den Schöpfenwerken Erfolg. Im Verkehrswesen haben zwar die Betriebsmittel wegen ihrer Freizügigkeit bestimmte Formen annehmen müssen, so daß ihre allgemeinen Forderungen an die Bauanlage bekannt sind und in jedem Falle nicht mehr der besonderen Prüfung bedürfen, aber technische Fortschritte oder Sonderfälle können auch hier den Eisenbahner zwingen, sich mit maschinentechnischen Fragen zu beschäftigen. Weiter hat der Eisenbau in der Werkstattstechnik und der Fabrikenorganisation weitgehende Berührungspunkte mit dem Maschinenbau. Endlich ist der Ausbau der Wasserkräfte

Sache des Bauingenieurs; erst die weitgehende Rücksicht auf die Maschinen und ein sorgfältiges Studium des Betriebes kann einen wirtschaftlichen Erfolg sichern.

Bei allen diesen Anlagen müssen Bau- und Maschineningenieur zusammenwirken, sie können das nur mit Erfolg, wenn jeder für die Arbeiten des andern das nötige Verständnis besitzt. Selbstverständlich ist die Konstruktion und Ausführung der Einzelmaschine Sache des Maschineningenieurs, aber über die an sie zu stellenden Forderungen, die Auswahl und die zweckmäßige Einordnung in die Bauanlage entscheidet der Bauingenieur. In vielen Fällen trägt der Bauingenieur für die Gesamtanlage, die Organisation des Betriebes und die technische Leitung allein die Verantwortung oder wenigstens eine starke Mitverantwortung.

Der vorliegende Band soll dem lernenden und dem praktisch tätigen Bauingenieur das Verständnis für die Grundlagen des Maschinenwesens vermitteln und ihn zum Studium von Sonderwerken befähigen. Es werden auf wissenschaftlicher Grundlage die Arbeitsprozesse der einzelnen Maschinen behandelt, hieraus die Betriebseigenschaften entwickelt und das Anwendungsgebiet unter Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit erörtert. Konstruktive Gesichtspunkte und Einzelheiten der Ausführung sind nach Möglichkeit beiseite gelassen und nur soweit behandelt, als sie für das Verständnis der betreffenden Maschine überhaupt nötig sind. Bei dem knappen Raum konnten nur die wichtigsten Gebiete des Maschinenwesens behandelt werden und mußte von Sondermaschinen, wenigstens vorläufig, abgesehen werden. Für das weitere Studium ist eine Bücherschau am Schluß des Bandes zusammengestellt.

Ein Teil der Abbildungen konnte aus vorhandenen Büchern, die in die Bücherschau aufgenommen sind, entnommen werden, ein großer Teil ist neu angefertigt.

Berlin-Lankwitz, im November 1922.

H. Weihe.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Einleitung.	
Maschinentechnische Grundbegriffe	1
II. Mechanische Triebwerke.	
A. Lager und Zapfen	4
1. Allgemeines	4
2. Gleitlager	5
3. Kugellager	11
B. Achsen und Wellen	14
C. Kupplungen	16
D. Übertragungsmittel zwischen zwei Wellen	16
1. Allgemeines	19
2. Reibräder	20
3. Zahnräder	23
a) Stirnräder	23
b) Kegelräder	30
c) Schneckenrieb	31
4. Riemen- und Seiltrieb	34
a) Allgemeines	34
b) Riementrieb	35
c) Hanf- und Baumwollseiltrieb	40
d) Drahtseiltrieb	42
5. Kettentrieb	44
E. Kurbeltrieb	45
III. Elektrische Kraftübertragung.	
A. Allgemeines	53
B. Grundlagen der Starkstromtechnik	55
1. Elektrischer Strom	55
2. Magnetismus	59
C. Gleichstrommaschinen und Akkumulatoren	65
1. Dynamomaschinen	65
2. Gleichstrommotoren	70
3. Akkumulatoren	73
D. Wechselstrommaschinen und Transformatoren	76
1. Gesetze des Wechselstroms	76
2. Wechselstromgeneratoren	84
3. Transformatoren	87
4. Umformer	90
5. Wechselstrommotoren	91
E. Verteilungssysteme	95
IV. Kraftmaschinen.	
A. Allgemeines	97
B. Wasserkraftmaschinen	102
1. Wirkungsweise, Einteilung, Leistung	102
2. Becher- oder Löffelturbinen	107
3. Francis-Turbinen	109
4. Betriebseigenschaften und Wirtschaftlichkeit	117

C. Dampfkraftanlagen	120
1. Allgemeines	120
2. Physikalische Eigenschaften des Wasserdampfes	122
3. Dampfkessel	128
a) Kesselbauarten	128
b) Leistungen	134
c) Einzelheiten der Kesselanlage	136
4. Kondensationseinrichtungen	138
5. Kolbendampfmaschinen	141
a) Arbeitsverrichtung des Dampfes	141
b) Mittel zur besten Dampfausnutzung	145
c) Steuerungen	150
6. Dampfturbinen	154
D. Verbrennungskraftmaschinen	166
1. Arbeitsverfahren	166
2. Gasmaschinen	171
a) Die wichtigsten Gase	171
b) Bauarten von Gasmaschinen	174
3. Ölmaschinen	179
a) Die wichtigsten Öle	179
b) Bauarten von Ölmaschinen	180
V. Arbeitsmaschinen.	
A. Pumpen	184
1. Allgemeines	184
2. Kolbenpumpen	187
3. Kreiselpumpen	195
4. Dampfdruckpumpen	201
5. Strahlpumpen	201
6. Druckluftpumpen	203
7. Wahl der Pumpe	203
B. Hebemaschinen	204
1. Einleitung	204
2. Elemente der Hebemaschinen	206
3. Triebwerke	214
4. Drehkrane	217
5. Laufkrane	224
6. Bock- und Brückenkrane	226
7. Kabelkrane	227
Bücherschau	229
Sachverzeichnis	231

I. Einleitung.

Maschinentechnische Grundbegriffe.

Definition und Einteilung der Maschinen. Eine Maschine hat die Aufgabe, Arbeit zu leisten. Eine klare Begriffsbestimmung ist schwierig, auch der Gesetzgeber hat Umschreibungen und Aufzählungen wählen müssen, denn im Sprachgebrauch werden auch Geräte (z. B. Schreibmaschinen, Kochmaschinen usw.) als Maschinen bezeichnet, die es im technischen Sinne nicht sind. Im technischen Sinne haben Maschinen Arbeiten (Energien) aufzunehmen und in ständigen, sich periodisch wiederholenden Bewegungen in eine andere Form umzusetzen. Es ist also eine Maschine eine Verbindung mehrfacher Glieder, die sich unter der dauernd gleichartigen Wirkung einer Kraft gegenseitig in regelmäßiger Wiederkehr bewegen und eine technische nutzbare Arbeit leisten¹⁾.

Alle Maschinen lassen sich in zwei Hauptgruppen einteilen: Kraftmaschinen und Arbeitsmaschinen; dazwischen stehen die Zwischenmaschinen oder Triebwerke (Transmissionen).

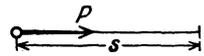
Die Kraftmaschinen nehmen aus den Naturkräften Arbeit auf und setzen sie in mechanische Arbeit mit hin und her gehender oder drehender Bewegung um. Als Energien kommen in Betracht: Wind, fließendes Wasser und Wärme.

Die Arbeitsmaschinen erhalten ihren Antrieb von den Kraftmaschinen und wandeln die aufgenommene Arbeit in eine technisch nutzbare Form um. Dies Gebiet ist außerordentlich groß; es gehören hierzu Hebe- und Fördermaschinen, Pumpen, Werkzeugmaschinen, Papiermaschinen, Spinnmaschinen usw.

Die Zwischenmaschinen stellen die Verbindung zwischen Kraft- und Arbeitsmaschine her. Sie sind da erforderlich, wo beide Maschinen nicht unmittelbar nebeneinander stehen oder ihre Geschwindigkeiten nicht übereinstimmen. Einen großen Umfang nehmen die Zwischenmaschinen als Triebwerke in den Werkstätten ein, in denen von einer Kraftmaschine viele Arbeitsmaschinen durch Wellen, Riemen, Seile, Zahnräder usw. angetrieben werden.

Mechanische Arbeit, Leistung. Die Verrichtung einer mechanischen Arbeit ist ein wesentliches Merkmal der Maschine.

Unter mechanischer Arbeit versteht man das Produkt aus Kraft und Weg in Richtung der Kraft, also mit Bezugnahme auf Abb. 1



$$L = P s \text{ (mkg)}, \quad \dots \dots \dots (1) \quad \text{Abb. 1. Mechanische Arbeit.}$$

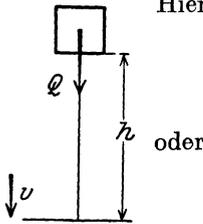
wenn s (m) der Weg ist, den ein Körper unter Einwirkung einer in dieser Richtung wirkenden Kraft P (kg) zurücklegt. Die Maßeinheit der Arbeit sind mkg.

¹⁾ Lindner, Maschinenelemente, S. 2.
Handbibliothek. I. 3.

Wird ein Körper von der Masse m in Bewegung gesetzt und erreicht er dabei die Geschwindigkeit v (m/s), so ist in ihm mechanische Arbeit aufgespeichert; diese Bewegungsenergie (lebendige Kraft) hat die Größe

$$L = \frac{m v^2}{2} \dots \dots \dots (2)$$

Dieser Ausdruck stellt lediglich eine andere Form der mechanischen Arbeit dar, wie sich bei einem frei fallenden Körper leicht erkennen läßt (Abb. 2).



Hier ist

$$L = Q \cdot h,$$

$$v = \sqrt{2 g h}, \quad h = \frac{v^2}{2 g}, \quad (g = 9,81 \text{ m/s}^2),$$

$$Q = m g$$

$$L = \frac{m v^2}{2}.$$

Einige Werte der Bewegungsenergie oder aufgespeicherter Arbeit von in Bewegung befindlichen Massen sind nachstehend zusammengestellt:

Gegenstand	Gewicht Q kg	Geschwindigkeit v m/s	Bewegungsenergie $\frac{m v^2}{2}$ mkg
Inf.-Geschoß	0,01	900	413
21-cm-Granate	120	465	1320 000
D-Zug	300 000	25	955 000
Schiff	4 900 000	15	57100 000

Die Größe der aufgespeicherten Arbeit gibt einen Maßstab über die zerstörenden Wirkungen, die beim Aufprallen auf feste Massen (Zusammenstöße), d. h. durch plötzliches Bremsen, entstehen müssen.

Unter Leistung oder Effekt versteht man die mechanische Arbeit in der Zeiteinheit, also einer Sekunde in mkg/s, also

$$E = \frac{P s}{t} = P v \text{ (mkg/s)}, \dots \dots \dots (3)$$

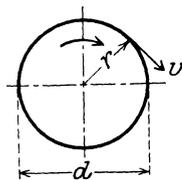
wenn v die Geschwindigkeit (m/s) an der Stelle ist, wo die Kraft gemessen wird, und t die Anzahl Sekunden bedeutet. Diese Einheit ist für Maschinen als zu klein befunden; das 75fache dieses Wertes ist als neue Einheit, als Pferdestärke (PS) eingeführt, also

$$1 \text{ PS} = 75 \text{ mkg/s} \dots \dots \dots (4)$$

Die Anzahl der PS läßt sich demnach ausdrücken durch

$$N = \frac{P v}{75} \text{ (PS)} \dots \dots \dots (5)$$

Alle Maschinen machen dauernd wiederkehrende Bewegungen; ihre Arbeitsgeschwindigkeit wird daher einfacher als Tourenzahl oder bei drehender Bewegung als Umdrehungszahl oder Drehzahl angegeben und stets auf die Minute bezogen. Bezeichnet n die minutliche Drehzahl, so ist gemäß Abb. 3



$$v = \frac{2 \pi r n}{60} = \frac{\pi r n}{30} = \frac{\pi d n}{60} \text{ (} r \text{ und } d \text{ in m zu messen),} \dots (6)$$

$$n = \frac{60 v}{2 \pi r} = 9,55 \frac{v}{r} \dots \dots \dots (7)$$

Abb. 3. Drehgeschwindigkeiten.

Demnach ist

$$N = \frac{P \cdot 2 \pi r n}{60 \cdot 75} = \frac{Pr n}{716,2} \text{ PS } (r \text{ in m}) \dots \dots \dots (8)$$

In dieser Gleichung ist Pr das Drehmoment M_a in mkg. Wenn es in cmkg gemessen werden soll, wie das in Festigkeitsrechnungen geschieht, so entsteht

$$M_a = 71620 \frac{N}{n} \text{ cmkg} \dots \dots \dots (9)$$

Die Leistung einer Maschine setzt sich aus zwei Faktoren, Kraft und Geschwindigkeit, zusammen (Gl. 5). Bei großer Geschwindigkeit wird die Kraft klein, und da diese für die Abmessungen aller Teile maßgebend ist, so werden solche Maschinen kleiner, leichter und billiger, als langsam laufende Maschinen gleicher Leistung. Schnellbetrieb ist deshalb anzustreben; durch das Arbeitsverfahren und den Verwendungszweck sind aber der Schnellläufigkeit Grenzen gesetzt. Am schnellsten laufen Dampfturbinen und elektrische Maschinen ($n \leq 3000$), da sie nur drehende Bewegungen machen. Maschinen mit hin und her gehender Bewegung (Kolbenmaschinen) müssen wegen der Massenwirkungen viel langsamer laufen. In beiden Fällen muß die Geschwindigkeit um so mehr herabgesetzt werden, je größer die Maschine ist.

Die größten Leistungen lassen sich in Dampfturbinen unterbringen (bisher bis 90000 PS), der Bau der viel langsamer laufenden Kolbenmaschinen wird schon bei Leistungen über 6000 PS unpraktisch. Die kleinsten Leistungen sind bei Elektromotoren möglich (bis $\frac{1}{100}$ PS).

Der Energiebedarf einer Maschine wird aus praktischen Gründen auf die Stunde bezogen, so daß unter Berücksichtigung der Leistung eine neue Einheit, die Pferdestärkenstunde (PSh oder PS-st) entsteht. Es ist also 1 PS-st die Arbeit von 1 PS während einer Stunde, oder von $\frac{1}{2}$ PS während 2 Stunden usw., oder

$$\begin{aligned} 1 \text{ PSh} &= 75 \text{ mkg/s} \times 3600 \text{ Sek}, \\ 1 \text{ PSh} &= 270000 \text{ mkg} \dots \dots \dots (10) \end{aligned}$$

Wirkungsgrad. Jede Maschine und jedes Getriebe braucht auch im unbelasteten Zustande oder im Leerlauf Arbeit, um die Eigenwiderstände vorzugsweise Reibung) zu überwinden. Demnach ist bei einer belasteten Maschine nicht nur die Nutzarbeit N_n , sondern auch die Reibungsarbeit N_r zu decken, so daß an Arbeit aufzuwenden ist

$$N_a = N_n + N_r.$$

Je kleiner die Reibungsarbeit ist, um so vollkommener arbeitet die Maschine. Um in dieser Hinsicht einen Wertmesser zu haben, ist der Begriff des Wirkungsgrads (Nutzeffekt) eingeführt, er gibt das Verhältnis von Nutzarbeit zu Arbeitsaufwand an, also

$$\eta = \frac{N_n}{N_a} \dots \dots \dots (11)$$

und ist eine Zahl stets kleiner als 1. Seine Größe hängt nicht nur von der Konstruktion der Maschine, sondern auch von der Güte der Ausführung und dem jeweiligen Betriebszustande ab. Die gewöhnlich angegebenen Werte setzen günstige Verhältnisse voraus und beziehen sich auf den der Konstruktion zugrunde gelegten Belastungsfall, nämlich die Vollast. Bei abnehmender Belastung muß auch der Wirkungsgrad abnehmen, denn die Reibungsarbeit ändert sich nicht im gleichen Verhältnis. Nimmt man die Reibungsarbeit bei allen Belastungen unverändert an, was jedoch nur an-

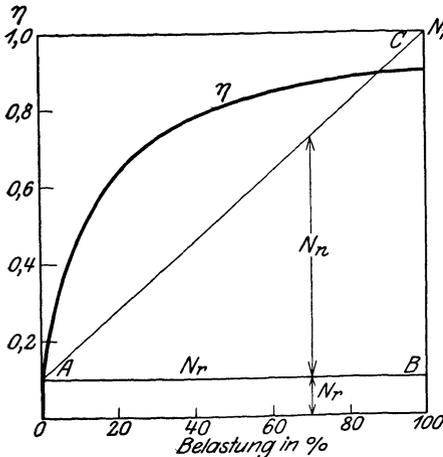


Abb. 4. Wirkungsgrad.

nähernd zutrifft, so würde sie in Abb. 4 nach der Linie AB verlaufen. Die Gesamtarbeit ist durch die Linie AC dargestellt und wird durch AB in Nutzarbeit und Reibungsarbeit geteilt. Die hieraus konstruierte Wirkungsgradskurve (Gl. 11) zeigt den starken Abfall namentlich bei kleinen Lasten. Demgemäß ist auch der Energieverbrauch einer Maschine bei kleiner Last verhältnismäßig größer, als bei Vollast. Braucht z. B. ein 50 PS-Elektromotor mit 90% Wirkungsgrad 4 kW oder 0,82 kW/PS, so benötigt er bei einer Leistung von 25 PS nicht 20,5, sondern etwa 22,5 kW oder 0,90 kW/PS. Die Größe des Wirkungsgrades und seine

Änderung bei wechselnder Belastung ist bei allen Maschinen verschieden und kann allgemein nicht angegeben werden.

II. Mechanische Triebwerke.

A. Lager und Zapfen.

1. Allgemeines.

Einteilung. Die Lager dienen zum Tragen von Maschinenteilen mit drehender Bewegung; in ihnen ruht der Zapfen, der in der Regel andern Teilen, wie Achsen und Wellen, angehört. Der auf die Lager zu übertragende Druck kann quer zur Drehachse oder in derselben liegen. Danach unterscheidet man

1. Traglager und Tragzapfen mit Seitendruck,
2. Spur- oder Stütz- oder Drucklager und Spurzapfen mit Achsen-
druck.

Die Bewegung des Zapfens im Lager kann unmittelbar auf den Tragflächen durch Gleiten oder durch Vermittlung eines zwischengeschalteten Rollkörpers erfolgen. Nach diesen Gesichtspunkten unterscheidet man

1. Gleitlager,
2. Rollenlager.

Unter den letzteren sind die Kugellager am verbreitetsten.

Allgemeine Forderungen. Bei der Bewegung des Zapfens im Lager treten Widerstände (Reibung) auf, die Arbeitsverluste, Abnutzung und Erwärmung zur Folge haben. Es kommt darauf an, diese Widerstände möglichst klein zu halten. Trotzdem ist eine Abnutzung unvermeidlich, sie muß an die Stelle gelegt werden, wo sie durch Nachstellung oder Erneuerung einfacher Teile wieder beseitigt werden kann (Lagerschalen). Die Lager müssen deshalb zugänglich und leicht auseinandernehmbar sein. Weiter sind die meisten Lager dauernd zu schmieren und demgemäß regelmäßig zu beobachten, da beim Versagen der Schmierung ein Anfressen oder Heißlaufen eintreten kann. Auf eine sorgfältige Ausbildung der Schmiervorrichtungen und die Möglichkeit ihrer jederzeitigen Prüfung ist daher besonderer Wert zu legen.

2. Gleitlager.

Reibung. Der am Umfang eines Tragzapfens auftretende Reibungswiderstand R (Abb. 5) hängt von dem Zapfendruck P und der Reibziffer μ ab und ist

$$R = P \mu, \dots \dots \dots (12)$$

das Zapfenreibungsmoment ist

$$M_r = P r \mu \dots \dots \dots (13)$$

Der Wert μ ist hier die Zapfenreibziffer und nur aus Versuchen mit laufenden Zapfen zu gewinnen. Er schwankt in den Grenzen von 0,002 bis

0,1 und hängt im wesentlichen von den verwendeten Materialien, der Glätte der Tragflächen und vor allen Dingen von der Schmierung und der dadurch bedingten Lager-temperatur ab. Weiter haben Versuche gezeigt, daß auch der Flächendruck und die Gleitgeschwindigkeit von Einfluß sind, wie Abb. 6 erkennen läßt. Bei kleinen Geschwindigkeiten, also auch beim Anlaufen, sind die Widerstände besonders groß.

Materialien. Der Zapfen gehört meist andern Maschinenteilen (Achsen und Wellen) an und besteht, wie diese, aus Stahl und Flußeisen. Als Lagermetall kommt hauptsächlich zur Verwendung:

1. Gußeisen. Die geringe Stoßfestigkeit, der kleine zulässige Flächendruck und die geringe Glätte schließen es für bessere Lager aus, dagegen ist es für einfache Betriebsverhältnisse brauchbar und wegen seiner Billigkeit oft bevorzugt.

2. Bronze in Form von Rotguß (etwa 85% Kupfer und 15% Zinn) und der härteren Phosphorbronze (mit 1% Phosphor), schleift sich gut ein und ist für stoßweise belastete Lager bei mäßigen Geschwindigkeiten sehr geeignet. Das Material läßt sich in dünnen Schalen gießen, kann aber Klemmungen und Beschädigungen bei Erwärmungen hervorrufen.

3. Weißmetall (etwa 85% Zinn, 10% Antimon, 5% Kupfer), schmiegt sich innig dem Zapfen an und schont ihn. Beim Heißlaufen schmilzt es (etwa bei 250° C), so daß nur das Lager, aber nicht der Zapfen unbrauchbar wird. Es ist für alle Geschwindigkeiten, aber weniger für stoßweise Belastung geeignet.

Tragzapfen. Man unterscheidet Stirnzapfen (Abb. 7) am Ende und Halszapfen (Abb. 8) innerhalb einer Welle. Zur Sicherung gegen axiale Verschiebungen sind Anläufe oder Schultern nötig, die am Lager anliegen. Bei den Stirnzapfen werden sie durch Ausdrehen, bei den Halszapfen durch Materialauflage oder aufgeschobenem Stellringe gebildet, da ein Eindrehen die Welle schwächen würde.

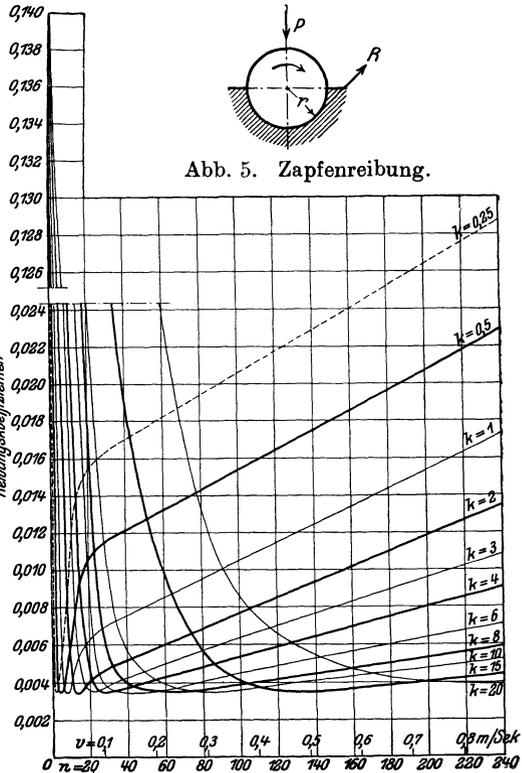


Abb. 6. Versuchsergebnisse von Zapfenreibungskoeffizienten bei verschiedenen Flächendrücken k und Drehgeschwindigkeiten v bzw. n .

Bei der Bestimmung des Durchmessers d und der Länge l ist Rücksicht zu nehmen auf Festigkeit, Flächendruck und Heißlaufen.

Die Festigkeit ist im allgemeinen nur bei Stirnzapfen zu prüfen, da diese außerhalb der Welle liegen und selbständig auszubilden sind, während die Halszapfen gleichzeitig ein Stück Welle darstellen und als solche ausreichende Festigkeit haben müssen. Der Stirnzapfen (Abb. 7) wird auf Biegung

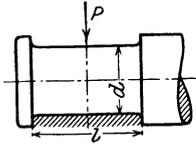


Abb. 7. Stirnzapfen.

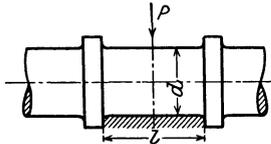


Abb. 8. Halszapfen.

beansprucht, der gefährliche Querschnitt (Widerstandsmoment W) liegt an der Wurzel also

$$M_b = W \cdot k_b,$$

$$\frac{Pl}{2} = 0,1 d^3 k_b \dots (14)$$

Die zulässige Biegungsbeanspruchung beträgt für

- Flußeisen $k_b = 300$ bis 400 kg/qcm,
- Stahl . . $k_b = 400$ bis 500 „ .

Der Flächendruck verteilt sich nicht gleichmäßig über die halbzylindrische Tragfläche, sondern ist in der von der Kraft geschnittenen Zylinder-Erzeugenden am größten und nimmt nach den Seiten bis auf Null ab. Jedenfalls ist er aber von l und d abhängig. Da der zulässige Wert nur durch Versuche an laufenden Zapfen bestimmt werden kann, so wird er am einfachsten gleich auf d und l bezogen, also

$$k = \frac{P}{dl} \dots \dots \dots (15)$$

Wird k zu groß, so findet ein Fressen oder eine zu starke Abnutzung statt. Erfahrungsgemäß kann gesetzt werden für

- gehärteten Stahl auf Bronze $k \leq 90$ kg/qcm,
- gewöhnlichen Stahl auf Bronze oder Weißmetall $k \leq 60$ „ ,
- Flußeisen $k \leq 40$ „ ,
- Flußeisen auf weichem Gußeisen $k \leq 25$ „ .

Die Erwärmung entsteht durch die Reibungsarbeit auf den Gleitflächen. Wahrscheinlich setzt sich der größere Teil der Reibung in Wärme, der übrige in Abnutzung um. Die sich bildende Wärme muß durch Zapfen, Welle und Lager soweit abgeführt werden, daß keine gefährlichen Wärmestauungen entstehen, die den Zapfen heiß und weich machen und einen Bruch zur Folge haben können. Maßgebend ist die auf die Flächeneinheit entfallende Reibungsarbeit; sie ist bei einer Flächenbelastung k (kg/qcm) und einer Geschwindigkeit v (m/s)

$$A = kv\mu.$$

Dieser Ausdruck darf einen bestimmten durch die Erfahrung gewonnenen Wert nicht überschreiten. Ersetzt man v durch die minutliche Drehzahl n und entnimmt k der Gl. 15, also

$$v = \frac{d\pi n}{60 \cdot 100} \text{ (d in cm) und}$$

$$k = \frac{P}{dl},$$

so entsteht

$$A \leq \frac{Pn}{l} \cdot \frac{\pi\mu}{6000},$$

$$l \geq Pn \left(\frac{\pi\mu}{6000A} \right).$$

Zweckmäßig faßt man den Klammersausdruck zusammen und schreibt

$$l \geq \frac{P n}{w} \dots \dots \dots (16)$$

Der Wert w ist als Erfahrungswert von bewährten Konstruktionen zu entnehmen. Er hängt von der Art der Wärmeabfuhr ab und ist z. B. bei durch die Luft bewegten Lagern von Fahrzeugen und Kurbelzapfen größer, als bei ruhenden Lagern, ferner wirken Lager mit Druckwechsel (Kurbellager) günstig, da beide Lagerschalen die Wärme abführen. Von großer Bedeutung ist eine reichliche Ölzufuhr, ganz besonders bei der Preßölschmierung, wo das Öl in einem Kreislauf durch die Lager gepumpt und rückgekühlt wird. Nachteilig wirken Arbeitsleisten an den Lagerschalen, durch die isolierende Lufträume gebildet werden. Für mittlere Verhältnisse kann gesetzt werden für

Triebwerkslager . . .	$w =$	20000 bis	40000,
Kurbelzapfen	$w =$	60000 "	70000,
Eisenbahnwagenlager .	$w =$	78000 "	95000,
Lokomotivachslager . .	$w =$	150000 "	190000,
Lokomotivkurbelzapfen	$w =$	190000 "	250000.

Der Gang der Berechnung ist der folgende. Ist der Zapfendurchmesser d von vornherein bekannt (Halszapfen einer Welle), so ist nur die Länge zu bestimmen; man ermittelt sie aus Gl. 15 und Gl. 16 und führt den größeren Wert aus. Bei kleinen Drehzahlen ist der Flächendruck (Gl. 15), bei großen die Erwärmung (Gl. 16) maßgebend. Je schneller ein Zapfen läuft, um so länger wird er. Handelt es sich um einen Stirnzapfen, dessen Durchmesser noch nicht bekannt ist, so benutzt man zunächst nur die Gl. 14 und 15 und erhält aus diesen

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2 k_b}{k}} \dots \dots \dots (17)$$

$$d = \sqrt{\frac{P l}{0,2 k_b d}} \dots \dots \dots (18)$$

Das sich hieraus ergebende l ist dann noch auf Erwärmung zu prüfen. Er gibt sich nach Gl. 16 ein größerer Wert, so ist dieser maßgebend; dann muß aber auch d geändert werden, um das größere Biegemoment aufnehmen zu können. Nach Gl. 14 wird

$$d = \sqrt[3]{\frac{P l}{0,2 k_b}} \dots \dots \dots (19)$$

Traglager. Die einfachsten Lager sind die von Handwinden und dgl., deren Zapfen nur sehr langsam und selten laufen. Hier genügt es, den Zapfen in eine Bohrung des Gestells aus Gußeisen (Abb. 9) zu legen. In allen anderen Fällen legt man ihn auf dünne Lagerschalen, die nach erfolgter Abnutzung leicht erneuert werden können. Ferner macht man wegen des leichteren Zusammenbaus und des Nachstellens die Schalen zweiteilig und schließt das Lager durch einen Lagerdeckel.

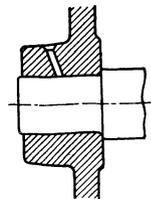


Abb. 9. Augenlager.

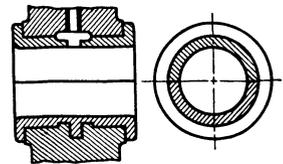


Abb. 10. Feste Lagerschalen.

Von Wichtigkeit ist es, daß der Zapfen mit seiner ganzen Tragfläche aufliegt. Bei kurzen Zapfen sind feste Lagerschalen zulässig (Abb. 10), bei langen Zapfen, insbesondere an dünnen biegsamen Wellen, müssen sie beweglich sein, um etwaigen Federungen der

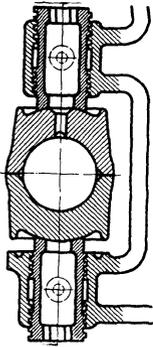


Abb. 11. Bewegliche Lagerschalen.

Welle folgen zu können und einseitige Kantenpressungen zu vermeiden. Solche Schalen legt man auf Kugelpfannen, in denen sie allseitig beweglich sind (Abb. 11).

Gußeiserne Lagerschalen fallen wegen des kleinen zulässigen Flächendrucks an sich lang aus und werden daher stets in Kugelpfannen gestützt (Abb. 11). Für die schwach und gleichmäßig belasteten Triebwerkswellen genügen sie, zumal da auch der Platz zur Verfügung steht.

Bronzeschalen werden fest im Lagergehäuse angeordnet und

zur Sicherung gegen seitliches Verschieben mit Bunden und gegen Verdrehen mit zylindrischen Zapfen versehen (Abb. 10).

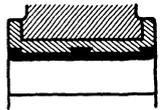


Abb. 12. Lagerschalen mit Weißmetall.

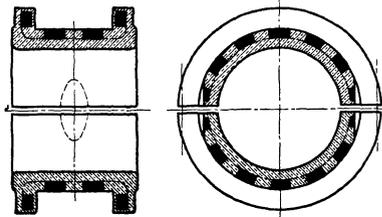


Abb. 13. Skelettlager.

gebogene und durchlochte Bleche als Kern benutzt und mit Weißmetall umgossen (Abb. 13, Skelettlager der Glykometallgesellschaft, Wiesbaden).

Weißmetall wird für feste und bewegliche Schalen verwendet und in gußeiserne Schalen mit schwalbenschwanzförmigen Ausdrehungen eingossen (Abb. 12). Bei der geringen Schmelztemperatur (250°C) macht das Eingießen keine Schwierigkeiten. Neuerdings werden auch schmiedeiserne

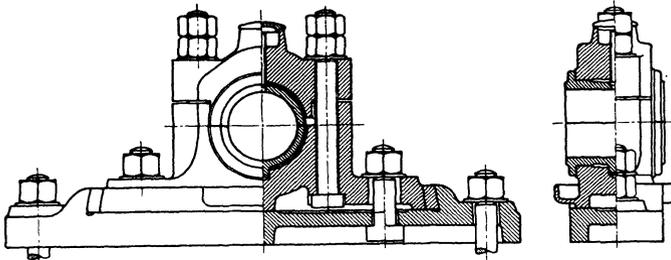


Abb. 14. Stahllager.

Stahllager (Abb. 14) werden meist auf einer Sohlplatte aufgestellt und auf dieser nach der Seite eingerichtet; die Höhenlage kann durch untergelegte Bleche geregelt werden. Unbewegliche Lagerschalen liegen im Lagergehäuse bzw. Deckel voll

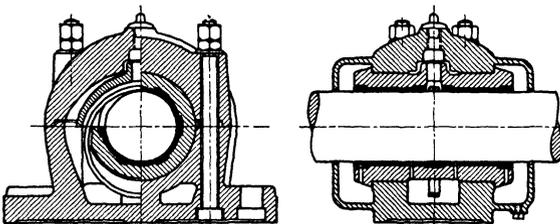


Abb. 15. Stahllager mit Ringschmierung.

auf; der Deckel ist im Unter- teil gegen Seitenkräfte geführt. Für langsam laufende Zapfen genügt die einfache Tropfölschmierung, für schnellen Gang empfiehlt sich die Ringschmierung (Abb. 15). Hier liegt oben auf dem freigelegten Zapfen lose ein

großer Ring, der unten in einen Ölsumpf eintaucht; bei der Drehung des Zapfens wird er durch Reibung mitgenommen und das anhaftende Öl dem Zapfen zugeführt. Erst in größeren Zeitabständen ist das Öl zu erneuern.

Bewegliche Lagerschalen ruhen im Lagergehäuse und Deckel in Kugelformen; auch hier ist die Ringschmierung anwendbar, wenn man die Unterschale doppelwandig gießt und als Ölkammer ausbildet (Abb. 16).

Die Arm- und Hängelager der Triebwerkswellen (Abb. 17 und 18) erhalten stets bewegliche Lagerschalen, und zwar für einfache Verhältnisse aus Gußeisen, für höhere Anforderungen mit Weißmetallausguß. Um das Einrichten zu erleichtern, werden die Kugelformen auf Stellspindeln gelagert (vgl. Abb. 11).

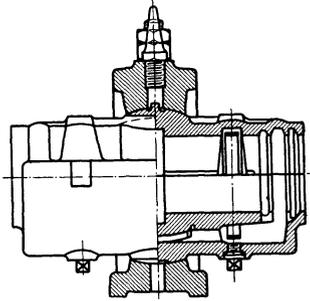


Abb. 16. Bewegliche Schalen mit Ringschmierung.

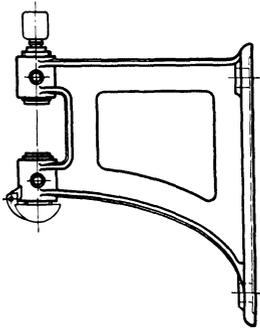


Abb. 17. Armlager.

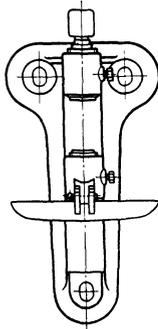


Abb. 18. Hängelager.

Die Lagerfuge wird im allgemeinen in eine wagerechte Ebene gelegt, die Nachstellung der Lagerschalen ist dann nur in senkrechtem Sinne möglich. Die durch Seitendruck entstehende Abnutzung ist dann nicht mehr ausgleichbar. Bei stark belasteten Lagern mit schräg gerichtetem Druck legt man besser die Fuge senkrecht zur Krafrichtung (Abb. 19) oder macht die Schalen vierteilig und durch Keile auch in der wagerechten Ebene nachstellbar.

Spurzapfen und Lager. Man unterscheidet Scheiben-, Ring-

und Kammzapfen. Der Scheibenzapfen (Abb. 20) läuft auf seiner Stirnfläche. Die Druckverteilung über die Tragfläche kann nur bei dem neuen Zapfen gleichmäßig sein, bei den eingelaufenen nicht, denn die außen liegenden Flächenelemente machen einen größeren Weg als die inneren und nutzen sich daher zunächst stärker ab. Der Zapfen wird also ballig, bis der

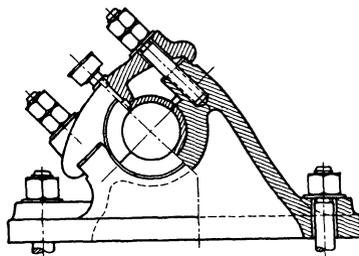


Abb. 19. Schrägliegende Lagerfugen.

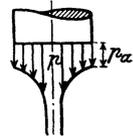
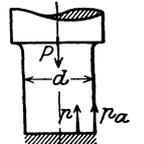


Abb. 20. Spurzapfen.

dadurch wachsende Druck auf die inneren Flächenteile wieder hier größere Abnutzungen hervorruft usw. Ist ω die Winkelgeschwindigkeit, p der Flächen-
druck in einem beliebigen Abstände q von der Drehachse und p_a der Flächen-

druck im äußeren Kreise r , so folgt aus der Gleichheit der Reibungsarbeiten gemäß Abb. 20

$$p \mu \varrho \omega = p_a \mu r \omega$$

$$p = p_a \frac{r}{\varrho} \dots \dots \dots (20)$$

Trägt man von einem bestimmten p_a ausgehend die Werte von p auf, so erhält man einen Hyperbelast, der sich asymptotisch der Drehachse nähert. Der Druck in der Mitte wird also beim Einlaufen theoretisch unendlich groß, praktisch ist natürlich inzwischen hier das Material soweit weggelaufen, daß die äußeren Teile stärker belastet werden. Jedenfalls zeigt diese Betrachtung, daß die inneren Teile am meisten gefährdet sind; man nimmt hier vielfach das Material von vornherein fort und führt das Schmiermittel von der Mitte aus zu. Weiter ist es notwendig, die tragenden Flächen möglichst hart zu machen, man fertigt deshalb die Spurplatte aus gehärtetem Stahl oder aus Phosphorbronze.

Der mittlere Flächendruck

$$k = \frac{P}{\pi/4 d^2} \dots \dots \dots (21)$$

ist durch Versuche zu bestimmen und bei Stahl auf Stahl gehärtet bis 150, sonst wie bei den Traglagern zu wählen. Mit Rücksicht auf Erwärmen ergibt sich aus ähnlichen Betrachtungen wie bei den Tragzapfen

$$d \geq \frac{Pn}{w}, \dots \dots \dots (22)$$

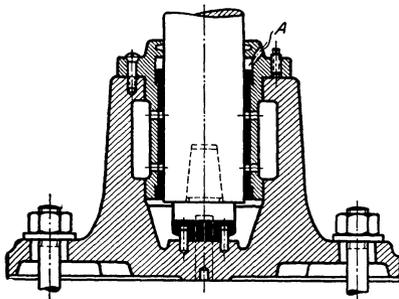


Abb. 21. Spurlager.

wo $w = 30000$ bis 40000 für gewöhnliche Verhältnisse zu setzen ist.

Die Spurlager für Scheibenzapfen bestehen aus einem topfartigen Gehäuse (Abb. 21), in dem unten lose, aber durch Stifte gegen Drehung gesichert, die Spurplatte ruht, und zwar auf einem Kugelsitz, damit sie sich

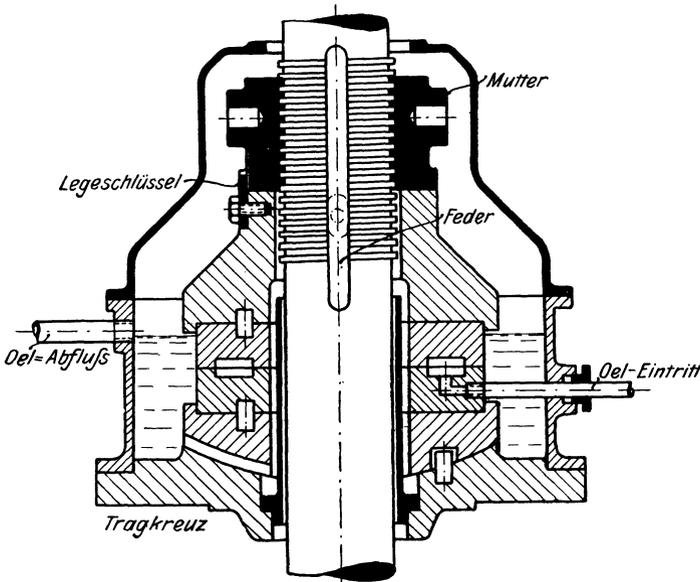


Abb. 22. Ringlager.

nach dem Zapfen einstellen kann. Auf den Zapfen wird zweckmäßig eine Stahlplatte aufgesetzt; gegen Seitenkräfte wird er durch eine Büchse mit Rotgußfutter gesichert. Bei hohen Lagerdrücken führt man das Schmieröl axial in der Mitte der Spurplatte zu und oben bei *A* ab.

Ringzapfen und Ringlager (Abb. 22) tragen auf Ringflächen, so daß bei einem mittleren Ringdurchmesser d_m und einer Ringbreite b der Flächen-
druck ist

$$k = \frac{P}{\pi d_m b} \cdot \dots \dots \dots (23)$$

Die untere Spurplatte stützt sich auf einen Druckring mit Kugelsitz, um eine gleichmäßige Druckverteilung zu erhalten. Die obere bewegliche Platte wird durch ein Druckstück und Einstellmutter von der Welle belastet.

Um bei den verhältnismäßig hohen Gleitgeschwindigkeiten bei erträglichen Abmessungen schädliche Erwärmungen auszuschließen, führt man den Tragflächen durch eine Pumpe Öl mit solchem Druck zu, daß sie sich kaum berühren. Alsdann kann gesetzt werden $w = 125\,000$ (Gl. 22).

Kammzapfen (Abb. 23) haben mehrere aus der Welle ausgedrehte Kämme von rechteckigem oder trapezförmigem Querschnitt, die in entsprechenden Nuten der Lagerschalen laufen, sie sind also gewissermaßen mehrfache Ringzapfen. Da es schwierig ist, alle Kämme gleichmäßig zum Tragen zu bringen und außerdem bei größeren Erwärmungen Klemmungen eintreten, so darf der Flächen-
druck k nur sehr klein gewählt werden, etwa $\frac{1}{10}$ der früheren Werte. Im allgemeinen Maschinenbau sind diese Lager durch Kugeldrucklager verdrängt; eine große Rolle spielen sie auf Schiffen, wo sie den Propellerschub auf den Schiffskörper übertragen und bei den großen Kräften besonders sorgfältig auszubilden sind.

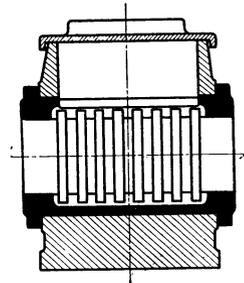


Abb. 23. Kammlager.

3. Kugellager.

Allgemeines. Der Ersatz der gleitenden Reibung durch rollende bezweckt in erster Linie einen leichteren Gang. Der Reibungsbeiwert der heutigen Kugellager bezogen auf den Wellenumfang beträgt nur 0,0013 und ist bei allen Betriebsverhältnissen fast unveränderlich, während er bei den Gleitlagern in weiten Grenzen schwankt (vgl. Abb. 6, S. 5) und meist größer als 0,01 ist. Die Kugeln erhalten stets besondere Laufbahnen, das sind ungeteilte Laufringe mit eingedrehter Laufnut, von denen der eine auf der Welle, der andere im Lagergehäuse befestigt wird. Bei der Gehäuseausbildung ist für einen guten Staubschutz zu sorgen. Kugeln und Laufringe verlangen die größtmögliche Genauigkeit (Toleranz etwa 0,001 mm); sie werden aus zähem Chromstahl hergestellt und in Wasser oder Öl gehärtet. Die Ausführung ist Sache einer Spezialfabrik, die nach Normalien für Durchmesserabstufungen von 5 zu 5 mm für leichte, mittlere und schwere Betriebe arbeitet und für jeden Satz die zulässige Belastung und Drehzahl angibt.

Traglager. Ein Laufringsystem für Radial- oder Traglager zeigt Abb. 24. Zwischen einem

Abb. 24. Laufringsystem.

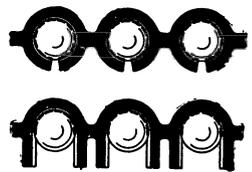
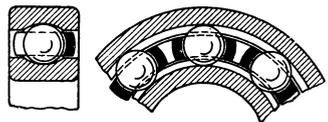


Abb. 25. Kugelkäfig.

inneren und äußeren Laufring laufen in eingedrehten Nuten die Kugeln. Damit sie sich nicht gegenseitig berühren und aneinander reiben, werden sie durch einen Kugelkäfig geführt, z. B. nach Abb. 25, wo in einem gegossenen Bronzering die Kugeln eingelegt und durch Umbiegen der vorstehenden Ränder gehalten werden. Der innere Laufring wird fest auf die Welle gesetzt (Abb. 26) und in axialer Richtung auf der einen Seite durch einen

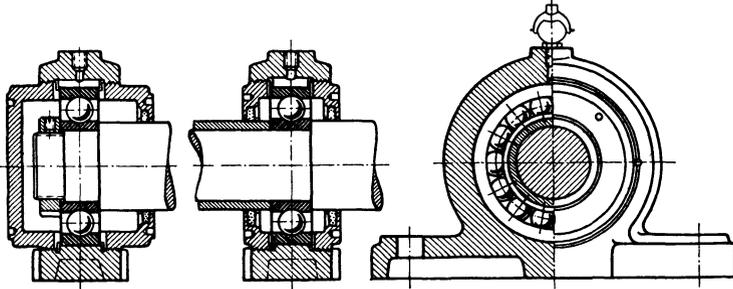


Abb. 26. Radiallager.

Ansatz, auf der andern durch eine Mutter oder durch eine Hülse, die außen an der Nabe eines Rades anliegt, gehalten. Bei durchgehenden glatten Wellen verwendet man geschlitzte konische Spannhülsen mit Mutter, die den Ring durch Reibung halten (Abb. 27). Der äußere Laufring wird in der Regel fest in Lagergehäuse gelagert (Abb. 26). Bei Wellen, die stark federn, macht man ihn außen ballig und legt ihn mit Kugelsitz in einen Einstellring, der noch in axialer Richtung im Lager verschiebbar gemacht wird, wenn auch in diesem Sinne die Welle nachgiebig sein soll (Abb. 27).

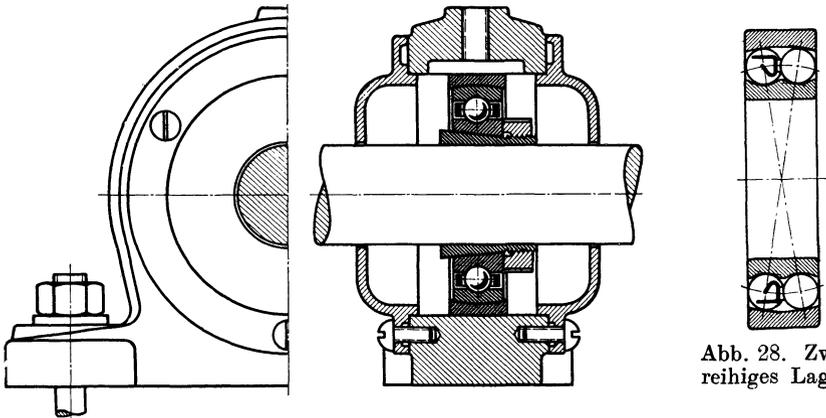


Abb. 27. Radiallager mit verschiebbaren Laufring.

Abb. 28. Zwei-reihiges Lager.

Der größte auf eine Kugel entfallende Druck kann nach Stribeck gesetzt werden zu

$$P_1 = \frac{5 P}{i}, \dots \dots \dots (24)$$

wenn P den Gesamtlagerdruck und i (meist 10 bis 12) die Anzahl der Kugeln ist und die zulässige Belastung einer Kugel von d cm Durchmesser zu

$$P_1 = c d^3. \dots \dots \dots (25)$$

Der Wert c darf bis 200 betragen, ist jedoch mit wachsender Drehzahl und Kugelkreisdurchmesser zur Vermeidung von Erwärmung oder zu starkem Ver-

schleiß auf mehr als die Hälfte zu ermäßigen. Die Anzahl der Kugeln ist durch den Käfig und die Einfüllmöglichkeit beschränkt. Um sie zu vergrößern, werden neuerdings die Kugeln in zwei Reihen angeordnet. Eine besondere Ausbildung haben solche Lager durch die S.K.F. Norma erfahren. Die Kugeln sind in ihren Reihen gegeneinander versetzt und liegen in einem gemeinsamen Käfig aus Stahlblech (Abb. 28). Die inneren Laufflächen sind als Rillen ausgebildet, die äußeren kugelig geschliffen (Abb. 29); die Welle kann sich mit dem inneren Ring zwanglos einstellen, so daß der einreihigen Lagern übliche Einstellring (vgl. Abb. 27) entbehrlich wird.

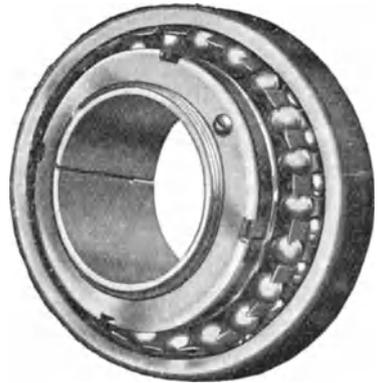


Abb. 29. Zweireihiges Lager.

Drucklager. Bei den Axial- oder Drucklagern werden ebenfalls Kugelkäfige, die aus zwei durchlochenden dünnen Blechscheiben bestehen, angeordnet. Der sich drehende Laufring wird fest auf die Welle gesetzt, der andere erhält im Gehäuse zweckmäßig Kugelsitz (Abb. 30), um auch bei Schwankungen der Welle nachzugeben und zentrisch belastet zu bleiben. Alsdann verteilt sich der Gesamtdruck immer gleichmäßig auf alle Kugeln, also ist für eine Kugel

$$P_1 = \frac{P}{i} = c d^2 \dots \dots \dots (26)$$

Wellen, die in beiden Richtungen gegen axiale Schübe abzustützen sind, brauchen doppelte Kugellager, die nach Abb. 31 zusammengesetzt werden können.

Anwendungsgebiet. Die Vorzüge der Kugellager gegenüber Gleitlagern sind:

1. Geringe Reibung ($\mu = 0,0011$ bis $0,0018$ gegenüber $0,01$ bei Gleitlagern). Die Reibziffer ist fast unabhängig von der Belastung und Geschwindigkeit, daher kleine Anlaufwiderstände.

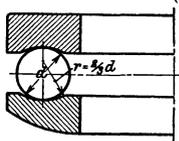


Abb. 30. Kugeldrucklager.

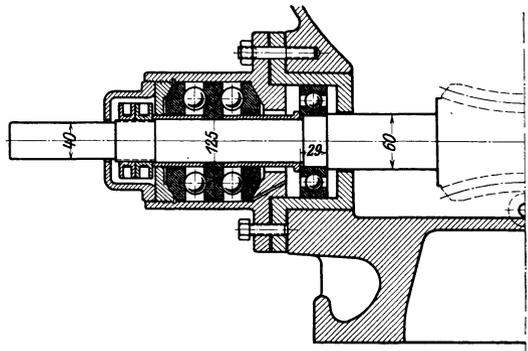


Abb. 31. Doppeldrucklager.

2. Das bei Gleitlagern notwendige und oft mit Nacharbeiten verbundene Einlaufen fällt fort.

3. Unabhängigkeit vom Schmiermittel, daher geringe Wartung. Die Schmierung soll in erster Linie einen Rostansatz verhüten, kann aber auch sonst nicht entbehrt werden, da andernfalls bei hohen Drehzahlen eine Erwärmung und starkes Auslaufen eintritt. Die Schmierung arbeitet selbsttätig und braucht nur selten erneuert zu werden.

4. Kurze Baulänge.

Als Nachteile stehen dem gegenüber die hohen Beschaffungskosten, die Bruchgefahr bei plötzlichen Überlastungen und Stößen, die Mitwirkung der Spezialfabrik bei Reparaturen und der oft umständliche Ein- und Aus-

bau, da die ungeteilten Laufringe über die Wellenenden geschoben und dazu häufig andere Teile abgenommen werden müssen.

Das Anwendungsgebiet liegt, abgesehen von Fahrrädern, hauptsächlich bei den Kraftwagen, wo die genannten Vorzüge eine besondere Wichtigkeit haben. Ferner sind Kugellager sehr vorteilhaft für Maschinen, die häufig anlaufen und große Anlaufwiderstände überwinden müssen (Drehscheiben, Schiebebühnen). Als Drucklager haben sie das Kammlager, von sehr großen Abmessungen abgesehen, fast ganz verdrängt. Der Mangel an Lagermetall während des Krieges hat die Verbreitung der Kugellager sehr gefördert und manche Vorurteile überwinden helfen. So finden sie insbesondere als Transmissionslager eine immer größere Verwendung; die etwas höheren Anlagekosten machen sich durch die Kraftersparnisse bei den langen Betriebszeiten bald bezahlt. Auch bei den unter schwierigen Bedingungen arbeitenden Lagern der Eisenbahnfahrzeuge hat man erfolgreiche Versuche mit Kugellagern gemacht.

B. Achsen und Wellen.

Achsen dienen zum Tragen von Maschinenteilen mit drehender oder schwingender Bewegung. Sie stützen sich mit ihren Zapfen auf Lager und tragen auf ihrem Achsenkopf Räder oder Hebel. Drehmomente werden gar nicht oder nur in geringem Maße durch die Achse fortgeleitet, es handelt sich hauptsächlich um die Aufnahme von Biegemomenten. Achsen sind also Träger auf zwei Stützen und sind, wie diese, auf Biegung zu berechnen. Da sie sich drehen, müssen sie in allen Lagen gleich fest sein, also Kreisquerschnitte haben. Verschiedene Formen zeigen Abb. 32 bis 34.

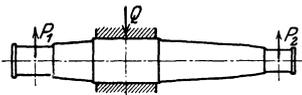


Abb. 32. Einfach belastete Achse.

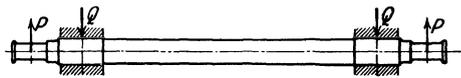


Abb. 33. Zweifach belastete Achse.

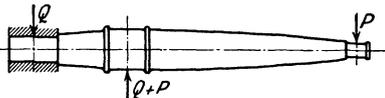


Abb. 34. Freitragende Achse.

Aus den Stützweiten und der Achslast Q ergeben sich zunächst die Lagerdrücke P_1 und P_2 . Aus diesen sind die Abmessungen der Zapfen bestimmbar. Für alle andern Querschnitte sind die Biegemomente M_b maßgebend; es ergeben sich aus ihnen die Widerstandsmomente W oder die Durchmesser D für eine beliebige Stelle aus der Biegleichung

$$M_b = W k_b = 0,1 D^3 k_b (27)$$

Der Achsenkopf, das ist der Teil, der die Last trägt, muß über seine ganze Länge zylindrisch gehalten werden, da er in der Bohrung eines Radkörpers liegt; die Schenkel dagegen, die mit andern Teilen nicht in Berührung kommen, dürfen sich nach den Zapfen verjüngen. Theoretisch sind sie als Balken gleicher Festigkeit (Paraboloid) auszubilden. Wegen der schwierigen Herstellung begrenzt man sie jedoch gradlinig, und zwar so, daß an den Zapfen ausreichende Schultern stehen bleiben.

Das Material der Achsen ist S. M.-Martinstahl mit

$$k_b = 400 \text{ bis } 600 \text{ kg/qcm}$$

oder Flußeisen mit

$$k_b = 300 \text{ bis } 400 \text{ kg/qcm}.$$

Die Befestigung der Radnabe auf der Achse erfolgt meist durch Reibungsschluß, da die sonst üblichen Längskeile sich bei stoßendem Gang losschlagen,

Man schiebt das Rad mittels hydraulischer Pressen auf die schwach konisch gehaltenen Sitzflächen auf oder stellt die Verbindung durch Aufschumpfen her, indem man die Nabe um das Schumpfmaß (etwa 1:200) enger bohrt und vor dem Aufziehen erwärmt.

Wellen dienen zur Übertragung von Drehmomenten oder Leistungen, sie werden also auf Verdrehung (Torsion) beansprucht. Durch die Belastung der drehenden oder gedrehten Teile quer zur Achse entstehen außerdem noch biegende Kräfte (Kurbeldruck, Riemenzug, Zahndruck usw.), die unter Umständen recht erheblich sein können, in vielen Fällen aber, ganz besonders bei zweckmäßiger Anordnung der Lager, so klein werden, daß eine besondere Berücksichtigung nicht erforderlich ist.

Dünne Wellen werden aus gewalztem Flußeisen oder Stahl, stärkere aus geschmiedeten Blöcken gedreht. Zur Sicherung gegen axiale Verschiebungen erhalten die Zapfen Schultern, oder es werden insbesondere bei Triebwerkswellen Stellringe neben die Lager gesetzt, die zweckmäßig geteilt ausgeführt werden.

Für Wellen, die nur auf Verdrehung beansprucht werden, ist das zu übertragende Drehmoment (Abb. 33)

$$PR = M_d = \frac{J_p}{e} \cdot k_d \dots \dots \dots (28)$$

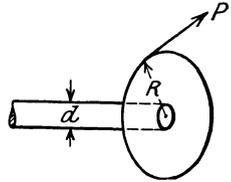


Abb. 35. Welle.

Für den kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser d ist das polare Trägheitsmoment

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32}$$

und der Abstand der äußeren Faser

$$e = \frac{d}{2},$$

also

$$\frac{J_p}{e} = \frac{\pi d^3}{16} = \sim 0,2 d^3 \dots \dots \dots (29)$$

Demnach

$$M_d = 0,2 d^3 k_d \dots \dots \dots (30)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_d}{0,2 k_d}} = \sqrt[3]{\frac{5 M_d}{k_d}} \dots \dots \dots (31)$$

Ist statt des Drehmoments die Leistung N in PS und die minutliche Drehzahl n gegeben, so folgt aus

$$M_d = 71\,620 \frac{N}{n} \quad (\text{Gl. 9, S. 3})$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{360\,000 N}{k_d n}} \dots \dots \dots (32)$$

Werte für k_d in kg/qcm

	Drehsinn in	
	einer Richtung	beiden Richtungen
Flußeisen	400 bis 500	200 bis 280
Flußstahl	600 „ 800	300 „ 400

Gewöhnliche Triebwerkswellen werden durch Riemenzug u. dgl. mäßig auf Biegung beansprucht. Diesem Umstande pflegt man dadurch Rechnung zu tragen, daß man k_d auf 120 kg/qcm ermäßigt. Es wird dann

$$k_d = 120 : d = 0,35 \sqrt[3]{M_d} = 14,42 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (33)$$

Dünne Wellen können durch die Verdrehung eine elastische Formänderung erleiden, die in Radnaben mit langen Keilbahnen unerwünscht ist. Es wird vielfach die Forderung gestellt, daß der Verdrehungswinkel $\frac{1}{4}^\circ$ für 1 m Wellenlänge nicht überschreitet. Diese Bedingung führt zu der Gleichung

$$d = 0,734 \sqrt[4]{M_d} = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (34)$$

Stark belastete Wellen sind auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen. Nach der Festigkeitslehre entsteht aus dem Biegemoment M_b und dem Drehmoment M_d ein ideelles Moment

$$M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2}, \dots \dots \dots (35)$$

das als Biegemoment aufzufassen ist, so daß sich aus

$$M_i = W k_b = 0,1 d^3 k_b \dots \dots \dots (36)$$

der Durchmesser d bestimmen läßt. Für Stahlwellen ist zu setzen

$$k_b = 400 \text{ bis } 600 \text{ kg/qcm.}$$

C. Kupplungen.

Einteilung. Kupplungen dienen zur Verbindung zweier Wellenenden und haben wie die Wellen Drehmomente zu übertragen. Man unterscheidet:

1. Feste Kupplungen, die eine dauernde Verbindung herstellen, und zwar
 - a) steife Kupplungen,
 - b) bewegliche Kupplungen.
2. Ausrückbare Kupplungen, die betriebsmäßig eine Trennung der Wellen ermöglichen, und zwar
 - a) Ausrückkupplungen, die sich während des Ganges nur ausrücken lassen,
 - b) Reibkupplungen, die sich während des Ganges ein- und ausrücken lassen.

Die Kupplungsteile haben meist verwickelte Formen und werden daher aus Grauguß oder bei höheren Ansprüchen aus Stahlguß gefertigt. Sie sollen glattläufig sein, d. h. keine vorspringenden Teile haben, an denen Arbeiter mit ihrer Kleidung festhaken können. Die Verbindung mit der Welle erfolgt durch Stahlkeile (Nut und Feder).

Feste steife Kupplungen. Die einfachste Form, die Muffenkupplung, hat eine ungeteilte Muffe (Abb. 36), die durch Keile mit der Welle verbunden

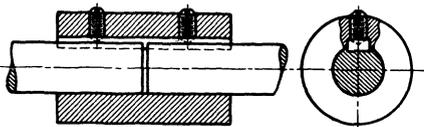


Abb. 36. Muffenkupplung.

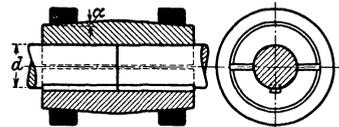


Abb. 37. Hülsenkupplung.

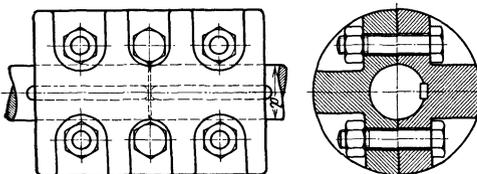


Abb. 38. Schalenkupplung.

wird. Wegen des unbequemen Zusammenbaus wird sie nur selten verwendet. Besser ist die Teilung der Muffe. Für dünne Wellen verwendet man vielfach die Hülsenkupplung (Abb. 37), für stärkere die Schalenkupplung (Abb. 38); bei

der ersteren werden die Kupplungshälften durch konisch ausgedrehte Ringe (etwa $\text{tg } \alpha = \frac{1}{25}$), bei der letzteren durch Schrauben zusammengehalten, die der Glattläufigkeit wegen in entsprechenden Aussparungen liegen.

Sehr beliebt für Triebwerkswellen ist die Sellersche Klemmkegelkupplung (Abb. 39). In der ungeteilten Hülse *a* sitzen 2 geschlitzte Klemmkegel *b*, die durch 3 Schrauben axial angezogen werden. Zur Sicherheit wird ein Keil eingelegt; um die richtige Lage der Welle zu erkennen, sind Schaulöcher *c* vorgesehen. Die Kupplung ermöglicht einen leichten Zusammenbau auch bei verschiedener Wellenstärke und gewährleistet einen zentrischen Zusammenbau.

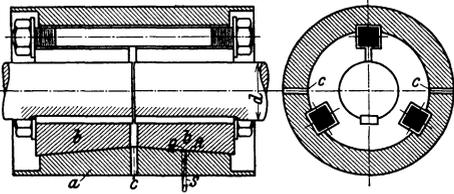


Abb. 39. Klemmkegelkupplung.

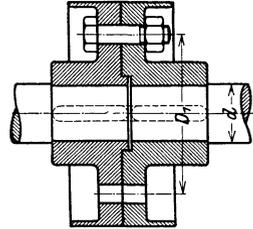


Abb. 40. Scheibenkupplung.

Für starke Wellen wird die Scheibenkupplung (Abb. 40) verwendet. Die Scheiben werden auf die Wellenköpfe aufgepreßt und durch Keile gesichert, bei ungeteilten Lagern sind sie nicht verwendbar. Bei der unmittelbaren Kupplung von Kraft- und Arbeitsmaschine werden die Scheiben häufig als Kupplungsflansche mit den Wellen aus einem Stück gefertigt (Abb. 41) und durch versenkte Schrauben verbunden.

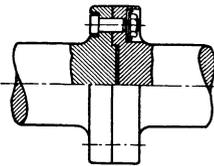


Abb. 41. Kupplungsflansche.

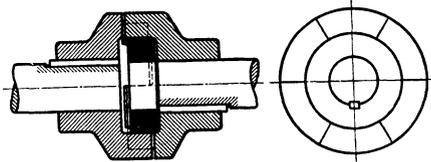


Abb. 42. Ausdehnungskupplung.

Bewegliche Kupplungen. In langen Wellensträngen sind Kupplungen nötig, die eine axiale Verschiebung gegen Wärmeeinflüsse gestatten. Eine solche Ausdehnungskupplung (Abb. 42) hat fingerartig ineinandergreifende Kupplungshälften, deren radiale Druckflächen aufeinander gleiten können; zur Zentrierung ist ein Ring eingelegt.

Eine Nachgiebigkeit in radialem Sinne wird verlangt, wenn die Wellenmitten nicht genau zusammenfallen, oder in tangentialem Sinne, wenn Anlaufoder sonstige Stöße abgeschwächt werden sollen. Eine für diese Zwecke viel verwendete Kupplung ist die Lederbandkupplung von Zedel-Voith (Abb. 43). Die Zylindermäntel der Kupplungshälften liegen ineinander und werden durch ein durch Schlitze hindurchgezogenes endloses Lederband unter sich verbunden.

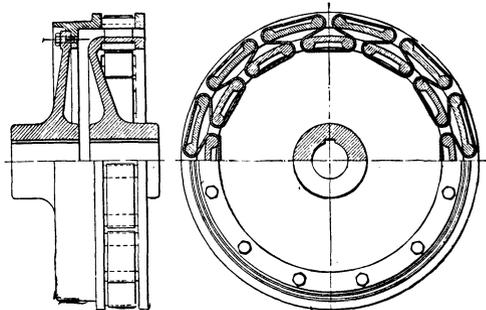


Abb. 43. Lederbandkupplung.

Weiter gehören zu dieser Gruppe die sog. Kreuzgelenkkupplungen (Hooksches, Cardanisches Gelenk), für sich schneidende Wellen (Abb. 44).

Die Kupplungsteile sind gabelartig mit Endzapfen ausgebildet und mit diesen so in einem Ring gelagert, daß die Zapfenachsen beider Kupplungshälften rechtwinklig zueinander stehen. Stehen die Wellen unter einem Winkel gegeneinander, so kann sich der Ring in jeder Lage zwangsfrei einstellen und eine Übertragung ohne Klemmungen herbeiführen. Allerdings muß, wie eine genauere Untersuchung zeigt, die getriebene Welle ungleichförmig laufen, auch wenn sie gleichförmig angetrieben wird. Die Mängel lassen sich dadurch auscheiden, daß man ein zweites Gelenk einbaut, also eine Zwischenwelle c (Abb. 45) zwischen treibender und getriebener Welle

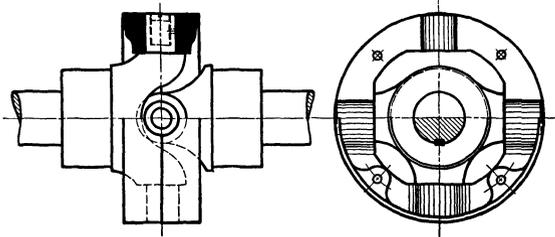


Abb. 44. Kreuzgelenkkupplung.

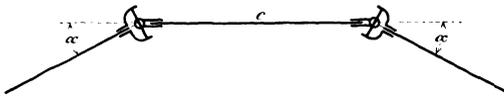


Abb. 45. Welle mit Gelenkkupplungen.

so anordnet, daß sie gegen diese um die gleichen Winkel a geneigt ist.

Ausrückkupplungen. Das Wesen dieser Konstruktionen besteht darin, daß die eine Kupplungshälfte oder Teile von ihr auf der getriebenen Welle axial verschiebbar gelagert und durch vorstehende Zähne mit der andern Hälfte in Eingriff gebracht werden. Die einfachste Form ist die Klauenkupplung (Abb. 46). Zur Verschiebung wird eine Nut eingedreht, in der ein Halsring mit Zapfen für einen gegabelten Hebel liegt. Ein Ausrücken während des Ganges ist unbedenklich, ein Einrücken aber nur bei sehr langsamem Gang und kleinen Übertragungskräften ungefährlich.

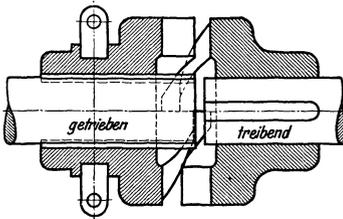


Abb. 46. Klauenkupplung.

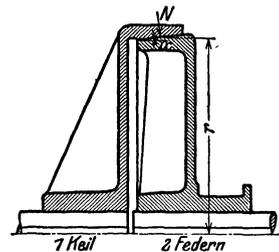


Abb. 47. Reibkegelkupplung.

Reibkupplungen. Die Kraftübertragung durch Reibschluß ermöglicht auch während des Ganges ein Einrücken der Kupplung, wobei anfänglich ein Gleiten stattfindet. Da ferner der Anpressungsdruck der Reibflächen geregelt, also die Übertragungskraft eingestellt werden kann, ist gleichzeitig die angetriebene Welle vor Überlastungen geschützt. Bei der einfachsten Kupplung dieser Art, der Reibkegelkupplung (Abb. 47), berühren sich die beiden Kupplungsscheiben in ihren konischen Mantelflächen; durch axiales Zusammendrücken wird hier die tangentielle Reibungskraft $N\mu \geq \frac{M}{r}$ erzeugt. Der

Nachteil dieser Kupplung besteht darin, daß der axiale Schub durch Federn oder Gewichte dauernd aufrechterhalten und von den Lagern aufgenommen werden muß. Diesen Nachteil vermeiden die andern recht zahlreichen Kon-

struktionen dieser Art, indem sie die Anpressungsdrücke innerhalb der Kuppung aufnehmen. Als Beispiel sei die Dohmen-Leblancsche Kuppung (Abb. 48) erwähnt.

Hier werden einzelne Reibschuhe *d* durch Blattfedern *e* radial gegen den zylindrischen Mantel der treibenden Kuppungsscheibe *a* gepreßt und an dem Kuppungsteil *b* geführt. Die Federn wirken wie Kniehebel und werden durch achsiale Verschiebung der Muffe *c* soweit gespannt, daß sie (um δ) durchschlagen, d. h. über die Totlage kommen.

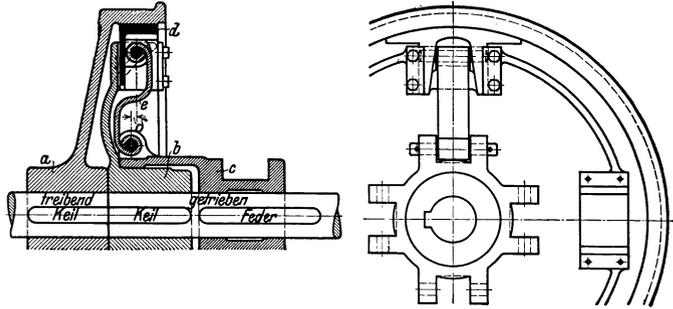


Abb. 48. Dohmen-Leblancsche Kuppung.

D. Übertragungsmittel zwischen zwei Wellen.

1. Allgemeines.

Die hier in Betracht kommenden Elemente sind Räder, die die Drehmomente von einer Welle auf eine andere leiten. Die Räder können unmittelbar miteinander in Eingriff stehen (Reib- und Zahn- räder [Abb. 49]), oder durch ein Zwischenglied in Verbindung gebracht werden (Riemen, Seil, Kette [Abb. 50]). In den meisten Fällen soll gleichzeitig eine Geschwindigkeits-

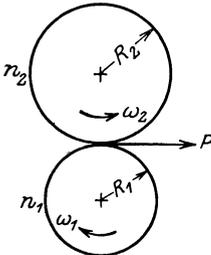


Abb. 49. Direkte Übertragung.



Abb. 50. Indirekte Übertragung.

änderung herbeigeführt werden. Das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten ω oder der Drehzahlen n heißt Übersetzung, also

$$\varphi = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}, \dots \dots \dots (37)$$

wobei ω_1 und n_1 der treibenden, ω_2 und n_2 der getriebenen Welle angehören sollen.

Umgekehrt verhalten sich die Drehmomente, denn es ist bei verlustloser Übertragung mit Bezugnahme auf Abb. 49 die Leistung

$$\begin{aligned} N &= \frac{P \cdot 2\pi R_1 n_1}{60 \cdot 75} = \frac{P \cdot 2\pi R_2 n_2}{60 \cdot 75} \quad (\text{vgl. Gl. (8), S. 3}) \\ &= M_{d1} \frac{2\pi n_1}{60} = M_{d2} \frac{2\pi n_2}{60} \\ \varphi &= \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{M_{d1}}{M_{d2}} \dots \dots \dots (38) \end{aligned}$$

In Wirklichkeit treten bei der Übertragung Verluste auf, die vorzugsweise in der Reibung im Lager und an den Übertragungsmitteln bestehen. Demgemäß ist die an der getriebenen Welle verfügbare Arbeit N_2 kleiner, als die von der treibenden abgegebene N_1 ; Das Verhältnis ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}, \dots \dots \dots (39)$$

der ein Maßstab für die Güte des Getriebes ist.

Demnach steht an der getriebenen Welle ein Drehmoment zur Verfügung

$$M_{a2} = \eta \cdot \frac{M_{a1}}{\varphi} = \eta \cdot M_{a1} \frac{n_1}{n_2} \dots \dots \dots (40)$$

2. Reibräder.

Stirnräder. Reibräder rollen mit ihren zylindrischen Mänteln aufeinander; um dies zu ermöglichen, müssen sie mit einem Anpressungsdruck Q (Abb. 51) belastet sein. Die Übertragungskraft P kann soweit gesteigert werden, bis die Räder aufeinander gleiten; sie ist also

$$P \leq Q\mu. \dots \dots \dots (41)$$

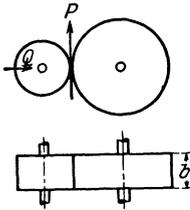


Abb. 51. Reibräder.

Bei einer Reibungszahl $\mu = 0,1$ (gußeiserne Scheiben) wird der Anpressungsdruck $Q \geq 10 P$, es entsteht also ein großer Lagerdruck. Es ist demnach anzustreben, μ zu vergrößern; dies kann dadurch erreicht werden, daß man dem getriebenen Rad einen Mantel aus Papier, Leder oder Holz gibt, das scheibenförmig auf dem Radumfang angeordnet wird (vgl. Abb. 55). Die Reibziffer μ hängt vom

Material und von der Beschaffenheit der Laufflächen ab. Auch der zulässige Anpressungsdruck für 1 cm Radbreite

$$k = \frac{Q}{b} \dots \dots \dots (42)$$

muß sich nach dem Material richten; einen Anhalt geben die folgenden Werte:

	μ	k (kg/qcm)	$\frac{P}{b}$ (kg/cm)
Gußeisen auf Gußeisen . . .	0,10 bis 0,15	75 bis 100	7,5 bis 15
„ „ Papier . . .	0,15 „ 0,20	36	5,5 „ 7,2
„ „ Leder . . .	0,20 „ 0,30	36	7,2 „ 11
„ „ Holz	0,20 „ 0,50	8 bis 10	1,6 „ 5

Ein anderes Mittel, um die Reibung zu vergrößern, erhält man dadurch, daß man die Berührungsflächen als Keilnuten ausbildet (Abb. 52). Hier entsteht durch die Normaldrücke N eine Umfangskraft

$$P \leq 2 N\mu.$$

Durch den axialen Anpressungsdruck Q entstehen außer den Normaldrücken N in den beiden Berührungslinien noch die Reibkräfte $N\mu$. Die Zerlegung dieser Kräfte in die Richtung von Q führt zu den Beziehungen

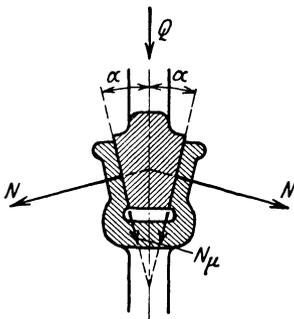


Abb. 52. Keilnut-Eingriff.

$$Q = 2 N(\sin \alpha + \mu \cos \alpha),$$

$$N = \frac{Q}{2(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)},$$

$$P \leq Q \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = Q\mu_1 \dots (43)$$

Mit $\alpha = 15^\circ$, $\mu = 0,1$ wird

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = 0,28,$$

$$P \leq 0,28 Q \text{ (bei zylindrischen Rädern } 0,1 Q),$$

$$Q \geq 3,5 P \text{ (bei zylindrischen Rädern } 10 Q).$$

Die Wirkung der Keilnut ist also bedeutend. Demgegenüber haben Keilräder aber den Nachteil, daß alle Berührungspunkte an verschiedenen Halbmessern liegen, so daß nur in einem Kreise die Umfangsgeschwindigkeiten beider Räder übereinstimmen können, in allen andern Punkten aber ein Gleiten eintreten muß. Um diese Nachteile einzuschränken, macht man die Nutentiefe klein (etwa 10 bis 15 mm) und ordnet mehrere Nuten an, um die nötige Tragfläche zu bekommen (Abb. 53).

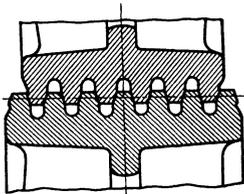


Abb. 53. Keilräder.

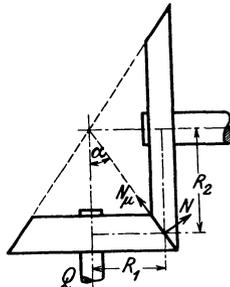


Abb. 54. Kegelräder.

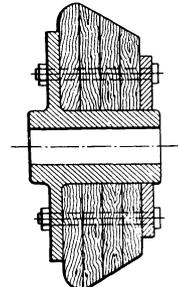


Abb. 55. Reibrad mit Holzmantel.

Kegelräder. Bei sich schneidenden Wellen gehen die zylindrischen Radkörper in abgestumpfte Kegel über (Abb. 54). Aus dem Normaldruck N an der Berührungsstelle ergibt sich die Übertragungskraft zu

$$P \leq N \mu.$$

Durch den Anpressungsdruck Q entsteht der Normaldruck N und außerdem rechtwinklig dazu eine Reibungskraft $N\mu$. Die in die Richtung von Q fallenden Komponenten ergeben

$$Q = N (\sin \alpha + \mu \cos \alpha),$$

$$P \leq Q \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \dots \dots \dots (44)$$

Hier hängt α von den Radhalbmessern ab ($\tan \alpha = R_1/R_2$). Auch hier empfiehlt sich Holz (Abb. 55), Leder oder Papier für die Radmäntel, um die Reibung zu vergrößern.

Übersetzung. Da die Räder aufeinander rollen, müssen sie die gleiche Umfangsgeschwindigkeit haben, also (Abb. 56):

$$v = \frac{2 \pi R_1 n_1}{60} = \frac{2 \pi R_2 n_2}{60}$$

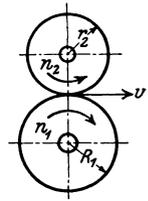


Abb. 56. Stirnräder.

Das Geschwindigkeitsverhältnis oder die Übersetzung (vgl. Gl. 37) hängt demnach von den Radhalbmessern ab, und zwar

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} \dots \dots \dots (45)$$

Wirkungsgrad. Die bei der Übertragung entstehenden Verluste liegen in den Rollwiderständen an den Laufkränzen und in den Gleitwiderständen in den Lagern. Die letzteren spielen die Hauptrolle, da ja durch den not-

wendigen Anpressungsdruck die Lager stark belastet werden. Für normale Ausführungen kann der Wirkungsgrad geschätzt werden auf

$$\eta = 0,85 \text{ bis } 0,90.$$

Anwendungsgebiet. Neben der Geräuschlosigkeit des Ganges, der Einfachheit und Billigkeit der Anlage liegen die Hauptvorteile der Reibräder in der elastischen Nachgiebigkeit gegen Stöße oder Überlastungen, denn bei zu großen Übertragungskräften kommen sie zum Gleiten. Der Trieb wirkt ebenso wie eine Reibkupplung und kann auch wie diese während des Ganges ein- und ausgerückt werden (Abb. 57). Durch Gewichte oder Federn läßt sich eine bestimmte Übertragungs-

kraft einstellen. Der Nachteil der Reibräder liegt in den hohen Lagerdrücken und den damit verbundenen Belastungen der Wellen. Aus diesem Grunde werden sie nur für sehr kleine Übertragungskräfte verwendet, und auch dann nur, wenn ihre besonderen Vorteile von Bedeutung sind.

Sehr einfache Anordnungen gestatten die Reibräder für Sonderzwecke. Abb. 58 zeigt ein Wendegetriebe; durch Andrücken des einen oder andern Rades gegen die Treibscheibe kann der Drehsinn der getriebenen Welle geändert werden. Bei den Anordnungen nach Abb. 59 und 60 ist das Rad auf der getriebenen Welle verschiebbar gelagert;

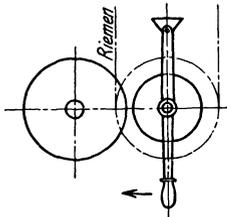


Abb. 57. Reibungstrieb.

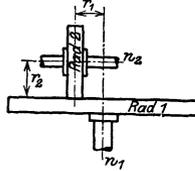


Abb. 59. Räder mit veränderlicher Übersetzung.

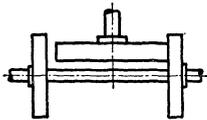


Abb. 58. Wendegetriebe.

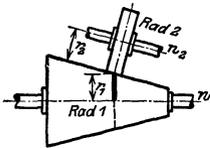


Abb. 60. Räder mit veränderlicher Übersetzung.

durch eine Verschiebung, die während des Ganges möglich ist, ändert sich das Verhältnis r_1/r_2 , also die Übersetzung.

Eine große Rolle spielt der Reibungstrieb bei den motorisch angetriebenen Fahrzeugen (Lokomotiven, Triebwagen, Kraftwagen). Hier rollt das Triebrad auf der Fahrbahn ab, und der tangential auftretende Widerstand ist die Zugkraft. Sie hat ihren Größtwert in der Reibung, also dann, wenn das Rad anfängt auszugleiten. Maßgebend ist demnach der Druck der Triebräder auf die Fahrbahn oder das sog. Reibungsgewicht. Eine Güterzugloko-

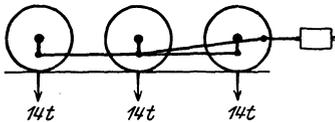


Abb. 61. Güterzuglokomotive.

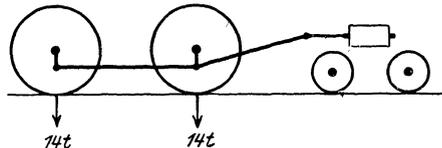


Abb. 62. Schnellzuglokomotive.

motive mit 3 gekuppelten Achsen (Abb. 61) von je 14 t Achsdruck kann eine Zugkraft ausüben von $Z_{\max} = Q\mu = 3 \cdot 14000 \cdot 0,15 = 6300 \text{ kg}$, während bei einer Schnellzuglokomotive nach Abb. 62 nur das auf die beiden Kuppelachsen entfallende Lokomotivgewicht maßgebend ist, also $Z_{\max} = 2 \cdot 14000 \cdot 0,15 = 4200 \text{ kg}$. Bei elektrischen Triebwagen lassen sich ohne Schwierigkeiten alle Achsen antreiben, so daß im Grenzfall das ganze Zuggewicht als Reibungsgewicht in Betracht kommt. Die dadurch erreichbaren großen Zugkräfte beim Anfahren ergeben große Beschleunigungskräfte, so daß ein solcher Zug schnell in Fahrt kommt, was für Stadtbahnen mit kleinen Stationsentfernungen von großer Bedeutung ist.

3. Zahnräder.

a) Stirnräder.

Allgemeines. Die Kraftübertragung bei Zahnrädern erfolgt unmittelbar durch Druckorgane, die Zähne, findet also ihre Grenze in deren Festigkeit. Beim Entwurf der Verzahnung geht man von dem sog. Teilkreis aus (Abb. 63); über diesen werden die Zahnköpfe bis zu ihrer Begrenzung, dem Kopfkreis, und unter ihm die Zahnfüße bis zum Fußkreis entwickelt. Der Abstand von Zahn zu Zahn auf dem Teilkreis als Bogenmaß gemessen ist die Teilung t . Ist z die Anzahl der Zähne und R der Teilkreishalbmesser, so besteht die Beziehung

$$zt = 2\pi R. \quad (46)$$

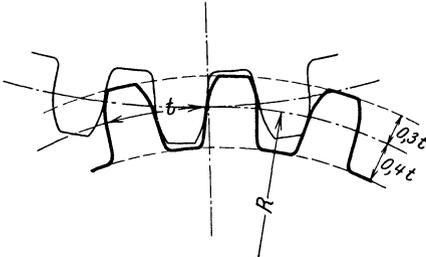


Abb. 63. Verzahnung.

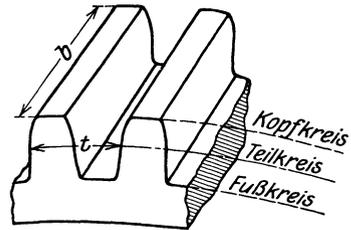


Abb. 64. Zahnkranz.

Bei zwei zusammenarbeitenden Rädern berühren sich die Teilkreise, die Teilung ist für beide Räder gleich. Der Abstand des Kopf- und Fußkreises vom Teilkreis ist $0,3$ bzw. $0,4 t$, die Zahnbreite (Abb. 64) rechtwinklig zur Bildebene $b = 2 t$ bis $5 t$, die Zahnstärke s und Zahnluücke s_1 ist

bei unbearbeiteten Zähnen $s = \frac{19}{40} t$; $s_1 = \frac{21}{40} t$,
 „ bearbeiteten Zähnen $s = \frac{39}{80} t$; $s_1 = \frac{41}{80} t$.

Das Verzahnungsgesetz. Verlangt werden muß, daß bei zwei zusammenarbeitenden Rädern die Übersetzung, d. h. das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten des getriebenen zu dem des treibenden Rades konstant ist, also

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \text{const.}, \quad (47)$$

oder, was dasselbe ist, es müssen die Räder sich so bewegen, als wenn die Teilkreise aufeinander rollen. In der Normale in dem jeweiligen Berührungspunkt zweier Zahnprofile entsteht für beide Räder die gleiche Umfangsgeschwindigkeit c , da ja das eine Rad von dem andern angetrieben wird, also ist (Abb. 65)

$$c = \omega_1 \varrho_1 = \omega_2 \varrho_2,$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\varrho_1}{\varrho_2}.$$

Aus der Ähnlichkeit der Dreiecke OM_1N_1 und OM_2N_2 folgt

$$\frac{\varrho_1}{\varrho_2} = \frac{R_1}{R_2}, \text{ also}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R_1}{R_2} = \text{const.}, \quad (48)$$

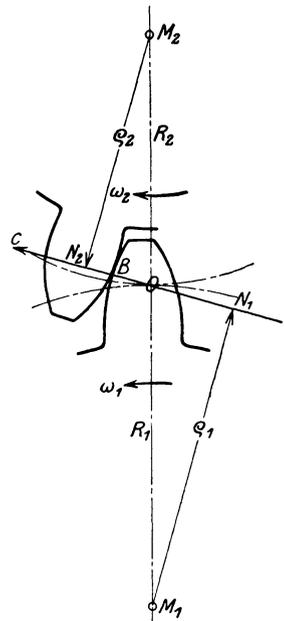


Abb. 65. Zahneingriff.

d. h. die Normale schneidet die Zentrale M_1M_2 in einem festen Verhältnis, geht also stets durch den Punkt O . Dieser feste Punkt wird zweckmäßig in den Berührungspunkt der Teilkreise gelegt, demnach lautet das Verzahnungsgesetz: Die Normale in dem Berührungspunkt zweier Zahnprofile muß stets durch den Berührungspunkt der Teilkreise gehen.

Nimmt man ein Zahnprofil beliebig an, so kann nach diesem Satz das Gegenprofil konstruiert werden. Praktischer wählt man jedoch von vornherein solche Kurven, die eine bestimmte Gesetzmäßigkeit haben und ihrem Entstehen nach diese Bedingung erfüllen. Solche Kurven sind die Zykloide und die Evolvente.

Zykloidenverzahnung. Die zyklischen Kurven entstehen durch Abrollen eines Rollkreises auf einem Grundkreise. Liegt der Rollkreis R (Abb. 66)

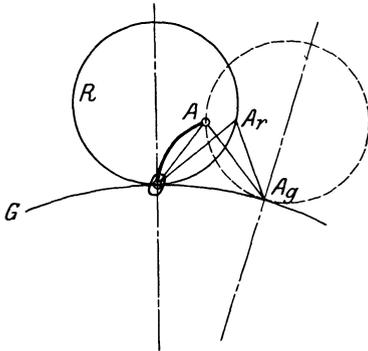


Abb. 66. Epizykloide.

außerhalb des Grundkreises G , so entsteht die Epizykloide. Ist der Rollkreis in die punktierte Lage gekommen, so hat der ursprüngliche Berührungspunkt O die Kurve OA beschrieben, und der Punkt A_r ist nach A_g gewandert. Aus der Gleichheit der abgerollten Bögen folgt

$$\widehat{OA_g} = \widehat{OA_r}.$$

Ebenso sind die zugehörigen Sehnen einander gleich

$$\overline{OA_r} = \overline{AA_g},$$

endlich folgt aus der Ähnlichkeit der Dreiecke

$$\overline{A_rA_g} = \overline{OA}.$$

Aus diesen drei Beziehungen läßt sich die Epizykloide punktweise konstruieren, indem man wechselnde Rollbögen OP_r annimmt; der Schnittpunkt der aus den beiden Gleichungen entstehenden Kreise ist der gesuchte Kurvenpunkt.

Liegt der Rollkreis innerhalb des Grundkreises, so entsteht die Hypozykloide, ist er größer als der Grundkreis, die Perizykloide (Innenverzahnung)

und ist der Grundkreis unendlich groß, also eine Gerade, so entsteht die gemeine Zykloide. Die Konstruktion dieser Abarten erfolgt sinngemäß in der gleichen Weise wie bei der Epizykloide.

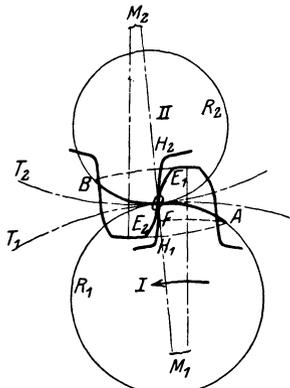


Abb. 67. Zykloidenverzahnung.

Bei der Verzahnung eines Rades legt man zunächst die Teilkreise T_1 und T_2 mit den Kopf- und Fußkreisen fest (Abb. 67) und nimmt gleich große Rollkreise R_1 und R_2 an. Für das Rad I läßt man den Rollkreis R_2 auf T_1 rollen und erhält bis zum Kopfkreis die Epizykloide OE_1 . Der Zahnfuß entsteht durch Rollen von R_1 auf T_1 (Hypozykloide OH_1). Nunmehr wird durch Auftragen der halben Zahnstärke die Mittellinie des Zahnes festgelegt und hierzu symmetrisch die andere Begrenzungsseite des Zahnes aufgetragen. In gleicher Weise verfährt man bei dem Rade II, indem man R_1 und R_2 auf T_2 rollen läßt.

Alle Zahnberührungspunkte müssen auf den Rollkreisen liegen, weil die Zahnkurven rechtwinklig zu diesen Kreisen stehen. Diese Eingriffslinie wird durch die Punkte A und B begrenzt, denn bei A (Schnittpunkt mit

dem Kopfkreis) tritt die Zahnspitze des Zahnes II in das Eingriffsfeld ein und bei B wird es von dem Zahn I verlassen. Die Eingriffstrecke AOB muß größer als die Teilung sein, damit stets eine Zahnberührung stattfindet; das Verhältnis ist die Eingriffdauer, also

$$\tau = \frac{\widehat{AOB}}{t} \geq 1.$$

Bei Beginn des Zahneingriffs im Punkte A liegt der Berührungspunkt des Zahnes II am äußersten Ende auf dem Kopfkreis, also im Punkte E_2 . Der zugehörige Berührungspunkt des Zahnes II wird gefunden, wenn man mit M_1A einen Kreis schlägt, liegt also im Punkte F . Die Zahnberührungen vom Beginn des Eingriffs bis zu der gezeichneten Mittellage liegen auf dem Eingriffsbogen AO , sie wandern auf dem Zahn II von E_2 nach O und auf dem Zahn I von F nach O . Man erkennt, daß die Strecke FO kleiner ist als E_2O ; es findet demnach kein vollkommenes Rollen, sondern ein teilweises Gleiten auf den Zahnflanken statt. Der Unterschied $E_2O - FO$ gibt einen Maßstab für das Gleiten, es ist um so größer, je näher F an O liegt.

Diese Betrachtungen lassen nunmehr den Einfluß der Größe der Rollkreise erkennen. Werden die Rollkreise größer gemacht als gezeichnet, so fallen die Punkte A und B weiter nach außen, die Eingriffstrecke und die Eingriffdauer werden größer und demnach der Gang ruhiger. Andererseits fällt der Punkt F näher nach O , es wachsen also die Reibungsverluste und die Abnutzung. Große Rollkreise ergeben eine große Eingriffdauer und ruhigen Gang, aber große Reibung und Abnutzung.

Macht man den Rollkreisdurchmesser gleich dem Teilkreisradius, so wird die Hypozykloide des Zahnfußes eine nach der Radmitte radial laufende Gerade (Abb. 68), die Wurzel wird geschwächt. Allerdings kommt nur ein

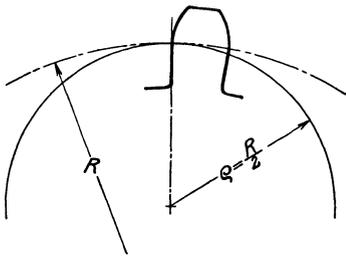


Abb. 68.

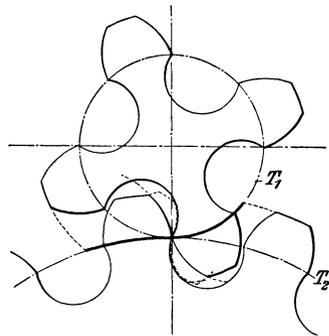


Abb. 69. Punktverzahnung.

Teil dieser Strecke (OF in Abb. 67) zum Eingriff, so daß der übrige Teil so gestaltet werden kann, daß der Zahn des andern Rades nicht anstößt, also durch eine gute Abrundung im Grunde wieder verstärkt werden kann. Wird der Rollkreis noch größer, so wird das Fußprofil unterschritten und die Strecke OF (Abb. 67) noch weiter verkleinert, bis im Grenzfall, wo der Rollkreis die gleiche Größe wie der Teilkreis hat, der Punkt F mit O zusammenfällt, also die Eingriffstrecke des Zahnfußes auf einen Punkt zusammenschrumpft (Punktverzahnung). Wegen der großen Eingriffstrecke kann man hier mit der Zähnezahl weit heruntergehen (Abb. 69). In diesem Falle kann man aber auch die Zähne des getriebenen Rades als stoffliche Punkte — Triebstücke — vom Durchmesser der Zahnstärke ($\frac{19}{40} t$) ausbilden und erhält

dadurch eine sehr einfache Herstellung, insbesondere bei Zahnstangen (Abb. 70). Wegen der großen Abnutzung ist die Punkt- oder Triebstockverzahnung jedoch nur für Triebe mit sehr seltener Benutzung ratsam.

Einen Sonderfall der Triebstockverzahnung bildet das Crissongetriebe (Abb. 71). Das getriebene Rad erhält 2 Kränze mit Triebstöcken, das treibende 2 um 180° versetzte Daumen, die je ein einzähniges Rad darstellen und zwischen die doppelreihigen Triebstöcke so fassen, daß der Daumen *A* auf *a*, der Daumen *B* auf *b*, dann wieder *A* auf *c* usw. wirkt. Dieser Trieb läßt große Übersetzungen bis 1:50 zu.

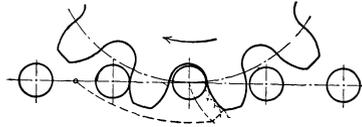


Abb. 70. Triebstockverzahnung.

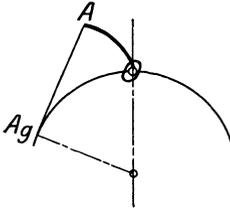


Abb. 72. Evolvente.

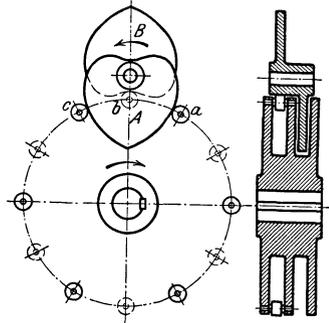


Abb. 71. Crissongetriebe.

rollen einer Geraden auf einem Grundkreise (Abb. 72). Für jeden Punkt *A* der Kurve gilt

$$\overline{AAg} = \widehat{OA},$$

man macht also bei der Aufzeichnung der Kurve die Tangenten in irgendeinem Punkte des Grundkreises gleich dem Kreisbogen bis *O*.

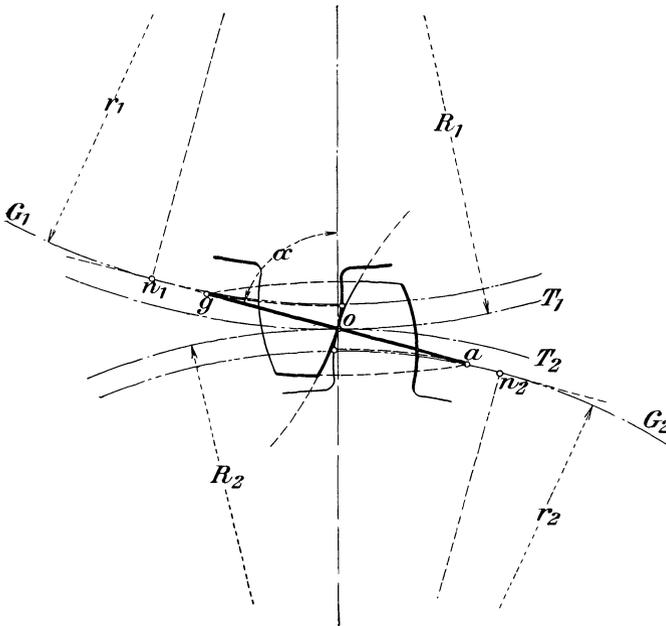


Abb. 73. Evolventenverzahnung.

Bei der Verzahnung eines Räderpaares (Abb. 73) pflegt man die erzeugende Gerade um $\alpha = 75^\circ$ gegen die Zentrale zu neigen, die Berührungskreise mit den Radien $r_1 = R_1 \sin \alpha = 0,966 R_1$ und $r_2 = R_2 \sin \alpha = 0,966 R_2$ sind die Grundkreise G_1 und G_2 . Durch Abwälzen der Erzeugenden n_1, n_2 auf G_1 entsteht in einem Zuge die Zahnkurve für das Rad I vom Kopf- bis zum Fußkreis; symmetrisch zu Zahnmitte wird die andere Zahnbegrenzung gefunden. In der gleichen Weise wird unter

Benutzung des Grundkreises G_2 die Zahnkurve des Zahnes II bestimmt. Die Eingriffslinie ist hier die Erzeugende $n_1 n_2$, also eine Gerade; der Zahndruck verläuft stets in dieser Richtung. Sie wird begrenzt durch den Schnitt-

punkt mit den Kopfkreisen, d. h. der Eingriff beginnt bei a und endet bei g . Die Eingriffstrecke auf den Grundkreis übertragen ist $\frac{ag}{\sin \alpha}$, die Eingriffdauer demnach

$$\tau = \frac{ag}{\sin \alpha \cdot t} \geq 1.$$

Wird das eine Rad unendlich groß — Zahnstange — so werden die Zahnkurven gerade Linien (Abb. 74).

Der Vorteil der Evolventenverzahnung liegt in der einfachen Herstellung, ganz besonders für die Schneidwerkzeuge. Ferner bleibt bei neuen Zähnen der Eingriff noch richtig, wenn die Wellenmitten weiter oder enger zusammenliegen (ungenauer Zusammenbau oder Lagerabnutzung), was bei der Zykloidenverzahnung nicht der Fall ist. Dagegen schmiegen sich bei den Zykloidenzähnen die Berührungsflächen besser aneinander an, da konvexe und konkave Flächen zusammenarbeiten, so daß der spezifische Flächendruck und die Abnutzung kleiner werden. Bei hohen Ansprüchen ist die Zykloidenverzahnung zu wählen, bei gewöhnlichen Verhältnissen werden jedoch die Evolventenräder bevorzugt.

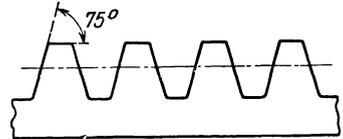


Abb. 74. Zahnstange.

Zähnezahl. Je größer die Zähnezahl gewählt wird, um so besser werden die Eingriffsverhältnisse, aber um so größer die Räder. Bei wichtigen und häufig laufenden Trieben — Arbeitsräder — legt man auf den guten und gleichmäßigen Gang Wert, während bei selten benutzten Rädern, z. B. bei Hebmäschinen — Krafträder — die Billigkeit der Herstellung im Vordergrund steht. Als Anhalt für die kleinste Zähnezahl kann dienen für

$$\begin{aligned} \text{Krafträder} \quad z &\geq 11, \\ \text{Arbeitsräder} \quad z &\geq 24. \end{aligned}$$

Übersetzung. Da die Teilkreise aufeinander rollen, verhalten sich Drehzahlen zweier Räder umgekehrt wie die Teilkreishalbmesser, und da die Zähnezahlen wieder den letzteren proportional sind, ist die Übersetzung

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

Je größer die Übersetzung ist, um so größer werden die Radunterschiede und um so schlechter die Eingriffsverhältnisse. Man wählt etwa für

$$\begin{aligned} \text{Krafträder} \quad \varphi &\leq 1:10, \\ \text{Arbeitsräder} \quad \varphi &\leq 1:6. \end{aligned}$$

Sind größere Übersetzungen notwendig, so teilt man und geht mit der Geschwindigkeitsänderung stufenweise vor (Vorgelege). Gemäß Abb. 75 ist

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{n_3}{n_2} \cdot \frac{n_4}{n_3} = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3,$$

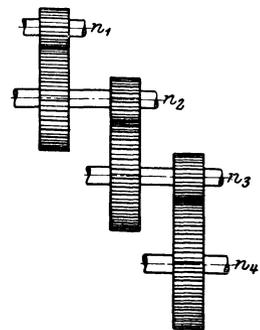


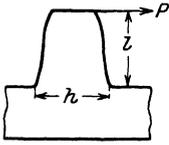
Abb. 75. Mehrfache Übersetzung.

d. h. die Gesamtübersetzung ist das Produkt der Einzelübersetzungen.

Herstellung der Verzahnung. Die meisten Räder, insbesondere die Krafträder, werden aus Grauguß oder Stahlguß gegossen, die Zahnflanken werden nicht bearbeitet, damit die harte Gußhaut stehen bleibt. Beim Einformen mit Formmaschinen werden die Zahnflanken genügend genau. Die Zahnbreite wählt man nicht über $3t$, um eine genügend gleichmäßige Druck-

verteilung zu erzielen. Bei besseren Rädern werden die Zähne geschnitten, und zwar aus dem Vollen gehobelt oder gefräst. Hier wählt man meist hochwertige Materialien, wie geschmiedeten Stahl, Bronze oder Rohhaut, und geht mit der Zahnbreite bis auf 5 t.

Teilung und Radhalbmesser. Der Zahn wird durch die zu übertragende Umfangskraft P auf Biegung beansprucht; der ungünstigste Angriffspunkt der Kraft liegt an der Zahnspitze (Abb. 76) und der gefährliche Querschnitt an der Wurzel. Die Biegungsgleichung lautet gemäß Abb. 76



Mit

$$Pl = Wk_b = \frac{bh^2}{6} k_b.$$

$$l = \alpha t \quad (= 0,7 t)$$

und

$$h = \beta t \quad (= 0,5 t \text{ bis } 0,55 t)$$

wird

$$P = \frac{\beta^2}{6 \alpha} k_b b t,$$

$$P = c b t. \quad \dots \dots \dots (50)$$

wo

$$c = \frac{\beta^2}{6 \alpha} k_b = \sim 0,06 k_b \text{ bis } 0,07 k_b.$$

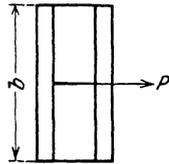


Abb. 76. Zahnbelastung.

Nach dieser Formel werden die Zähne auf Festigkeit berechnet, da der Zahlenwert c die zulässige Spannung in sich schließt. Für Krafteräder genügt diese Rechnungsart, bei Arbeitsrädern ist jedoch auch die Abnutzung und Erwärmung zu berücksichtigen. Es geschieht dies dadurch, daß man den Wert von c mit wachsender Umfangsgeschwindigkeit ermäßigt und dadurch den spezifischen Flächendruck herabsetzt, wie auf Grund von Erfahrungen aus Abb. 77 zu entnehmen ist.

Weiter setzt man

$$b = \psi t \quad \dots \dots \dots (51)$$

für Krafteräder $\psi = 2 \text{ bis } 3,$

„ Arbeitsräder $\psi = 3 \text{ bis } 5.$

$$P = c \psi t^2. \quad \dots \dots \dots (52)$$

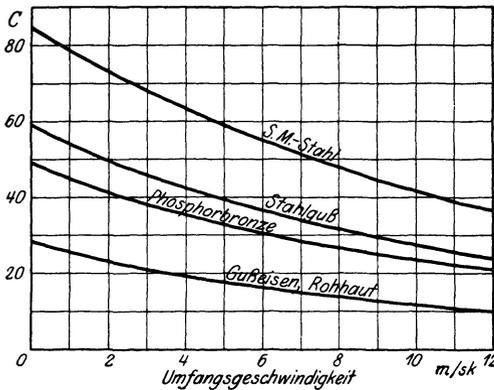


Abb. 77. Werte von c.

Diese Gleichung ist nur für Zahnstangen unmittelbar benutzbar, bei Rädern sind zunächst nur Drehmoment M_d oder Pferdestärken N und Drehzahl n bekannt. Bei einem Teilkreis halbmesser R ist

$$PR = M_d = c \psi t^2 R,$$

$$R = \frac{z}{2} \frac{t}{\pi} \text{ nach (Gl. 46 S. 23)}$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi}{c \psi z} M_d} \quad \dots \dots \dots (53)$$

oder mit

$$M_d = 71620 \frac{N}{n}, \text{ Gl. 9 (S. 3)}$$

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450 N}{c \psi z n}} \quad \dots \dots \dots (54)$$

Die so ermittelte Teilung t wird als ein Vielfaches von π ausgedrückt, d. h. man nennt

$$\frac{t}{\pi} = M \dots \dots \dots (55)$$

den Zahnmodul und erhält dann für den Teilkreishalbmesser

$$R = \frac{z}{2} \left(\frac{t}{\pi} \right) = \frac{z}{2} M \dots \dots \dots (56)$$

eine endliche Zahl. Der Achsenabstand zweier Räder ist

$$R_1 + R_2 = \frac{M}{2} (z_1 + z_2) \dots \dots \dots (57)$$

Zahlenbeispiel.

Annahme: $M_d = 40\,000$ cmkg $\varphi = \frac{50}{200} = \frac{1}{4}$,

Gewählt: $Z_1 = 20$ $Z_2 = 80$ $\psi = \frac{b}{t} = 2,5$.

Werkstoff	Grauguß $c = 20$	Stahlguß $c = 45$	S. M.-Stahl $c = 70$	Berechnet nach
Teilung t cm	4,0	3,03	2,6	Gl. 53
" $\frac{t}{\pi}$ "	1,3	1,0	0,8	" 55
Radhalbmesser R_2 "	52,0	40,0	32,0	" 56
" R_1 "	13,0	10,0	8,0	" 56
Radbreite b "	10,0	8,0	6,5	" 51
Wellendurchmesser d_2 "	12,0	12,0	12,0	" 33
" d_1 "	7,5	7,5	7,5	" 33
Umfangsgeschwindigkeit v m/s.	2,74	2,1	1,68	" 6
Zahndruck P	770	1000	1250	$P = \frac{M_d}{R}$

Radkörper. Bei gegossenen Rädern (Abb. 78) wird der Zahnkranz durch eine gerade Zahl von Armen getragen. Die Umfangskraft ergibt für den Arm ein Biegemoment M_b , dessen Größtwert an der Nabe P_y ist. Man pflegt nur $\frac{1}{4}$ der Armzahl i als tragend anzunehmen, also

$$P_y = \frac{i}{4} W k_b.$$

Bei einer Armbreite h und einer Stärke $h/5$ wird mit $k_b = 300$ für Gußeisen

$$h = \sqrt[3]{\frac{P_y}{2,5 i}} \dots (58)$$

Um die Seitensteifigkeit zu erhöhen, erhält der Arm beiderseitig Rippen, so daß der Querschnitt kreuzförmig wird.

Bei den kleinsten möglichen Rädern setzen sich die Zähne unmittelbar auf die Nabe auf (Abb. 79). Zur Versteifung läßt man ein- oder beiderseitig Bordscheiben stehen.

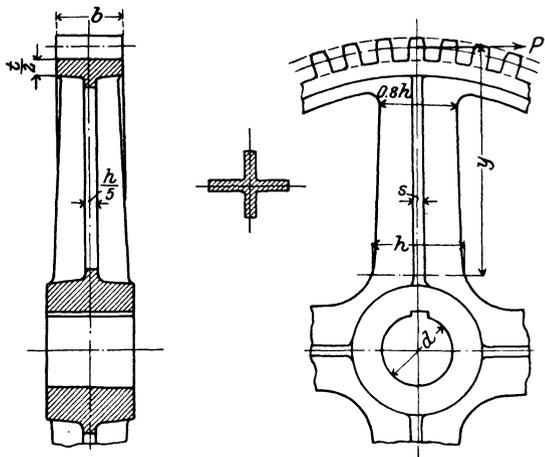


Abb. 78. Gegossenes Zahnrad.

Räder aus geschmiedetem Stahl erhalten statt der Arme vollwandige Scheiben, bei Bronzezähnen fertigt man aus Ersparnisrücksichten nur den Zahnkranz aus diesem Material und setzt ihn auf einen gußeisernen Radkörper auf.

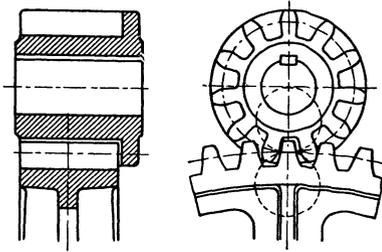


Abb. 79. Ritzel.

Wirkungsgrad. Die bei der Übertragung eines Räderpaares auftretenden Verluste sind Lagerreibung und Zahnreibung. Bei normalen Ausführungen beträgt der Wirkungsgrad

$$\eta = 0,94 \text{ bis } 0,97.$$

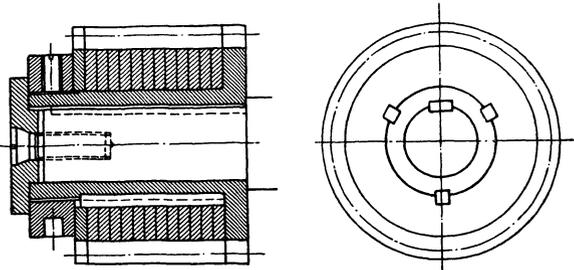


Abb. 80. Rohhautrad.

b) Kegelräder.

Wenn man Stirnräder so gegeneinander neigt, daß ihre Achsen sich schneiden, so entstehen Kegelräder. Die zylindrischen Grundkörper gehen in abgestumpfte Kegel über mit der gemeinsamen Kegelspitze in O (Abb. 81) und der Erzeugenden BD . Diese Grundkegel müssen bei der Bewegung aufeinander rollen, ihre Normalschnitte sind die jetzt veränderlichen Teilkreise, von denen der mittlere mit dem Halbmesser R_1 bzw. R_2 für die Berechnung zugrunde gelegt wird. Die Zahnbreite ist das Maß BD . Die Zahnschnitte liegen rechtwinklig zu den Erzeugen-

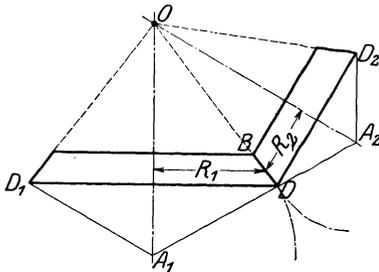


Abb. 81. Konische Radkörper.

den, die Zähne sind abgestumpfte Pyramiden, deren Kanten nach der Kegelspitze O laufen.

Für den Entwurf der Verzahnung bedient man sich eines Näherungsverfahrens. Man verzeichnet zu den Grundkegeln die sog. Ergänzungskegel A_1DD_1 und A_2DD_2 . Auf diesen Kegelmänteln liegen die größten Zahnprofile. Wickelt man diese ab, so sind die Kreise mit den Radien A_1D und A_2D als Teilkreise aufzufassen und für diese wie bei den Stirnrädern die Zahnprofile zu entwerfen. Die kleinsten

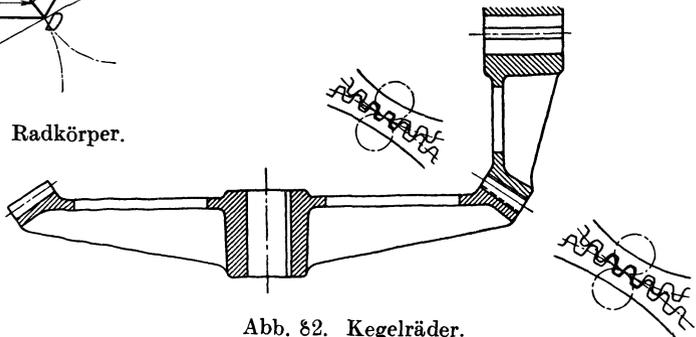


Abb. 82. Kegelräder.

Zahnprofile bei *B* erhält man in der gleichen Weise aus den zugehörigen Ergänzungskegeln.

Für die Berechnung und Ausführung (Abb. 82) gilt im übrigen das gleiche wie bei den Stirnrädern.

c) Schnecke und Schneckenrad.

Wirkungsweise und Verzahnung. Bei dem Schneckentrieb (Abb. 83) kreuzen sich die Achsen rechtwinklig, die Schnecke ist der treibende, das Rad der getriebene Teil. Bei der Schnecke oder Schraube ist das Zahnprofil ein Windungskörper von konstanter Steigung, der bei der Drehung die Zähne des Rades vor sich herschiebt; der Zahnkranz des Rades ist als der Ausschnitt einer Mutter aufzufassen. Betrachtet man den Mittelschnitt, so erkennt man, daß die gleiche Bewegung durch eine Zahnstange erfolgen könnte; also ist für diesen Schnitt die Verzahnung wie für Zahnrad und Zahnstange auszubilden. Der einfachen Herstellung wegen wählt man meist Evolventenzähne, die für die Schnecke (Zahnstange) geradlinige Profile ergeben und auf der Drehbank geschnitten werden. Die Zähne des Rades müssen der Steigung entsprechend schräg stehen und werden weiter so ausgebildet, daß sie über die Zahnbreite die Schnecke kreisförmig umfassen. Ihre Herstellung erfolgt durch einen Schneckenfräser, dessen Abmessungen der Arbeitsschnecke entsprechen, so daß richtige Eingriffsverhältnisse entstehen müssen.

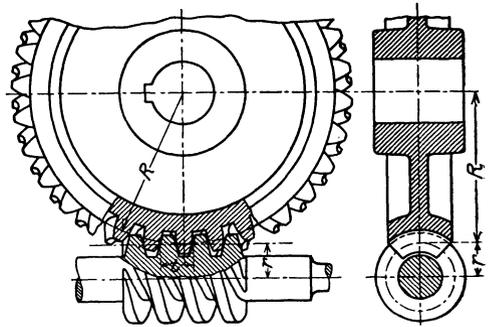


Abb. 83. Schnecke und Schneckenrad.

Die Zähne des Rades müssen der Steigung entsprechend schräg stehen und werden weiter so ausgebildet, daß sie über die Zahnbreite die Schnecke kreisförmig umfassen. Ihre Herstellung erfolgt durch einen Schneckenfräser, dessen Abmessungen der Arbeitsschnecke entsprechen, so daß richtige Eingriffsverhältnisse entstehen müssen.

Übersetzung. Die Schnecke kann ein- oder mehrgängig sein. Zweigängige Schnecken haben zwei parallele Schraubenwindungen, so daß unter sonst gleichen Verhältnissen die Steigung doppelt so groß, bei dreigängigen Schnecken dreimal so groß ist wie bei eingängigen usf. Für die eingängige Schnecke ist die Steigung gleich der Zahnteilung ($h = t$); für die mehrgängige Schnecke von der Gangzahl *m* ist allgemein

$$h = mt. \dots \dots \dots (59)$$

Der Steigungswinkel ist, wie die Schraubenabwicklung (Abb. 84) zeigt,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi r} = \frac{mt}{2\pi r} \dots \dots \dots (60)$$

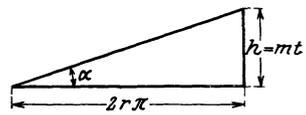


Abb. 84. Abwicklung.

wo *r* der Teilkreisradius ist.

Die Zahngeschwindigkeit im Mittelschnitt ist für Schnecke und Rad gleich, und zwar

$$v = \frac{h n_1}{60} = \frac{2 R \pi n_2}{60},$$

wenn *n*₁ die Drehzahl der Schnecke *n*₂ die des Rades ist; hieraus folgt die Übersetzung

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{h}{2\pi r}$$

oder mit

$$h = mt \quad \text{und} \quad 2\pi R = zt$$

$$\varphi = \frac{m}{z} \dots \dots \dots (61)$$

Für die eingängige Schnecke würde z. B. bei 30 Zähnen des Rades ($z = 30$) die Übersetzung 1:30 sein. In dieser leicht erreichbaren großen Übersetzung liegt die Eigenart des Schneckentriebes.

Wirkungsgrad. Diesem Vorteil steht aber als Nachteil der schlechte Wirkungsgrad gegenüber. Während bei den Zahnrädern die Zahnflanken vorzugsweise aufeinander rollen, findet hier wie bei jeder Schraubenbewegung nur ein Gleiten statt, das natürlich größere Reibungsverluste zur Folge hat. Ohne Berücksichtigung der Lagerreibung ist der Wirkungsgrad wie bei der Schraube

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}, \quad \dots \dots \dots (62)$$

wo α der Steigungs- und ϱ der Reibungswinkel ($\operatorname{tg} \varrho = \mu$) ist. Um η groß zu machen, muß zunächst der Reibungswinkel ϱ durch die Wahl geeigneter Materialien und durch saubere Bearbeitung und gute Schmierung klein gemacht werden. Weiter ist α groß zu wählen, d. h. die Schnecken müssen steil, also mehrgängig (zwei- bis fünfgängig) sein. Man geht mit dem Steigungswinkel bis zu 21° .

Mit Berücksichtigung der Lagerreibung, wobei vorzugsweise der axiale Lagerdruck der Schnecke zu berücksichtigen ist, wird der Wirkungsgrad

$$\eta = (0,9 \text{ bis } 0,98) \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}. \quad \dots \dots \dots (63)$$

$\operatorname{tg} \varrho = \mu$ kann schwanken zwischen 0,1 und 0,03. Für diese Grenzfälle sind ohne die Lagerreibung die Werte von μ in Abb. 85 aufgezeichnet. Man erkennt den Einfluß des Steigungswinkels und die Bedeutung der Reibung.

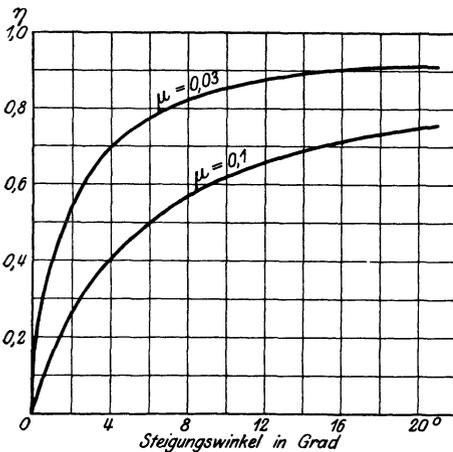


Abb. 85. Wirkungsgrade.

Gute Schneckentriebe muß man steilgängig (mehrgängig) machen, ihre Herstellung ist aber wegen der größeren Zähnezahle des Rades teurer.

Ausführung. Wegen ihres schlechten Wirkungsgrades war der Schneckenrieb früher unbeliebt. Durch die schnellaufenden Elektromotoren ist aber das Bedürfnis nach großen Übersetzungen so groß geworden, daß man ihn nicht entbehren konnte und nun möglichst vollkommene Ausbildungen anstreben mußte. Dies wird zunächst durch die Wahl geeigneter Materialien erreicht. Man fertigt die Schnecke aus Stahl, das Rad aus Bronze, zweckmäßig wegen der hohen Festigkeit aus Phosphorbronze, und bekommt da-

durch geringe Reibungsverluste ($\mu \geq 0,03$). Bei größeren Rädern wird nur der Zahnkranz aus Phosphorbronze, der Radkörper aus Gußeisen gefertigt. Weitere Sorgfalt ist der Ausbildung der Lager der schnellaufenden Schnecke zu widmen. Hier werden heute wenigstens für die Drucklager (Achsschub) grundsätzlich Kugellager verwendet (vgl. Abb. 31, S. 13). Endlich sorgt man für eine gute Schmierung, indem man den ganzen Trieb in ein dichtes Gußeisengehäuse einschließt, das mit Öl gefüllt ist, so daß durch die Bewegung den Zähnen dauernd und reichlich Öl zugeführt wird (Abb. 86).

Selbstsperrung. Wie bei der Schraube findet auch hier eine Selbstsper-

zung, d. h. eine Verhinderung des Rücklaufs statt, wenn der Reibungswinkel größer als der Steigungswinkel ist, also

$$\rho \geq \alpha; \quad \mu \geq \operatorname{tg} \alpha.$$

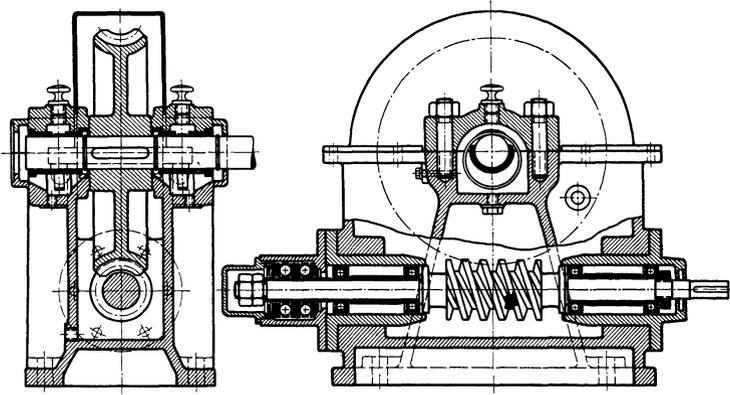


Abb. 86. Schneckentrieb.

Bei Gußeisen mit $\mu \leq 0,1$ wird $\alpha \leq 6^\circ$. In diesem Fall kann man z. B. bei einfachen Hebemaschinen (Abb. 87) besondere Sperrwerke oder Bremsen entbehren, um die Last schwebend zu erhalten; zum Senken der Last muß die Schnecke rückwärts gedreht werden. Bei dem geringen Steigungswinkel wird allerdings der Wirkungsgrad schlecht und wegen der großen Reibung die Abnutzung groß, daher kommt diese Anordnung nur für Triebe mit seltener Benutzung in Betracht.

Rechnungsgang. Für die Schnecke wird die Gangzahl angenommen ($m = 1$ bis 5) und aus der notwendigen Übersetzung

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{m}{z}$$

die Zähnezahl des Rades berechnet. Alsdann wird die Teilung wie bei den Stirnrädern (Gl. 53 und 54, S. 28) bestimmt aus

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\psi z}} M d = 10 \sqrt[3]{\frac{450 N}{c\psi z n}}.$$

Die Werte von c können nach Abb. 77, S. 28 gewählt werden, sind aber für Dauerbetrieb wegen der größeren Reibung bis auf die Hälfte zu ermäßigen. Weiter wird gewählt

$$\psi = \frac{b}{t} = 1,5 \text{ bis } 2,5.$$

Aus t bzw. $\frac{t}{\pi}$ folgt die Zahnbreite als Bogenmaß im Teilkreis der Schnecke und der Teilkreishalbmesser des Rades im Mittelschnitt

$$b = \psi t,$$

$$R = \frac{z}{2} \left(\frac{t}{\pi} \right).$$

Zwischen Steigungswinkel α und Schneckenhalbmesser r besteht nach Gl. 60, S. 31 die Beziehung

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{m t}{2\pi r}.$$

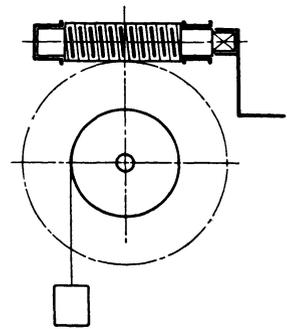


Abb. 87. Selbstsperrung.

Bei Selbstsperrung wählt man $\text{tg } \alpha \leq 0,1$ (Gußeisen) und bestimmt hiernach r . Wird aber hierauf verzichtet und auf einen hohen Wirkungsgrad Wert gelegt, so ist α größer zu wählen (bis zu 21°). Mit wachsendem α nimmt r ab, die Grenze ergibt sich aus der Stärke der Welle.

4. Riemen- und Seiltrieb.

a) Allgemeines.

Das Übertragungsmittel ist ein endloses Band, Riemen oder Seil, das auf glatt abgedrehten Scheiben der zu kuppelnden Wellen läuft. Die Übertragung erfolgt durch Reibung, die Übertragungskraft kann soweit gesteigert werden, bis das Band rutscht. Zur Erzeugung der Reibung zwischen Band und Scheibe ist ein entsprechender Anpressungsdruck nötig, der nur durch die Spannung im Bande selbst entstehen kann. Es muß daher von vornherein genügend gespannt sein, d. h. mit Vorspannung aufgelegt werden.

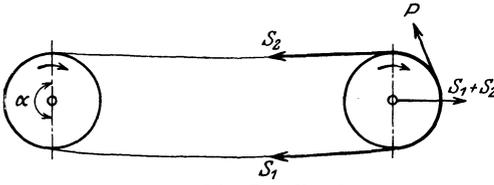


Abb. 88. Bandkräfte.

Zur Erzeugung der Reibung zwischen Band und Scheibe ist ein entsprechender Anpressungsdruck nötig, der nur durch die Spannung im Bande selbst entstehen kann. Es muß daher von vornherein genügend gespannt sein, d. h. mit Vorspannung aufgelegt werden.

Im Betriebe herrscht in dem ziehenden Trum eine Spannkraft S_1 (Abb. 88), die den Umfangswiderstand P überwinden muß; im gezogenen Trum muß eine Gegenkraft S_2 sein, denn wäre sie nicht vorhanden, so müßte das Band rutschen. Es ist also

$$S_1 = P + S_2 \dots \dots \dots (64)$$

Nach den Gesetzen der Seilreibung ist ferner

$$S_1 = S_2 e^{\mu \alpha}, \dots \dots \dots (65)$$

worin ist

- $e = 2,718$ die Basis der natürlichen Logarithmen,
- μ die Reibungszahl zwischen Band und Scheibe,
- α der umspannte Bogen.

Aus beiden Gleichungen folgt

$$S_1 = P \frac{e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} \dots \dots \dots (66)$$

$$S_2 = P \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} \dots \dots \dots (67)$$

Im Ruhezustand oder Leergang sind die Spannkraften in beiden Trums gleich und zwar das Mittel aus S_1 und S_2 , die Vorspannung ist also

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{P e^{\mu \alpha} + 1}{2 e^{\mu \alpha} - 1} \dots \dots \dots (68)$$

Die Spannkraften im Seil sind von den Lagern aufzunehmen, der Lagerdruck ist

$$S_1 + S_2 = P \frac{e^{\mu \alpha} + 1}{e^{\mu \alpha} - 1} \dots \dots \dots (69)$$

Für mittlere Verhältnisse kann gesetzt werden

$$\begin{matrix} \alpha = 0,8 \pi & \mu = 0,28 & e^{\mu \alpha} = 2, \\ S_1 = 2 P & S_2 = P & S_0 = 1,5 P & S_1 + S_2 = 3 P. \end{matrix}$$

Diese Werte sind Grenzwerte, bei denen ein Gleiten gerade eben nicht eintritt; in Wirklichkeit werden sie meist überschritten. Zu beachten ist der hohe Lagerdruck ($\geq 3 P$).

Die notwendige Vorspannung S_0 kann durch Dehnung oder Belastung des Bandes erzeugt werden. Bei der Dehnungsspannung wird das endlose Band kürzer gemacht, als seiner theoretischen Länge entspricht, und mit Gewalt über die Scheiben gezwängt, die Spannung entsteht also durch die Elastizität des Materials. Dies Verfahren ist möglich bei Riemen, Hanf- und Baumwollseilen, nicht aber bei den unelastischen Drahtseilen. Elastische Bänder längen sich allmählich, namentlich im neuen Zustande, und müssen, wenn sie nicht mehr durchziehen, nachgespannt werden. Das Nachspannen kann bei festem Wellenabstand nur durch Kürzen des Bandes bewirkt werden; bequemer ist es, wenn man den Wellenabstand vergrößern kann, wie dies bei den elektrischen Maschinen mit Spannschlitten wegen der Nachgiebigkeit der elektrischen Verbindungen möglich und üblich ist.

Bei der Belastungsspannung wird meist das Gewicht des Bandes zur Erzeugung der Vorspannung benutzt (Abb. 89), das Band muß entsprechend lang, also der Wellenabstand genügend groß sein und annähernd wagerecht laufen; steile Triebe sind hier nicht möglich. Die Spannkraft ergibt sich aus der Pfeilhöhe der Kettenlinie, die hier wegen des geringen Durchhangs annähernd eine Parabel ist. Für die Vorspannung S_0 beträgt dann der Durchhang h_0 bei l m Entfernung der Aufhängepunkte und q kg/m Bandgewicht gemäß Abb. 89

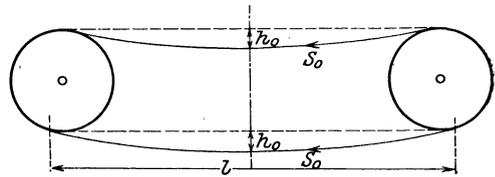


Abb. 89. Durchhang.

$$h_0 = \frac{q l^2}{8 S_0} \dots \dots \dots (70)$$

und stellt sich im Betriebe im ziehenden Seil (S_1) größer, im gezogenen (S_2) kleiner ein.

Auch künstlich kann eine Belastungsspannung durch Spannrollen herbeigeführt werden, die verschiebbar gelagert und durch Gewichte belastet sind und so das Band in Zug halten. Solche Anordnungen werden später besprochen.

Infolge des elastischen Verhaltens der Riemen und Seile müssen sie sich auf den Scheiben infolge der Spannungsunterschiede zwischen S_1 und S_2 dehnen oder kürzen, und demnach mäßig gleiten („schlüpfen“). Die Laufflächen müssen deshalb glatt sein, damit die inneren Fasern des Bandes nicht beschädigt werden, und dürfen nicht etwa zur Vergrößerung der Reibung rau gemacht werden. Aus dem gleichen Grunde ist die Übersetzung nicht so scharf wie bei den Zahnrädern. Demgegenüber ist aber als Vorzug hervorzuheben die Geräuschlosigkeit des Ganges und die Sicherheit gegen Überlastungen, denn bei zu großen Widerständen gibt das Band nach, es rutscht.

b) Riemetrieb.

Riemen. Die Zugkraft des Riemens wird vorzugsweise durch seine Breite bestimmt, seine Stärke ist gering (5 bis 8 mm), so daß er auch auf kleinen Scheiben ohne Überlastung der äußeren Faser laufen kann. Die Vorspannung wird meist durch Dehnungsspannung erzeugt. Die wichtigste Forderung für den Riemen ist die Elastizität und die dauernde Erhaltung derselben. In dieser Hinsicht sind weitaus am besten die Lederriemen, sie müssen aber bei der Verschiedenartigkeit des Leders sorgfältig ausgewählt werden. Das beste Leder wird aus den Häuten junger (4jähriger) Ochsen gewonnen, die Stärke beträgt im Rücken 4 bis 5, an den Seiten bis 8 mm. Gute Riemen werden aus dem Kernleder so geschnitten, daß ihr Mittel in

der Wirbelsäule liegt; das stärkere Seitenleder zieht nicht besser und hat außerdem den Nachteil, daß es sich infolge der Ungleichheit der einzelnen Fasern verzieht. Aus den einzelnen Häuten von 1 bis 1,5 m Länge wird der Riemen durch Verleimen oder für feuchte Räume durch Vernähen zusammengesetzt. Die Breite beträgt meist nicht über 600 mm, vereinzelt bis 1200 mm. Bei großen Übertragungskräften werden verleimte Doppelriemen verwendet. Der Riemen muß im Betriebe gut eingefettet sein, damit er seine Elastizität behält.

Billiger als Lederriemen sind gewebte Riemen. Sie werden aus Kamelhaaren, Hanf oder Baumwolle hergestellt, die letzteren vielfach in Balata getränkt oder mit Gummi zum Schutz gegen Feuchtigkeit umpreßt. Die Stärke beträgt 5 bis 10 mm, die Breite ist unbeschränkt. Die Lebensdauer und Leistung sind kleiner als bei Lederriemen.

Eine neuere Art von Riemen sind die Stahlbänder; sie werden aus Spezialstahl in Stärken von 0,2 bis 1,1 mm und in Breiten von 32 bis 250 mm gefertigt. Ihre Elastizität ist gering, die Reibung auf den Scheiben wird durch aufgelegte Korkmäntel vergrößert und dadurch ein geringerer Achsdruck ermöglicht. An der Verbindung werden die Enden stumpf gestoßen und mit einer außen aufgelegten Lasche verschraubt. Die Bänder sind unempfindlich gegen Temperaturschwankungen; sie müssen sicher eingekapselt sein, da sie beim Bruch schlagen und Unglücksfälle herbeiführen können.

Anordnung des Riementriebes. Der Riemen muß auf den Scheiben selbstleitend sein, d. h. so laufen, daß er nicht abschlägt. Der ablaufende Riemen

verträgt eine mäßige Ablenkung, der auflaufende nicht. Es muß die Bedingung erfüllt sein, daß der auflaufende Riemen mit seinem Riemenmittel in der mittleren Ebene der Scheibe liegt. Die Sicherheit gegen Abschlagen bei kleinen Ungenauigkeiten wird erhöht, wenn man die Scheiben schwach ballig dreht, da dann der Riemen das Streben hat, stets nach der Mitte zu laufen.

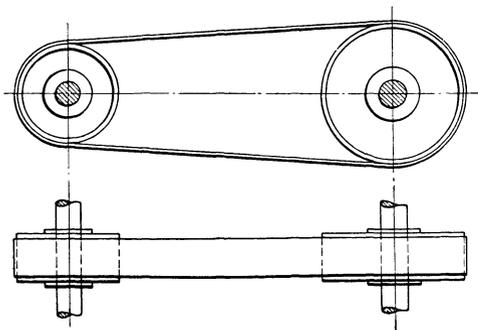


Abb. 90. Offener Riemen.

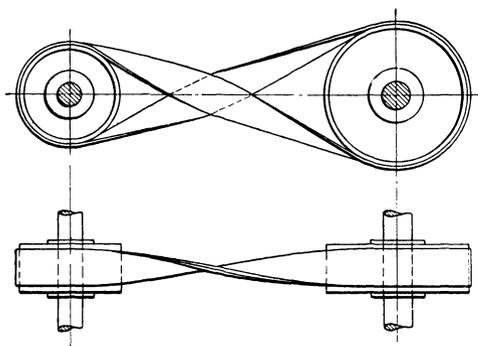


Abb. 91. Gekreuzter Riemen.

Bei parallelen Wellen stellt man die Riemenscheiben einander so gegenüber, daß ihre mittleren Ebenen zusammenfallen. Der Riemen wird als offener (Abb. 90) mit gleichem Drehsinn der Wellen oder als gekreuzter oder geschränkter Riemen (Abb. 91) für entgegengesetzten Drehsinn aufgelegt.

Bei sich kreuzenden Wellen wird der Riemen halbgeschränkt (Abb. 92). Theoretisch muß der mittlere Kreis jeder Scheibe die mittlere Ebene der andern berühren. Infolge der ungleichen Dehnungen der beiden Riemenkanten wandert der Riemen auf den Scheiben; um diesen Nach-

teil einzuschränken, versetzt man die Scheiben gegen ihr Achsenkreuz mäßig. Dieser Trieb ist nur für einen Drehsinn möglich.

In allen andern Fällen sind Leitrollen — Riemenleiter — den Hauptscheiben so vorzulagern, daß der auflaufende Riemen in die richtige Lage kommt. So kann man z. B. zwei parallele Wellen durch einen Riemen miteinander verbinden, deren Scheibenebenen nicht zusammenfallen, wenn man durch Leitrollen den Riemen in die neue Ebene führt (Abb. 93).

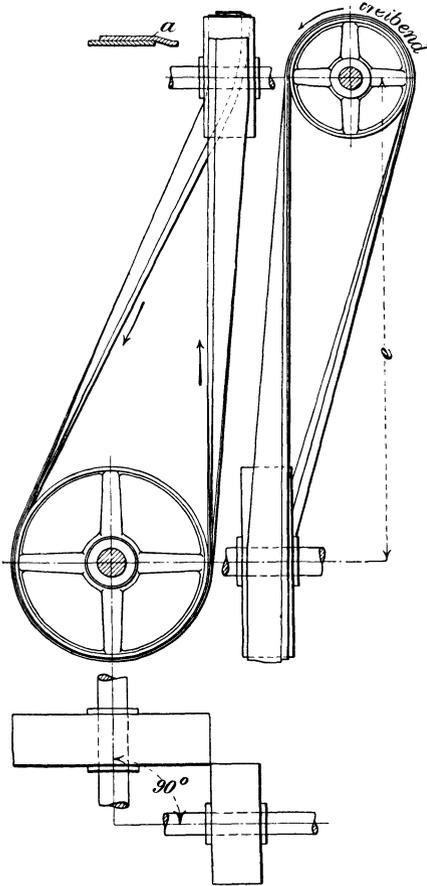


Abb. 92. Halbgeschränkter Riemen.

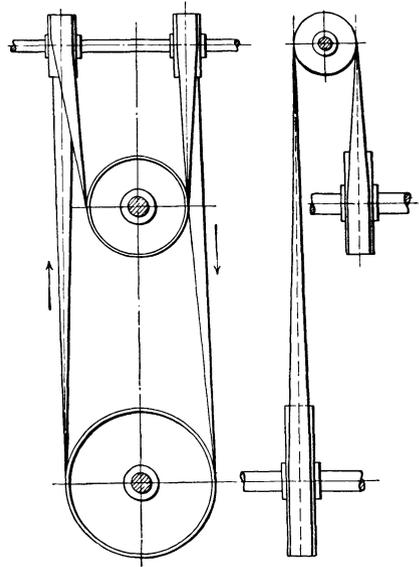


Abb. 93. Riemen mit Leitrollen.

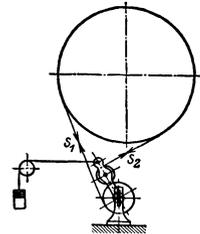


Abb. 94. Riemen mit Spannrolle.

Bei großen Scheibenunterschieden und kleinem Achsstand werden Spannrollen¹⁾ angewendet (Abb. 94), durch die der umspannte Bogen der kleinen Scheibe vergrößert wird. Durch die Belastung der Spannrolle läßt sich die Spannkraft des Riemens regeln und eine zu große Vorspannung vermeiden.

Weiter läßt sich der Riementrieb auch zum Ein- und Ausrücken einrichten (Abb. 95). Auf der getriebenen Welle werden zwei Scheiben angeordnet, von denen die eine, die Los- oder Leerscheibe, lose drehbar, die andere, die Festscheibe, fest auf der Welle sitzt. Durch eine Riemengabel wird der auflaufende Riemen so abgelenkt, daß er allmählich auf die Nachbarscheibe läuft.

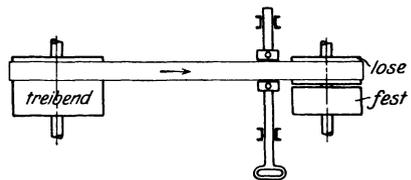


Abb. 95. Ausreichbarer Riementrieb.

¹⁾ Dr. Ing. C. Bender, Über Riemen und Spannrollen. Z. d. V. d. I. 1920, S. 227.

Auch veränderliche Übersetzungen kann man durch Riemen herstellen, wenn man die Scheiben stufenförmig so absetzt, daß derselbe Riemen für alle zusammengehörigen Scheibendurchmesser paßt (Abb. 96).

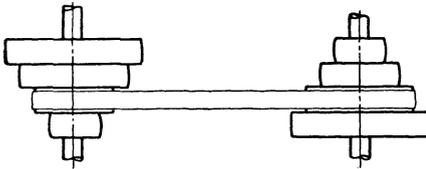


Abb. 96. Riementrieb für verschiedene Übersetzungen.

Übersetzung und Achsstand. Die Übersetzung

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2}$$

wird für gewöhnliche Verhältnisse nicht über 1 : 5 gewählt, wobei der Durchmesser der kleinen Scheibe mindestens das Hundertfache der Riemenstärke sein soll. Bei dem Spannrollengetriebe (Abb. 94) sind

Übersetzungen bis 1:15 möglich.

Der Achsstand darf, um die nötige Spannkraft zu erzielen, nicht zu klein, aber, um ein Schlagen zu vermeiden, nicht zu groß gewählt werden. Er beträgt unter gewöhnlichen Verhältnissen 5 bis 18 m.

Berechnung des Riemens. Für die zulässige Zugkraft im Riemen ist an sich die größte Spannkraft S_1 und der Querschnitt $b \cdot s$ maßgebend, hierzu kommt noch eine zusätzliche Biegungsspannung auf den Scheiben. Da nun aber die Riemenstärke s nicht sehr schwankt und außerdem wenigstens für Leder dicke Riemen im Material minderwertiger sind als dünne, so ist in erster Linie die Breite maßgebend. Man pflegt deshalb lediglich diese zu berücksichtigen und auf die Übertragungskraft P zu beziehen, also zu schreiben

$$P = pb;$$

hierin ist

$$p = \frac{P}{b} \dots \dots \dots (71)$$

die zulässige Belastung in kg für 1 cm Riemenbreite.

Die Erfahrung zeigt nun, daß derselbe Riemen eine um so größere Kraft P überträgt, je größer die Scheiben und die Umfangsgeschwindigkeiten sind. Der Grund liegt in der größeren Anhaftung des Riemens auf der

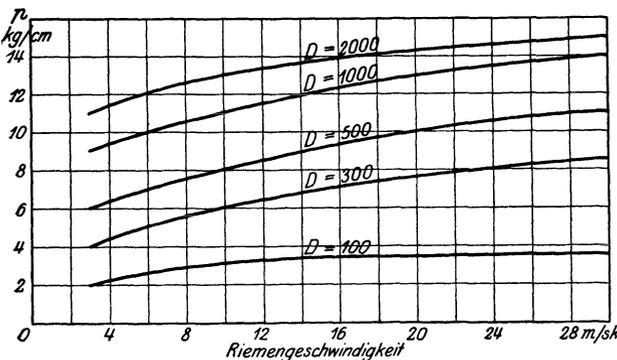


Abb. 97. Zulässige Riemenbeanspruchungen.

Scheibe. Infolge des Spannungsunterschiedes zwischen dem gezogenen und ziehenden Trum muß sich der Riemen vermöge seiner Elastizität dehnen, also auf den Scheiben gleiten oder „schlüpfen“. Mit wachsender Gleitgeschwindigkeit, also bei großen Scheibendurchmessern und Geschwindigkeiten, nimmt aber die Reibung zu. Die zulässigen Werte von p , die

durch Versuche gefunden sind, gehen aus Abb. 97 hervor. Die größte Riemenbreite für Leder beträgt etwa 600 mm. Ein solcher Riemen würde, wenn beide Wellen mit 200 Umdrehungen minutlich laufen, bei einem Scheibendurchmesser von 300 mm eine Zugkraft von 240 kg und eine Leistung von 10 PS übertragen, bei einem Scheibendurchmesser von 1000 mm aber 660 kg und 92 PS leisten. Im Interesse des Riemens sind also große Riemen-

geschwindigkeiten zu wählen, man geht bis auf 30 m/s (vereinzelt bis 40 m/s).

Doppellederriemen, mit den Fleischseiten aufeinander geleimt, sind nur für große Scheibendurchmesser zweckmäßig und übertragen 50 bis 80 v. H. mehr, als einfache Riemen gleicher Breite.

Baumwoll-, Balata- und Gummiriemen dürfen bei 10 mm Stärke mit $p = 8$ bis 10, Kamelhaarriemen mit $p = 6$ bis 25 belastet werden. Bei Stahlbändern rechnet man auf den Querschnitt 4 bis 6 kg/qcm² Umfangskraft.

Bei der Berechnung des Riemens nimmt man die Geschwindigkeit v oder den Scheibendurchmesser D an; für beide gilt

$$v = \frac{D \pi n}{60} \quad (D \text{ in m}). \quad (72)$$

Aus dem gegebenen Drehmoment oder der Leistung N in PS findet sich

$$P = \frac{M_d}{R} = 75 \frac{N}{v} \quad (73)$$

$$b = \frac{P}{p} \quad (74)$$

Riemenscheiben. Wegen der meist großen Umfangsgeschwindigkeiten sollen die Riemenscheiben leicht und gut ausgewuchtet sein, damit die Fliehkräfte beherrscht werden können. Bei dem offenen und gekreuzten Riemen wird die getriebene Scheibe meist ballig ($w = \frac{1}{4} \sqrt{B}$ Abb. 98) gedreht. Die

Riemenscheiben werden aus Gußeisen oder Holz gefertigt, seltener aus schmiedeeisernem Kranz und Armen mit gußeiserner Nabe zusammengesetzt.

Gußeiserne Scheiben (Abb. 98) erhalten einen möglichst leichten Kranz ($s_1 = 0,005 D + 0,3 \text{ cm}$) und des geringen Luftwiderstandes wegen Arme von ellipsenförmigem Querschnitt; sie werden auf der Welle durch Keile (Nut und Feder) befestigt. Sehr

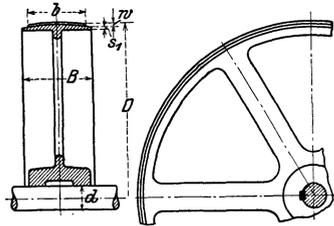


Abb. 98. Riemenscheibe.

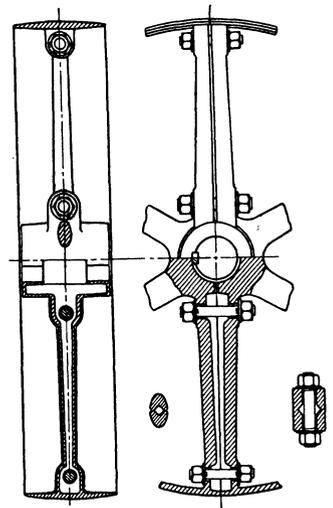
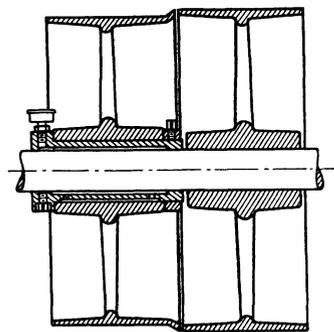


Abb. 100. Fest- und Losscheiben. Abb. 99. Geteilte Riemenscheibe.

breite Scheiben haben zwei Armsysteme. Zur Erleichterung des Zusammenbaus werden die Scheiben auch geteilt ausgeführt (Abb. 99).

Die Losscheiben für ausrückbare Riementreibe (vgl. Abb. 95, S. 37) werden zur Schonung der Welle auf gußeiserne Leerlaufbuchsen gesetzt (Abb. 100), die durch Stellschrauben mit der Welle verbunden und mit guten Schmiervorrichtungen versehen werden. Bei häufigem Leerlauf gibt man

der Losscheibe zweckmäßig einen kleineren Durchmesser, um den Riemen zu schonen.

Stufenscheiben (Abb. 101) werden in einem Stück gegossen.

Spannrollen (Abb. 102) erhalten Gewichtshebelbelastung und bei stoßendem Betrieb Schwingungsdämpfer (Ölbremser).

Riemenleiter (Abb. 103) werden in den verschiedensten Formen zur Befestigung auf dem Boden, an der Wand oder Decke gebaut und so eingerichtet, daß die genaue Lage der Zapfenachse im Betriebe eingestellt werden kann.

Hölzerne Scheiben werden zweiteilig ausgeführt und zur Vermeidung des Verziehens aus vielen versetzt geleimten Stücken zusammengesetzt.

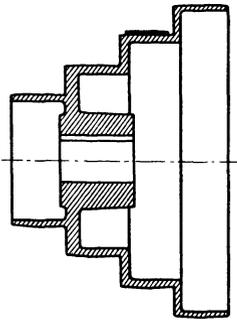


Abb. 101. Stufenscheibe.

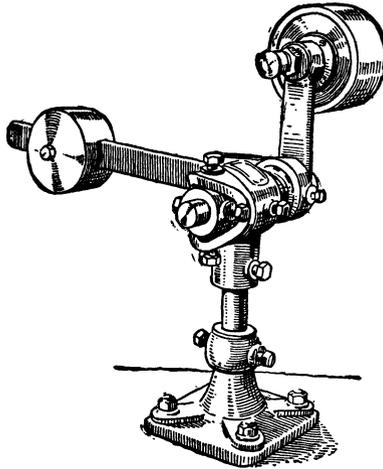


Abb. 102. Spannrolle.

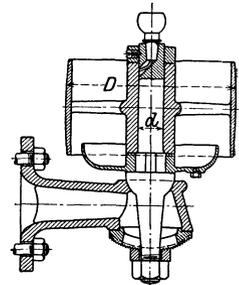


Abb. 103. Leitrolle.

Kleine Scheiben sind voll, große 2- oder 4armig. Die Nabe besteht ebenfalls aus Holz und hält durch Reibungsschluß auf der Welle. Ihr Vorzug ist das geringe Gewicht und das leichte Aufbringen auf vorhandene Triebwerkswellen ohne Keil.

Wirkungsgrad. Die Verluste bei der Kraftübertragung liegen in dem Riemenschlupf und vor allen Dingen in der Lagerreibung. Die Mindestvorspannung, die schon einen Lagerdruck von $3P$ (vgl. S. 34) hervorruft, ist oft wesentlich überschritten, um ein zu häufiges Nachspannen und Kürzen des Riemens zu vermeiden. In dieser Hinsicht ist das Spannrollengetriebe (vgl. Abb. 98) vorteilhaft, und solche Anordnungen, bei denen die ganze Maschine mit ihrer Riemenscheibe auf einem Spannschlitten steht, so daß der Riemen allmählich so stark gespannt werden kann, bis er ausreichend zieht. Für gewöhnliche Verhältnisse kann gerechnet werden mit

$$\eta = 0,96.$$

e) Hanf- und Baumwollseiltrieb.

Seile. Aus den Fasern des Hanfes (bis 1 m lang) und der Baumwolle (bis 25 cm lang) werden Fäden gesponnen und aus diesen Litzen geschlagen. Mehrere Litzen, entgegengesetzt geschlagen, bilden das runde oder eckige Seil. Als Durchmesser d des Seils gilt der umschriebene Kreis, der Materialquerschnitt beträgt etwa $0,63d^2$. Die Seile werden in Abstufungen von 5 zu 5 mm mit Durchmessern von 25 bis 55 mm gefertigt. Die Verbindung

der Enden erfolgt durch Splissen, d. i. durch Verflechten der Litzen ineinander; hierzu ist eine Mehrlänge von 3 bis 5 m erforderlich.

Gewöhnliche Seile haben die Neigung, sich im Betriebe um die Längsachse zu drehen, so daß die Biegungsebene auf den Scheiben sich ändert, was für die Haltbarkeit nicht zuträglich ist. Besser sind aus diesem Grunde die drallfreien Quadratseile (vgl. Abb. 107).

Baumwollseile sind sehr schmiegsam, aber gegen Feuchtigkeit empfindlich. Hanfseile können auch im Freien laufen, ganz besonders, wenn sie geteert sind. Im Interesse der Lebensdauer muß der Scheibendurchmesser D möglichst groß sein, damit die Biegungsspannungen klein werden. Man wählt für

$$\begin{array}{l} \text{Hanfseile . . . } D = 30 d \text{ bis } 50 d, \\ \text{Baumwollseile . } D = 20 d \text{ bis } 30 d. \end{array}$$

Im Betriebe müssen ferner die Seile mit Seilschmiere (Graphit und Talg) gut geschmiert werden; alsdann kann mit einer mittleren Lebensdauer von 6 Jahren gerechnet werden.

Anordnung des Hanfseiltriebs. Für die Führung des Seils gelten im allgemeinen die gleichen Grundsätze wie bei den Riemen, nur muß das Seil natürlich auf den Scheiben in Rillen laufen, damit es nicht abschlägt. Die geringe Breitenbeanspruchung ermöglicht es, mehrere Seile auf derselben Scheibe laufen zu lassen und so durch parallele Stränge die Übertragungskraft zu steigern oder von einer Hauptantriebs Scheibe aus verschiedene Wellen anzutreiben (Abb. 104). Der Wellenabstand kann bis zu 30 m gewählt werden, also fast doppelt so groß als bei Riemen (18 m). Demgegenüber müssen aber die Seilscheiben wegen der größeren Steifigkeit des Seils einen größeren Durchmesser haben als die Riemenscheiben. Im allgemeinen kommt der Seiltrieb da zur Anwendung, wo der Riemetrieb nicht mehr ausreicht.

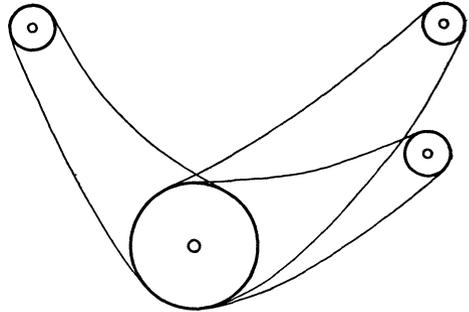


Abb. 104. Seiltrieb.

Das Seil wird meist mit Dehnungsspannung aufgelegt. Bei mehreren parallelen Seilen ist es schwer, die Last gleichmäßig zu verteilen. Vorteilhafter ist es, statt dessen ein endloses Seil zu verwenden — Kreisseiltrieb —, das mehrfach um die beiden Hauptscheiben geschlungen wird und mit ihren Enden über einer schräg stehenden Rolle zusammenläuft (Abb. 105). Durch verschiebbare Lagerung dieser Rolle und Belastung durch ein Gewicht werden alle Stränge gleichmäßig gespannt.

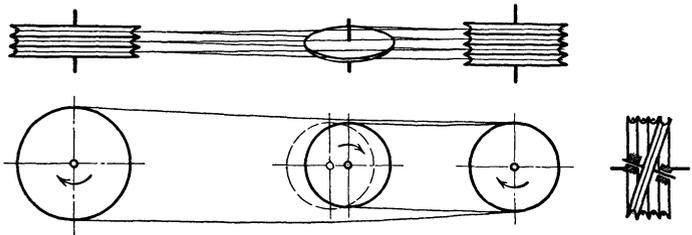


Abb. 105. Kreisseiltrieb.

Die vorteilhafteste Seilgeschwindigkeit beträgt 15 bis 20 m/s, bei sehr großen Scheiben bis 30 m/s.

Übertragungskraft. Um die Anhaftung auf den Scheiben zu vergrößern, bildet man die Rillen als Keilnut aus, wie Abb. 106 für ein Rundseil und

Abb. 107 für ein Quadratseil zeigt; das Auslaufen macht bei dem geschmeidigen Material keine Schwierigkeiten. Die Kraft S_1 im ziehenden und S_2 im gezogenen Trum beträgt dann etwa

$$S_1 = \frac{5}{3} P; \quad S_2 = \frac{2}{3} P \dots \dots \dots (75)$$

und der Achsdruck

$$S_1 + S_2 = \frac{7}{3} P.$$

Allerdings längen sich die Seile zu Anfang stark, so daß sie mit größeren Spannungen aufgelegt werden müssen.

Für die Übertragungskraft kann unter der Voraussetzung ausreichender Scheibendurchmesser gesetzt werden

$$\left. \begin{aligned} P &= 3 d^2 \text{ bis } 4 d^2 \text{ bei } D \geq 30 d \\ P &= 5 d^2 \text{ " } 6 d^2 \text{ " } D \geq 50 d \end{aligned} \right\} (76)$$

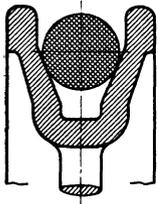


Abb. 106. Seilrille mit Rundseil.

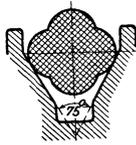


Abb. 107. Seilrille mit Quadratseil.

Hanfseilscheiben. Die Scheiben werden in der Regel ganz aus Gußeisen gefertigt und mit ellipsenförmigen Armen (bei breiten Scheiben 2 Armreihen) versehen (Abb. 106). Die Seilnut ist sauber auszudrehen, der doppelte Keilwinkel wird zu 45° gewählt. Große Scheiben werden zweiteilig ausgeführt.

Übersetzung und Wirkungsgrad. Wegen der an sich großen Scheibendurchmesser kann die Übersetzung

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} \dots \dots \dots (77)$$

nicht groß sein, zweckmäßig nicht über 1 : 3.

Der Wirkungsgrad kann gesetzt werden zu

$$\eta = 0,97.$$

d) Drahtseiltrieb.

Drahtseile. Aus 6 bis 12 dünnen Drähten von 1 bis 2 mm Durchmesser werden Litzen gesponnen und diese (6 bis 12) um eine Hanfseele geschlagen (Abb. 108). Die Hanfeinlage macht das Seil biegsam und gibt den inneren Drähten ein weiches Lager. Die üblichen Seildurchmesser betragen 9 bis 37 mm. Die Biegsamkeit hängt von der Stärke δ der einzelnen Drähte ab; man wählt den Scheibendurchmesser zu

$$D \geq 1500 \delta \geq \sim 150 d.$$

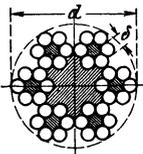


Abb. 108. Drahtseil.

Das Seil ist nicht genügend elastisch, um mit Dehnungs- spannung arbeiten zu können. Der Auflagerdruck auf den Scheiben kann daher nur durch das Gewicht erreicht werden,

d. h. die Vorspannung wird durch den Durchhang bestimmt, den man dem Seile gibt; demnach muß der Wellenabstand genügend groß (über 15 m) sein. Spannrollen haben sich nicht bewährt.

Anordnung des Drahtseiltriebs. Drahtseile lassen eine erheblich größere Belastung zu als Hanfseile, verlangen aber viel größere Scheibendurchmesser. Große Übersetzungen kommen daher nicht in Frage. Weiter läuft das Draht-

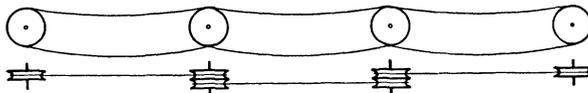


Abb. 109. Drahtseiltrieb.

seil auch bei großen Wellenabständen bis etwa 100 m noch ruhig, und zwar mit Geschwindigkeiten von 6 bis 30 m/s. Wegen dieser

Eigenschaften kommt es hauptsächlich als Ferntriebmittel in Betracht. Durch Zwischenstationen (Abb. 109) kann die Übertragungsweite beliebig bei noch erträglichen Wirkungsgraden gesteigert werden. Allerdings hat die schmiegsamere elektrische Übertragungsweise diese Betriebsart stark zurückgedrängt.

Die Vorspannung wird hier ausschließlich durch den Durchhang bestimmt. Wird er bei großen Spannweiten zu groß, so kann er durch Tragrollen eingeschränkt werden (Abb. 110).

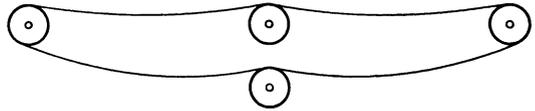


Abb. 110. Drahtseiltrieb mit Tragrollen.

Übertragungskraft. Die Beanspruchung wird durch die zusätzliche Biegungsspan-

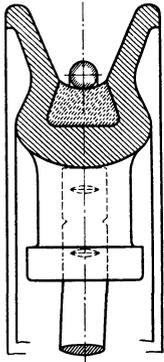


Abb. 111. Seilrille für Drahtseile.

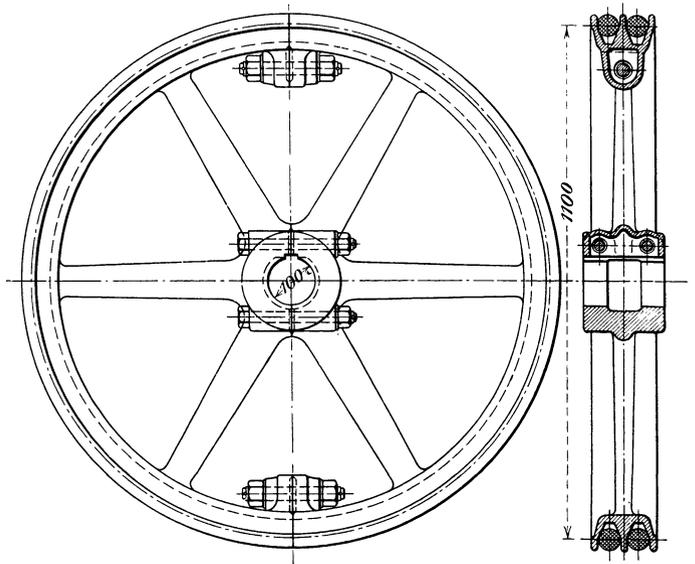


Abb. 112. Seilscheibe.

nung auf den Scheiben wesentlich erhöht. Je größer der Scheibendurchmesser, um so länger hält das Seil. Für mittlere Verhältnisse kann man setzen

$$P = 60 d^3 \text{ bis } 100 d^3, \dots (78)$$

wobei die größeren Werte für die dünneren Seile gelten.

Das stärkste Seil von 37 mm Durchmesser überträgt demnach mit $60 d^3$ eine Umfangskraft von 800 kg und bei 30 m/s Geschwindigkeit eine Leistung von 320 PS.

Die Kräfte im Seil und der Lagerdruck sind etwa

$$S_1 = 2P \quad S_2 = P \quad S_1 + S_2 = 3P.$$

Drahtseilscheiben. Drahtseile können nicht wie Hanfseile in Keilnuten laufen, da sie sich zu fest einpressen würden und dann nicht mehr sicher auslaufen. Um hier die Reibung am Scheibenumfang zu erhöhen und gleichzeitig dem Seil ein weiches Auflager zu

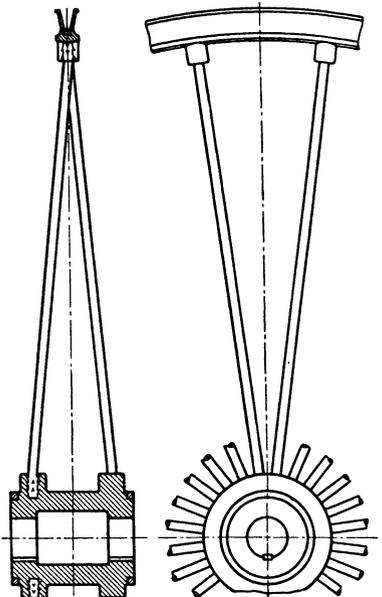


Abb. 113. Seilscheibe.

geben, wird die Rille mit Hirnlederscheiben ausgefüllert und nach dem Durchmesser des Seils so ausgedreht, daß es auf ein Drittel des Umfangs aufliegt (Abb. 111).

Seilscheiben bis zu 1 m Durchmesser werden ganz aus Gußeisen gefertigt (Abb. 112), größere zur Gewichtsersparnis mit eingegossenen schmiedeisernen Armen versehen (Abb. 113).

Übersetzung und Wirkungsgrad. Wegen der großen Scheibendurchmesser infolge der Seilsteifigkeit wird die Übersetzung meist zu 1:1 gewählt. Der Wirkungsgrad ist, da die Verluste fast nur in den Lagern liegen, verhältnismäßig groß, etwa

$$\eta = 0,97.$$

5. Kettentrieb.

Allgemeines. Um zwei verzahnte Kettenräder wird eine Gelenkkette geschlungen, die in die Zahnlücken eingreift. Die Übertragung erfolgt also hier unmittelbar durch den Tangentialdruck an den Zahnflanken, die Achsbelastung entspricht der Umfangskraft. Da die Ketten schwer und teuer sind, kommt der Trieb nur für kurze Wellenabstände in Betracht, und zwar da, wo Zahnräder zu groß werden und Riemen wegen zu kleinen Wellenabstands oder zu großer Breite nicht möglich sind.

Infolge der Abnutzung in den Gelenken längt sich die Kette im Betriebe ungleichmäßig und gibt einen stoßenden und geräuschvollen Gang, denn das jeweilig kürzeste Glied trägt und überträgt beim Auslaufen aus dem Rad mit Stoß die Last auf die andern Glieder. Die Kette darf deshalb nur sehr mäßig belastet sein und muß so ausgebildet werden, daß die Abnutzung möglichst klein ist. Die gewöhnliche Gallsche Kette ist nicht geeignet, besser ist die

Zobelsche Treibkette (Abb. 114). Die äußeren Laschen (ein- oder mehrfach) sitzen fest auf dem hohlen oder vollen Bolzen m , die inneren fest auf einer auf den Bolzen geschobenen Stahlhülse n . Die gegenseitige Bewegung erfolgt also in der großen Tragfläche der Hülse bei entsprechend kleinem Flächendruck. Die Bolzen der Kette fassen in entsprechende Lücken des Rades. Die Ketten werden in bestimmten Abmessungen für Umfangskräfte von 100 bis 5000 kg gefertigt und können mit Geschwindigkeiten bis 6 m/s (besser < 3 m/s) betrieben werden.

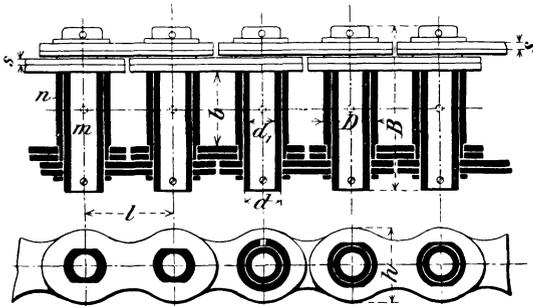


Abb. 114. Zobelsche Treibkette.

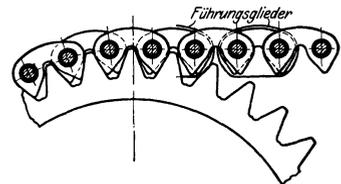


Abb. 115. Renoldsche Zahnkette.

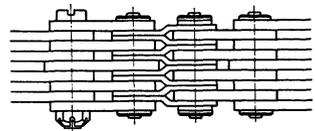


Abb. 116. Kettengurt.

Renoldsche Zahnkette (Abb. 115). Hier wird aus Blechlamellen ein verzahnter Gurt gebildet, der mit seinen Zähnen in die Zahnlücken des Rades faßt. Bei ungerader Gliederzahl sind besondere Zwischenscheiben nötig (Abb. 116). Wird der Bolzenabstand infolge Abnutzung in den Gelenken

größer, so greift das Glied weniger tief in das Rad ein, bewegt sich also auf einem größeren Kreise, so daß alle Glieder tragen müssen. Die Kette läuft geräuschlos und stoßfrei, mit einer Geschwindigkeit bis 6,5 m/s. Gegen seitliches Abschlagen wird sie durch nicht verzahnte Führungsglieder in einer Rille in der Mitte der Scheibe geführt. Die kleinste Zähnezahln beträgt 15, die Übersetzung bis 1 : 6.

E. Kurbeltrieb.

Allgemeines. Der Kurbeltrieb (Abb. 117) bezweckt, eine hin und her gehende Bewegung in eine drehende umzusetzen (Kraftmaschinen) oder umgekehrt aus einer drehenden Bewegung eine hin und her gehende zu erzeugen (Arbeitsmaschinen). Das Hauptelement der hin und her gehenden Bewegung ist der Kreuzkopf B , der auf einer Geradföhrung läuft und seine Kraft in der Regel von einem Kolben mit Kolbenstange empfängt oder an ihn abgibt. Die drehende Bewegung wird durch die Kurbel bewirkt; die Verbindung zwischen beiden stellt die Kurbel-, Schub- oder Pleuelstange her. Wenn der Kolben in seinen Endlagen steht, liegt die Kurbel in seiner Bewegungsrichtung und kann, wenn der Kolben treibt, kein Drehmoment auf die Kurbelwelle ausüben. Die

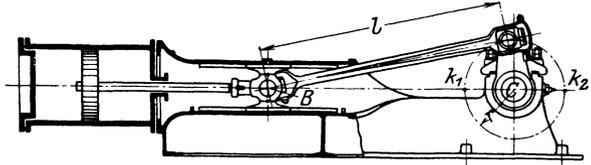


Abb. 117. Kurbeltrieb.

Kurbellagen K_1 und K_2 heißen die Totpunkte. In dieser Stellung kann die Maschine nicht anlaufen, sondern muß erst durch äußere Mittel in eine günstige Anfahrtstellung gebracht werden. Eigentlich müßte in jedem Totpunkt die Maschine wieder zum Stillstand kommen; da aber die an der Drehung teilnehmenden Massen infolge ihrer Trägheit nicht plötzlich stehen bleiben können, so liefern diese die Triebkraft, um die Kurbel über den toten Punkt zu drehen. Die tangentialen Drehkräfte im Kurbelkreis nehmen mit wachsendem Kurbelwinkel infolge des zunehmenden Hebelarms zunächst bis zu einem Maximum zu und fallen dann bis zum Totpunkt wieder auf Null ab. Die Umfangsgeschwindigkeit bei n Umdrehungen minutlich

$$v = \frac{2\pi r n}{60}$$

wird daher an sich ungleichförmig, aber durch die mitlaufenden Massen um so mehr ausgeglichen, je größer deren Schwungmoment ist. Im allgemeinen genügen sie allein nicht, sondern müssen durch besondere Schwungräder verstärkt werden, um die gewünschte Gleichförmigkeit zu erhalten. Der „Ungleichförmigkeitsgrad“ wird bei bescheidenen Ansprüchen zu etwa 1 : 50 gewählt, d. h. es dürfen die Geschwindigkeitsschwankungen nur um $1/50$ von der mittleren Geschwindigkeit nach oben und unten abweichen.

Viel größere Geschwindigkeitsschwankungen treten bei der Kolbenbewegung auf. Hier muß die Geschwindigkeit im Totpunkt wegen der Umkehr der Bewegung Null werden und etwa in der Mitte des Hubes ihren Größtwert erreichen. Diesen schnell wechselnden Geschwindigkeiten entsprechen große Beschleunigungen. Ein Teil der Triebkraft wird bei zunehmender Geschwindigkeit zur Beschleunigung der Massen verbraucht, aber in der darauf folgenden Verzögerungsperiode wieder zurückgewonnen. Die vom Kolben auf das Wellenlager ausgeübten Kräfte werden also durch die Trägheitswiderstände der dazwischen liegenden Massen beeinflusst, während die gleich großen

hierbei gilt das + -Zeichen für den Hingang, das - -Zeichen für den Rückgang. Die Kolbenwege sind also um die Strecke FP für den Hin- und Rückgang verschieden, und zwar um so mehr, je stärker der mit l geschlagene Kreis gekrümmt ist, d. h. je länger l im Verhältnis zu r ist. Wäre $l = \infty$, so würde der Unterschied fortfallen. Man wählt meist $l/r \geq 5$ und geht nur dann darunter, wenn die Raumverhältnisse dazu zwingen, z. B. bei stehenden Kriegsschiffsmaschinen, die unter dem Panzerdeck untergebracht werden müssen.

Die Gl. 80 läßt sich umgeformt und vereinfacht in die Form bringen¹⁾

$$x = r \left(1 - \cos \alpha \pm \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin^2 \alpha \right) \dots \dots \dots (81)$$

das letzte Glied in der Klammer ist das sog. Fehlerglied.

Bei einem Kurbelwinkel $\alpha = 90^\circ$ und $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ wird beim

$$\begin{aligned} \text{Hingang} \quad x_1 &= 1,1 r, \\ \text{Rückgang} \quad x_2 &= 0,9 r, \end{aligned}$$

d. h. wenn die Kurbel den halben Weg zurückgelegt hat, hat ihn der Kolben beim Hingang bereits überschritten und beim Rückgang noch nicht erreicht.

Kolbengeschwindigkeit. Aus dem Kolbenwege nach Gl. 81

$$x = r(1 - \cos \alpha) \pm \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \sin^2 \alpha$$

folgt die Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{dx}{dt} = r \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} \pm \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \sin 2\alpha \frac{d\alpha}{dt}.$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega \text{ ist die Winkelgeschwindigkeit} = \frac{v}{r},$$

$$c = r \omega \left(\sin \alpha \pm \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin 2\alpha \right) = v \left(\sin \alpha \pm \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin 2\alpha \right) \dots \dots \dots (82)$$

$$c = v \sin \alpha \left(1 \pm \frac{1}{2} \frac{r}{l} \cos \alpha \right) \dots \dots \dots (83)$$

Für $l = \infty$ ist $c = v \sin \alpha$, ändert sich also nach der Sinuslinie. Den Verlauf der Geschwindigkeit als Funktion des Kolbenweges für endliche Stangen zeigt Abb. 119.

Wenn man schlechthin von der Kolbengeschwindigkeit spricht, so meint man die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = \frac{2 s n}{60} = \frac{2 r n}{30} \dots \dots \dots (84)$$

Die Geschwindigkeit im Kurbelkreise ist

$$v = \frac{2 \pi r n}{60} = \frac{\pi r n}{30},$$

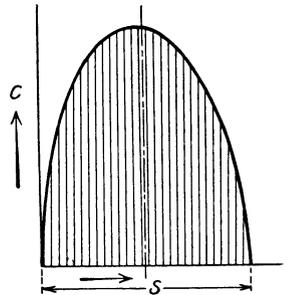


Abb. 119. Kolbengeschwindigkeit.

¹⁾ $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}; \quad \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{r}{l},$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right)^2} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right)^4 - \dots$$

Das dritte Glied der Reihe kann wegen seiner Kleinheit bereits vernachlässigt werden, also

$$\begin{aligned} \cos \beta &= 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right)^2, \\ x &= r(1 - \cos \alpha) \pm \frac{r^2}{2l} \sin^2 \alpha. \end{aligned}$$

also

$$c_m = \frac{2}{\pi} v = 0,673 v, \dots \dots \dots (85)$$

$$v = \frac{\pi}{2} c_m = 1,571 c_m \dots \dots \dots (86)$$

Bei $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ ist $c_{max} = 1,6 c_m = 1,02 v$.

Kolbenbeschleunigung. Aus der Geschwindigkeitsgleichung (Gl. 82)

$$c = r \omega \left(\sin \alpha \pm \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin 2 \alpha \right)$$

folgt die Beschleunigung

$$b = \frac{dc}{dt} = r \omega \left(\cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} \pm \frac{r}{l} \cos 2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right),$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega,$$

$$b = r \omega^2 \left(\cos \alpha \pm \frac{r}{l} \cos 2 \alpha \right) = \frac{v^2}{r} \left(\cos \alpha \pm \frac{r}{l} \cos 2 \alpha \right) \dots \dots (87)$$

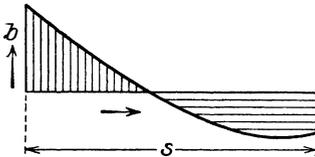


Abb. 120. Beschleunigungen.

Die Veränderlichkeit von b zeigt die graphische Darstellung in Abb. 120 für den Kolbenhingang.

Die größte Beschleunigung ist bei $\alpha = 0$, also im Totpunkt vorhanden

$$b_{max} = \frac{v^2}{r} \dots \dots \dots (88)$$

Für die Beschleunigungskraft ist noch die Masse M oder das Gewicht G der hin und her gehenden Teile zu berücksichtigen, also

$$K = M b = \frac{G}{g} b = \frac{G}{g} \frac{v^2}{r} \left(\cos \alpha \pm \frac{r}{l} \cos 2 \alpha \right),$$

$$v = \frac{2 r \pi n}{60},$$

$$K = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 r \frac{G}{g} \left(\cos \alpha \pm \frac{r}{l} \cos 2 \alpha \right), \dots \dots \dots (89)$$

$$K_{max} = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 r \frac{G}{g} \dots \dots \dots (90)$$

Je größer das Gewicht der hin und her gehenden Teile ist, um so langsamer muß die Maschine laufen, um die Beschleunigungskräfte noch beherrschen zu können.

Kraftverhältnisse. Die Kolbenkraft P zerlegt sich an dem Kreuzkopf (Abb. 129) in die Stangenkraft S und den Normaldruck N . Es ist

$$S = \frac{P}{\cos \beta}; \quad S_{max} = \frac{P}{\cos \beta_{max}} \approx \frac{P}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \right)^2}} \dots \dots \dots (91)$$

$$N = P \operatorname{tg} \beta; \quad N_{max} \approx P \frac{r}{l} \dots \dots \dots (92)$$

Am Kurbelzapfen zerlegt sich die Stangenkraft S in eine tangentielle und radiale Komponente, von diesen interessiert besonders die erstere, die Drehkraft T . Sie ist

$$T = S \sin (\alpha + \beta) = P \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta} \dots \dots \dots (93)$$

Für $\alpha = 0$ oder $\alpha = 180^\circ$ wird $T = 0$ (Totpunkt).
 Für $\alpha = 90^\circ$ $\beta = \beta_{max}$ " $T = P$.
 Für $\alpha + \beta = 90^\circ$ " $T = T_{max} = \frac{P}{\cos \beta} = S$.

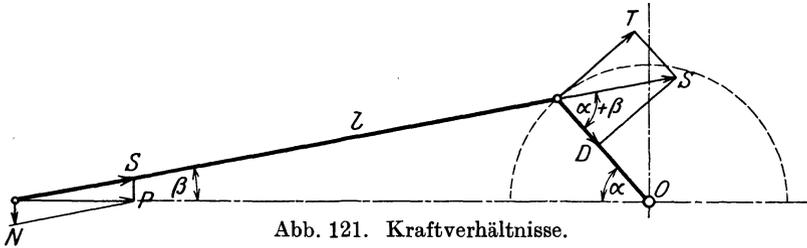


Abb. 121. Kraftverhältnisse.

Drehkraftdiagramm und Schwungrad. Um die Drehkräfte T als Funktion des Kurbelwinkels aufzutragen, muß die Triebkraft P bekannt sein. Die Kolbenkraft ist bei allen Maschinen während des Hubes veränderlich, sie möge nach Abzug der Gegenkraft auf der andern nicht treibenden Kolben-seite den in Abb. 122 gezeichneten Verlauf P_k haben. Von diesen Kräften wird nun ein Teil K zur Beschleunigung der hin und her gehenden Massen verbraucht und kommt der Kurbel nicht zugute. Die Beschleunigungs-kräfte (Gl. 89) sind also abzuziehen, die Verzögerungskräfte zuzuzählen. Nach Abzug dieser Kräfte entsteht der Linienzug für P , der nunmehr die Kolbenkräfte angibt, die für die Kurbel nutzbar und in der Gl. 93 gemeint sind. Nunmehr können die Drehkräfte für verschiedene Kurbelwinkel berechnet und auf dem abgewickelten Kurbelkreis (Abb. 123) aufgetragen werden, es entsteht der Linienzug $K_1 A B C K_2 D E F K_1$. Aus den veränderlichen Drehkräften ist die mittlere Drehkraft T_m graphisch zu bestimmen, sie muß im Gleichgewichtszustand dem Widerstand der Maschine entsprechen. Vom Totpunkt K_1 beginnend, ist zunächst die Drehkraft kleiner als der Widerstand, es findet also eine Verzögerung der Bewegung so lange statt, bis beide in A gleich sind. Nunmehr ist ein Überschuß an Drehkraft vorhanden, der die Geschwindigkeit erhöht, bis in C wieder Gleichgewicht ist, usf. In den

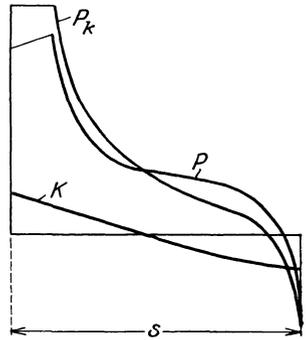


Abb. 122. Kolbenkräfte.

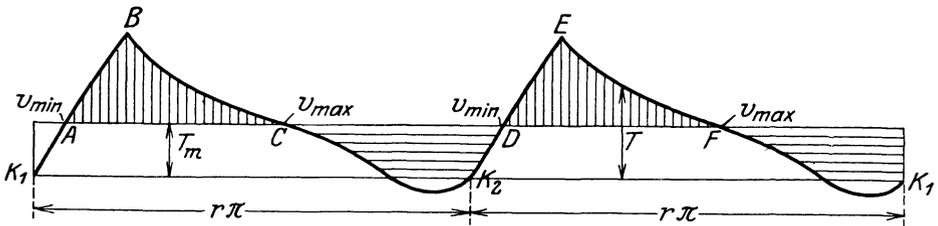


Abb. 123. Drehkraftdiagramm.

Punkten A und D muß also ein v_{min} , in C und F ein v_{max} sein. Die Fläche $A B C = J$ stellt die Überschußarbeit dar, die eine Erhöhung der Geschwindigkeit bewirkt und in den rotierenden Massen M aufgespeichert wird. Es ist demnach

$$J = M \cdot \frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2} \dots \dots \dots (94)$$

Je größer die rotierende Masse ist, um so kleiner muß die Geschwindigkeitsänderung werden. Man führt nun den Begriff des Ungleichförmigkeitsgrad ein und versteht darunter

$$\delta_s = \frac{\text{Schwankung der Geschwindigkeit}}{\text{Mittlere Geschwindigkeit}},$$

$$\delta_s = \frac{v_{max} - v_{min}}{v} \dots \dots \dots (95)$$

Führt man für die mittlere Geschwindigkeit v ein,

$$v = \frac{v_{max} + v_{min}}{2}, \dots \dots \dots (96)$$

so erhält man

$$J = \frac{M}{2} (v_{max} + v_{min})(v_{max} - v_{min}) = M v^2 \delta_s,$$

$$M = \frac{J}{v^2 \delta_s} \dots \dots \dots (97)$$

Das Ergebnis der graphischen Untersuchung wird in dieser Formel verwendet und liefert die Masse, die im Kurbelzapfen wirken muß, wenn ein bestimmter Ungleichförmigkeitsgrad zugrunde gelegt wird. In einem größeren Abstand wird die Masse natürlich kleiner, und zwar

$$M' = M \frac{v^2}{v'^2} = M \cdot \frac{r^2}{r'^2} \dots \dots \dots (98)$$

Diese Masse ist im Schwungrad unterzubringen. Der Ungleichförmigkeitsgrad wird gewählt bei Maschinen für

- Pumpen $\delta_s = \frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{30}$,
- Werkstätten $\delta_s = \frac{1}{40}$,
- Spinnereien $\delta_s = \frac{1}{60}$,
- Dynamomaschinen . . $\delta_s = \frac{1}{150}$ bis $\frac{1}{300}$.

Elektrische Lichtmaschinen verlangen eine hohe Gleichförmigkeit der Drehbewegung, weil sonst das Licht in Glühlampen wegen der Spannungsschwankungen flimmert.

Wirkungsgrad. Die Verluste beim Kurbeltrieb liegen vorzugsweise in der Reibung am Kreuzkopf und in den Lagern der Schubstange und der Welle. Bei guter Ausführung und Unterhaltung ist

$$\eta = 0,9 \text{ bis } 0,95.$$

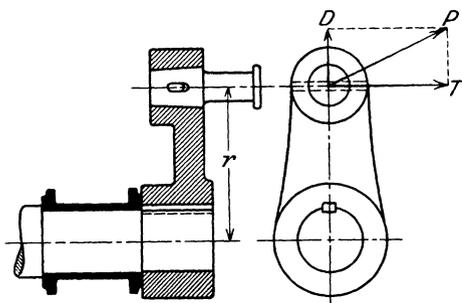


Abb. 124. Stirnkurbel.

Einzelteile. Die Kurbeln werden, sofern sie am Ende einer Welle anzuordnen sind — Stirnkurbeln — besonders aufgesetzt (Abb. 124). Der Kurbelarm aus Flußeisen oder Stahl wird auf die Welle aufgedreht oder aufgeschraubt und durch einen Flach- oder Rundkeil gesichert. Der Kurbelzapfen wird konisch eingeschliffen und durch einen Keil oder eine Mutter festgezogen. Der geschmiedete Kurbelarm erhält einen rechteckigen Querschnitt;

durch die Drehkraft T wird er auf Biegung und infolge der exzentrischen Lage des Zapfens noch auf Verdrehung, durch die radial gerichtete Kraft D außerdem noch auf Biegung beansprucht. Er ist also auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen. Das Kurbelwellenlager ist möglichst nahe an die Kurbel zu legen, um das Biegemoment des Wellenzapfens klein zu halten.

Kurbeln, die in der Mitte einer Welle sitzen müssen, also die Arbeit nach beiden Seiten fortleiten sollen, würden als Doppelkurbel auszubilden sein. Statt dessen werden aber heute fast immer gekröpfte Wellen (Abb. 125) verwendet, bei denen die Kurbel mit der Welle aus einem Stück geschmiedet ist. Auch bei mehrfachen, unter sich versetzten Kurbeln ist dies möglich.

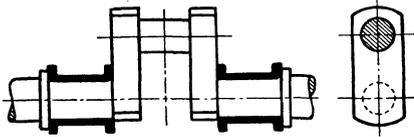


Abb. 125. Gekröpfte Welle.

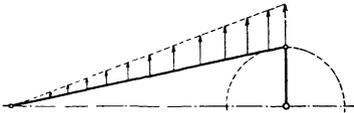


Abb. 127. Schubstange.

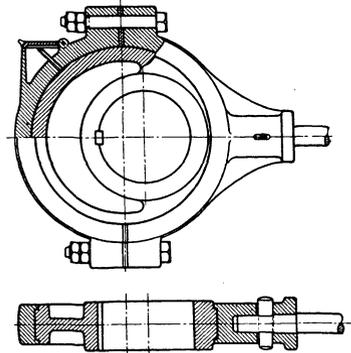


Abb. 126. Exzenter.

Wenn man den Kurbelzapfen einer gekröpften Welle sich soweit vergrößert denkt, daß er über die Welle hinaustritt, so entsteht eine exzentrische Scheibe, die auf eine mit einem umgelegten Halsring angeschlossene Stange die gleiche Wirkung wie eine Kurbel ausübt. Solche Exzenter (Abb. 126) werden als Antriebsmittel für hin und her gehende Bewegungen, insbesondere für die Steuerungsorgane der Dampfmaschinen, verwendet. Die Exzenter-scheibe wird ein- oder zweiteilig auf der Welle verkeilt, der Exzenterbügel erhält

Laufflächen aus Weißmetall oder Rotguß. Wegen der verhältnismäßig hohen Reibungsarbeit auf dem großen Scheibenumfang kommen sie nur bei kleinen Kräften wegen ihrer Einfachheit zur Verwendung.

Die Schubstange hat abwechselnd Zug- und Druckkräfte aufzunehmen. Aus letzterem Grunde muß sie knicksicher sein und ihren größten

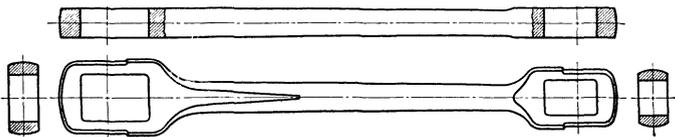


Abb. 128. Schubstange mit geschlossenen Köpfen.

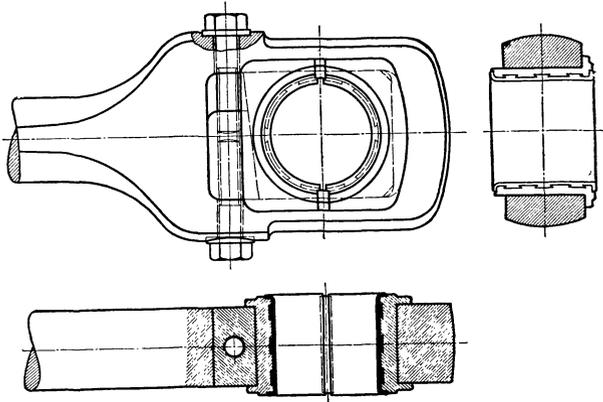


Abb. 129. Geschlossener Stangenkopf.

Querschnitt in der Mitte haben. Da aber durch die Fliehkräfte quer zur Stangenachse (Abb. 127) auch noch Biegungsbeanspruchungen auftreten, so ist der Querschnitt nach der Pleuel zu weiter zu verstärken. Bei langsamem Gang spielen diese Fliehkräfte keine große Rolle. Mit Rücksicht auf die einfache Herstellung macht man die Pleuel rund. Bei schnellem Gang empfiehlt sich dagegen zur Gewichtsersparnis ein Hochkantquerschnitt, der zuweilen in der Mitte noch ausgefräst wird. Selbstverständlich muß die Pleuel zur Beschränkung der Massenwirkungen möglichst leicht gehalten und aus hochwertigem Stahl gefertigt werden.

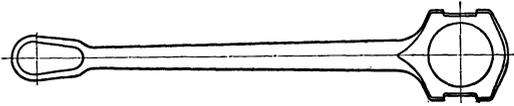


Abb. 130. Schubstange.

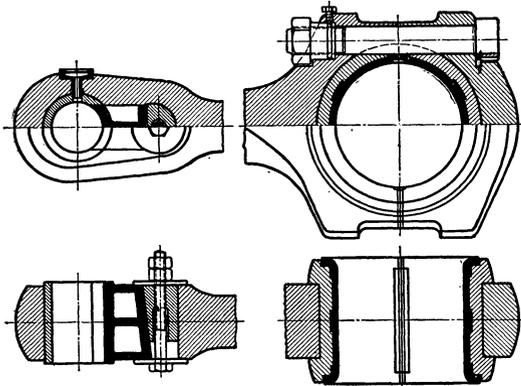


Abb. 131. Stangenköpfe.

Wichtige Teile der Schubstange sind die Pleuelköpfe; sie enthalten die Lager für den Pleuelbolzen und Pleuelzapfen. Infolge des Druckwechsels nutzen sich beide Lagerschalen ab, sie müssen so nachgestellt werden können, daß die Lagerentfernung, also die Pleuelänge, unverändert bleibt; bei dem einen Kopf muß daher die innere, bei dem andern die äußere Schale nachstellbar sein. Man

unterscheidet geschlossene und offene Köpfe. Die ersteren (Abb. 128 und 129) sind sicherer, aber bei den Pleueln gekröpfter Pleuel nicht anwendbar. Die Nachstellung der Lagerschalen erfolgt durch Keile oder Druckschrauben. Auf der Pleuelkopfseite werden die Pleuel zuweilen gegabelt und mit einem fest eingepaßten Bolzen versehen; das zugehörige Lager liegt dann im Pleuelkopf. Die offenen Pleuelköpfe (Abb. 130 und 131) sind wie ein gewöhnliches Lager mit Deckel ausgebildet, sie erleichtern den Zusammenbau. In die Fugen werden Zwischenlagen eingelegt, die bei der Nachstellung verändert werden.

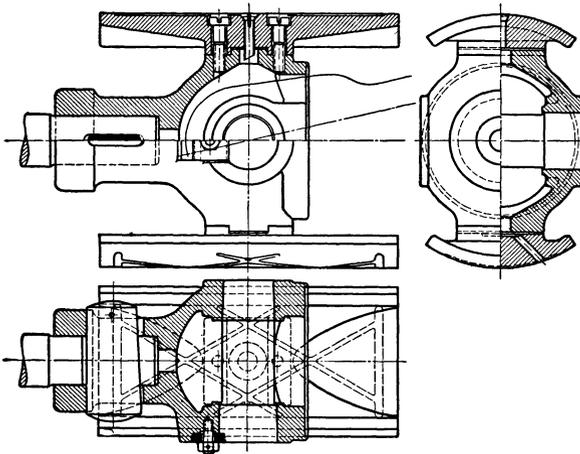


Abb. 132. Kreuzkopf.

Der Pleuelkopf stellt die Verbindung von Pleuel- und Pleuelstange her und stützt sich auf Gleitflächen, meist beiderseitig, ab. Er wird aus Gußeisen oder besser aus Stahlguß gefertigt.

Ein Ausführungsbeispiel zeigt Abb. 132. Die Pleuelstange wird konisch eingesetzt und durch einen Querkeil befestigt. Der Pleuelkopfbolzen trägt das Pleuellager. Zur Führung sind Schuhe der Nachstellbarkeit wegen besonders angesetzt, die in Rundführungen (Herstellung durch Dreharbeit) laufen.

Alle Teile des Kurbeltriebs sind der Massenwirkungen wegen möglichst leicht zu halten. Durch hochwertiges Material und sorgfältige Durchbildung wird dies erreicht.

III. Elektrische Kraftübertragung.

A. Allgemeines.

Elektrische Energie. Elektrische Vorgänge sind an ihren Wirkungen erkennbar; diese sind vorzugsweise

chemische Zersetzungen (z. B. galvanische Elemente, Akkumulatoren),
Wärme (Heizvorrichtungen, Lampen),
mechanische Bewegungen (Solenoid, Elektromotoren).

Demnach ist die Elektrizität eine Energie, die aus andern Energien gewonnen oder in solche verwandelt werden kann. Die Umsetzung erfolgt immer in bestimmten Verhältnissen und ist aus den gewählten Maßeinheiten bestimmbar.

Die Elektrotechnik bedient sich des der Physik zugrunde liegenden absoluten Maßsystems (C.G.S.-System). In diesem ist die Einheit der mechanischen Arbeit das Erg, d. i. die Arbeit der Krafteinheit (Dyne) bei 1 cm Weg. Das 10^7 -fache dieses Wertes ist als elektrische Einheit gewählt und heißt Joule oder, als Leistung, also auf die Sekunde bezogen, Watt. Demnach ist

$$1 \text{ Watt} = 10^7 \text{ Erg/s}, \dots \dots \dots (1)$$

$$1 \text{ Kilowatt (kW)} = 1000 \text{ Watt}, \dots \dots \dots (2)$$

Im technischen Maßsystem werden Arbeiten in mkg gemessen. Die Umrechnung ergibt

$$1 \text{ mkg/s} = 9,81 \cdot 10^7 \text{ Erg/s} = 9,81 \text{ Watt},$$

$$1 \text{ Watt} = 0,102 \text{ mkg/s},$$

$$1 \text{ PS} = 75 \text{ mkg/s} = 736 \text{ Watt} = 0,736 \text{ kW}, \dots \dots \dots (3)$$

$$1 \text{ kW} = 102 \text{ mkg/s} = 1,36 \text{ PS}. \dots \dots \dots (4)$$

Die Erfahrung lehrt, daß die elektrische Arbeit proportional der Stromstärke und Spannung ist. Die Einheiten der letzteren sind nun so gewählt, daß ihr Produkt die Leistung in Watt angibt, also

$$A = EJ \text{ (Watt)}, \dots \dots \dots (5)$$

wo bedeutet

E die Spannung oder elektromotorische Kraft (EMK) (Volt),

J die Stromstärke (Ampere).

Beide Größen sind durch eichfähige Zeigerinstrumente unmittelbar ablesbar, so daß der Augenblickswert der elektrischen Arbeit leicht bestimmt werden kann. Aber auch die Leistung kann in besonderen Instrumenten unmittelbar gemessen und mit der Zeitdauer integriert werden; solche Elektrizitätsmesser zählen Kilowattstunden. Bei keiner andern Energieform sind so einfache und zuverlässige Messungen möglich wie hier.

Zweck und Art der Kraftübertragung. Mit der Erfindung der Dynamomaschine (Werner v. Siemens, 1869) begann die Starkstromtechnik. Die ersten Anlagen dienten der Lichtversorgung, ihr schloß sich bald die Kraftabgabe an das Kleingewerbe an. Wirtschaftliche und technische Gründe führten zu einer immer weiteren Ausdehnung der Kraftverteilung. So ist durch die Elektrizität der Ausbau vieler Wasserkräfte erst möglich geworden,

da wegen ihrer ungünstigen Lage oder großen Leistung eine unmittelbare Verwendung der mechanischen Energie vielfach ausgeschlossen ist. In der gleichen Weise lassen sich große Kohlenfelder vorteilhaft ausnutzen und überhaupt durch Zusammenfassung vieler kleiner Kraftbetriebe zum Großbetrieb wirtschaftliche Vorteile erzielen. Aber auch auf räumlich kleinen Arbeitsstellen bietet die elektrische Kraftübertragung Vorteile. Hier sind es hauptsächlich die vorzüglichen Betriebseigenschaften des Elektromotors, die den Ausschlag geben. Denn der Elektromotor ist wegen seiner Anpassungsfähigkeit an alle Betriebsverhältnisse, seiner Anspruchslosigkeit an Bedienung und Wartung, seiner Zuverlässigkeit und seines geringen Gewichtes (Verkehrsmaschinen usw.) allen andern Antriebsmaschinen überlegen.

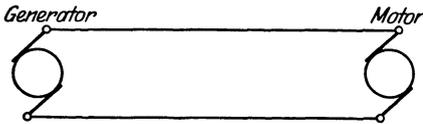


Abb. 133. Elektrische Kraftübertragung.

Die Betriebsmittel der elektrischen Energieübertragung sind (Abb. 133): Stromerzeuger (Dynamomaschine, Generator), Leitung und Elektromotor. Der Stromerzeuger nimmt mechanische Energie auf, gibt sie als elektrische Energie an den Motor, der sie als mechanische wieder abgibt. Es findet also eine zweimalige Energieumwandlung statt, die mindestens 10% Verluste bedingt. Auch in der Leitung treten Verluste durch Erwärmung auf, für die man 5 bis 10% zuläßt. Bei kleinen Anlagen, insbesondere Verteilung in kleinen Mengen und bei besonderen Hilfseinrichtungen (Akkumulatoren, Transformatoren), können die Gesamtverluste erheblich größer werden. Mechanische Kraftübertragungen durch Transmissionen können da, wo sie wegen geringer Entfernungen noch möglich sind, in dieser Hinsicht vorteilhafter und auch in der Anlage billiger sein. Wenn man trotzdem in neuzeitlichen Fabrikanlagen die elektrische Betriebsweise vorzieht, so sind andere Vorteile ausschlaggebend, wie Übersichtlichkeit, Betriebsüberwachung, Licht- und Luftzufuhr usw.

Hochspannungsanlagen. Hohe Spannungen, etwa über 1000 Volt, sind lebensgefährlich, alle stromführenden Teile müssen daher gegen Berührung genügend gesichert sein. Andererseits sind für eine bestimmte Energiemenge bei hohen Spannungen nur kleine Strommengen fortzuleiten (vgl. Gl. 5), und da der Leiterquerschnitt von der Stromstärke abhängt, so wird an Leitungsmaterial gespart. Bei großen Übertragungsweiten ist dies erheblich und bei

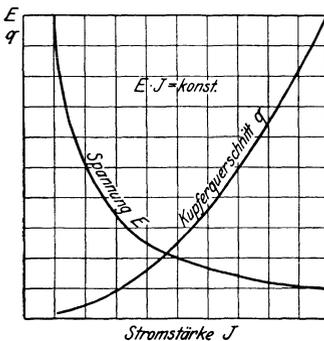


Abb. 134.

dem teuren Kupfer, aus dem die Leitungen gefertigt werden, von großer wirtschaftlicher Bedeutung. So erfordert z. B. eine Energieübertragung von 1000 kW auf 30 km Entfernung für die Fernleitung ein Kupfergewicht von

16 700 t bei 500 Volt Spannung, aber nur 42 t bei 10 000 Volt.

Die Mehrkosten der Verlegung (Isolation) bei höheren Spannungen verschwinden gegenüber diesen Ersparnissen.

Allgemein sind bei gleichem Spannungsverlust die Leitungsquerschnitte umgekehrt proportional dem Quadrate der Spannungen, so daß in Niederspannungsanlagen erheblich größere Kupferquerschnitte nötig sind als bei Hochspannung (Abb. 134).

Für hohe Spannungen (über 2000 Volt) kommt heute nur Wechselstrom in Betracht. Diese Stromart ermöglicht es, durch ruhende Apparate (Transformatoren), die keine Wartung erfordern, die Spannung beliebig herauf- oder

herabzusetzen. Die Maschinen (Generatoren und Motoren) werden aus baulichen und Sicherheitsgründen nur mit mittleren Spannungen betrieben, so daß nur die Fernleitung unter Hochspannung steht. In den Transformatoren entstehen Verluste von je 2 bis 10⁰/₀ bei Vollast; die Ersparnisse im Anlagekapital müssen sie natürlich mindestens ausgleichen.

Bei der ersten Fernübertragung in Deutschland, Lauffen a. Neckar — Frankfurt a. Main 1891, wurde eine Spannung von 21 600 Volt bei 177 km Entfernung und etwa 100 kW verwendet; heute sind Anlagen mit 125 000 Volt bei 300 km Entfernung im Betrieb. Einer weiteren erheblichen Steigerung der Spannung treten Schwierigkeiten entgegen, die vorläufig noch nicht zu überwinden sind.

B. Grundlagen der Starkstromtechnik.

1. Elektrischer Strom.

Ohmsches Gesetz. Jede Elektrizitätsmenge hat ein bestimmtes Arbeitsvermögen (Potential), sie kann von einem höheren zu einem tieferen Niveau abfließen. Wird an den Enden eines Leiters ein elektrischer Niveauunterschied, z. B. durch galvanische Elemente oder Maschinen, erhalten (Abb. 135), so ist hier eine elektromotorische Kraft (EMK) oder Spannung vorhanden, die einen elektrischen Strom durch den Leiter drückt. Nach dem von Ohm entdeckten Erfahrungsgesetz hängt die Stromstärke J von der EMK E und der physikalischen Beschaffenheit des Leiters, seinem Widerstande R ab, und zwar nach der Beziehung

$$J = \frac{E}{R} \dots \dots \dots (6)$$

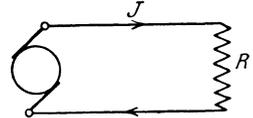


Abb. 135. Stromkreis.

Die Stromstärke wird um so größer, je größer die EMK und je kleiner der Widerstand des Leiters ist. Dieser Vorgang ist vergleichbar mit dem Fließen von Wasser in einer Rohrleitung. Auch hier hängt die Wassermenge von dem Gefälle und dem Widerstand der Leitung (Rohrweite, Rauigkeit usw.) ab.

Maßeinheiten. Durch das Deutsche Reichsgesetz betr. die elektrischen Maßeinheiten vom 1. Juni 1898 sind die Einheiten für Stromstärke, Widerstand und Spannung festgelegt.

Die Stromstärke ist die sekundlich durch den Leiterquerschnitt fließende Elektrizitätsmenge. Die Einheit heißt Ampere (1 Amp. = $\frac{1}{10}$ abs. Einh.) und wird dargestellt durch einen unveränderlichen Strom, der in einer wäßrigen Lösung von Silbernitrat sekundlich 0,001 118 g Silber niederschlägt.

Der Widerstand wird in Ohm (Ω) gemessen (1 Ω = 10^{-9} abs. Einh.). Die technische Einheit stellt eine Quecksilbersäule von 106,3 cm Länge und 144 521 g Masse bei 0° C dar.

Die Einheit der elektromotorischen Kraft oder Spannung heißt Volt (1 Volt = 10^8 abs. Einh.). Sie ist an den Enden eines Leiters vom Widerstand 1 Ω vorhanden, in dem 1 Ampere fließt.

Kirchhoffsche Gesetze. 1. Gesetz.

Bei einer Stromverzweigung fließen in den Verzweigungspunkten ebensoviel Ströme zu wie ab. Es ist also nach Abb. 136

$$J = J_1 + J_2 + J_3.$$

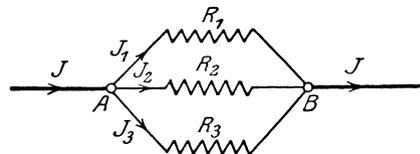


Abb. 136. Stromverzweigung.

Oder wenn man die zufließenden Strommengen positiv, die abfließenden negativ bezeichnet, entsteht die allgemeine Form

$$\Sigma J = 0. \dots \dots \dots (7)$$

Zwischen den Verzweigungspunkten *A* und *B* herrscht eine bestimmte Spannung *E*, die also an den Enden jeden Zweigleiters vorhanden ist. Nach dem Ohmschen Gesetz ist

$$E = J_1 R_1 = J_2 R_2 = J_3 R_3, \\ J_1 : J_2 : J_3 \dots = \frac{1}{R_1} : \frac{1}{R_2} : \frac{1}{R_3} \dots \dots \dots (8)$$

Dies Gesetz findet bei der Parallelschaltung von Stromnehmern Anwendung. Jeder Stromnehmer (Lampen, Motoren) stellt einen bestimmten Widerstand dar; ist er bekannt, so läßt sich nach Gl. 8 die Stromstärke jedes Zweigleiters berechnen, da allen an den Abzweigungen der Außenleiter die gleiche Spannung zur Verfügung steht. Aus den Werten $J_1 J_2 J_3 \dots$ ergibt sich die Gesamtstromstärke *J*, die von der Maschine geliefert werden muß.

2. Gesetz. Wenn in verzweigten Stromleitungen mehrere elektromotorische Kräfte wirken, so ist für jeden einzelnen geschlossenen Stromkreis

$$\Sigma E = \Sigma (JR). \dots \dots \dots (9)$$

Hierbei sind gleichgerichtete EMKe und Ströme mit dem gleichen Vorzeichen zu versehen.

Bei der Parallelschaltung zweier EMKe (Abb. 137) gilt für den

äußeren Stromkreis mit E_1 $E_1 = J_1 R_1 + JR$,
 " " " E_2 $E_2 = J_2 R_2 + JR$,
 Stromkreis mit E_1 und E_2 $E_1 - E_2 = J_1 R_1 - J_2 R_2$.

Sind die EMKe und Widerstände bekannt, so lassen sich die Strommengen *J*, J_1 und J_2 berechnen. Die höhere EMK liefert bei gleichen inneren Widerständen die größere Stromstärke. Parallel geschaltete Maschinen lassen sich daher durch Spannungsregelung verschieden belasten.

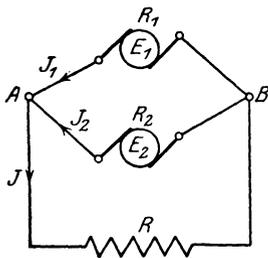


Abb. 137. Stromverzweigung.

Den Einfluß der verschiedenen EMKe auf die Stromlieferung erkennt man auch aus folgender Betrachtung. In den Zweigpunkten *A* und *B* herrscht eine bestimmte Spannung, die Klemmenspannung E_k . Die EMKe müssen um den Spannungsverlust bis zu diesen Punkten größer sein, also

$$E_k + J_1 R_1 = E_1, \\ E_k + J_2 R_2 = E_2.$$

Reihen- und Parallelschaltung. Wenn mehrere Stromnehmer in einen Stromkreis (Abb. 138) gelegt werden, so sind sie hintereinander oder in Reihe (Serie) geschaltet. Alle werden von der gleichen Strommenge durchflossen. Die zu liefernde Stromstärke braucht daher nur so groß wie die des einzelnen Stromnehmers zu sein, die EMK muß aber gleich der Summe der Klemmspannungen aller Stromnehmer sein. Will man z. B. in einem Netz von 500 Volt (Straßenbahn) Glühlampen von 100 Volt Spannung verwenden, so müssen fünf hintereinander geschaltet werden. Der Vorteil dieser Schaltung liegt in der ein-

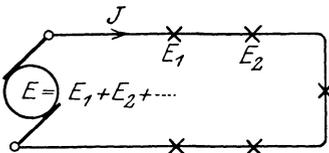


Abb. 138. Reihenschaltung.

fachen und billigen Leitung (kleine Strommengen), der Nachteil darin, daß alle Lampen gleichzeitig brennen müssen.

Stromerzeuger schaltet man zu mehreren in Reihe, wenn ihre Klemmenspannung allein nicht ausreicht. Die Elemente der Akkumulatoren liefern z. B. eine EMK von 1,85 Volt, in den üblichen Leitungsnetzen von 110 Volt müssen daher 60 Elemente hintereinander geschaltet werden (Abb. 139).

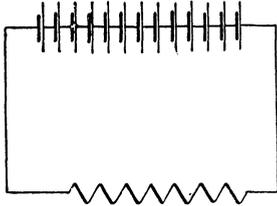


Abb. 139. Reihenschaltung.

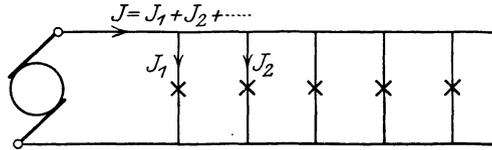


Abb. 140. Parallelschaltung.

Bei der Parallelschaltung liegen alle Stromnehmer an derselben Netzspannung (Abb. 140). Sie beeinflussen sich gegenseitig nicht, können im Stromverbrauch verschieden sein und einzeln ausgeschaltet werden. Der Stromerzeuger muß aber soviel Strom geben, als alle zusammen verbrauchen. Reicht er hierzu nicht aus, so ist ein zweiter Stromnehmer parallel zu schalten.

In Verteilungsnetzen werden im allgemeinen die Stromnehmer parallel geschaltet, um sie unabhängig voneinander betreiben zu können. Die kleinste Betriebsspannung von etwa 55 Volt erfordert die Bogenlampe; da sie wegen ihrer großen Lichtstärke nur zur Allgemeinbeleuchtung dient und fast immer zu mehreren verwendet wird, so ist eine Hintereinanderschaltung unbedenklich. Glühlampen dagegen müssen einzeln geschaltet werden können. Früher konnte man sie nur für Spannungen bis 110 Volt, jetzt bis 220 Volt herstellen; hieraus erklären sich die üblichen Netzspannungen von 110 und 220 Volt, in denen die Glühlampen einzeln, die Bogenlampen zu 2 bzw. 4 hintereinander geschaltet werden. Elektromotoren können zwar für noch höhere Spannungen gebaut werden, müssen sich aber meist nach den Lampenspannungen richten.

Leitwiderstand. Der Widerstand eines Leiters hängt von dem Material, der Länge und dem Querschnitt ab, und zwar in der Form

$$R = c \frac{l}{q}; \dots \dots \dots (10)$$

hierin ist

- R der Widerstand in Ω ,
- c der spezifische Leitwiderstand, abhängig vom Material (und Temperatur),
- l die Länge des Leiters in m (Hin- und Rückleitung),
- q der Querschnitt des Leiters in qmm.

Für die im Elektromaschinenbau in Betracht kommenden wichtigsten Stoffe beträgt der spezifische Leitwiderstand bei 15° C für

Kupfer	0,0175
Aluminium . . .	0,029
Messing	0,075
Schmiedeeisen .	0,120
Nickelin	0,44.

Für die Fortleitung elektrischer Ströme kommt Kupfer oder als Ersatz Aluminium in Frage, während die Materialien mit hohem Leitwiderstand für Vorschaltwiderstände Verwendung finden, um die Spannung für den Stromnehmer herabzusetzen.

Stromwärme (Joulesches Gesetz). Beim Fließen des Stroms durch einen Leiter wird fortwährend Spannung verbraucht. Dieser Spannungsverbrauch $E = J \cdot R$ stellt einen Arbeitsverbrauch dar von der Größe

$$A = EJ = J^2 R. \dots \dots \dots (11)$$

Diese verschwundene Arbeit setzt sich in Wärme um, ebenso wie in mechanischen Triebwerken die Reibungsarbeit sich in Wärme verwandelt. Durch Umrechnung findet sich die sekundliche Wärmemenge¹⁾ zu

$$Q = 0,000239 J^2 R \text{ WE/s.} \dots \dots \dots (12)$$

Jeder Leiter ist ein elektrischer Widerstand und erwärmt sich. Soll die Wärme nutzbar gemacht werden (Lampen, Heizvorrichtungen), so muß ihr Widerstand groß sein. Im andern Falle ist die Wärme ein Energieverlust und muß möglichst klein gemacht werden (leitfähiges Material, großer Querschnitt). Um Wärmestauungen und gefährliche Temperaturen im Leiter zu vermeiden, durch die die Isolationen durchbrennen, die Drähte glühend werden und Nachbarteile in Brand geraten können, was bei Störungen durch Kurzschluß leicht eintritt, muß für eine genügende Wärmeableitung durch Leitung und Strahlung gesorgt werden. Demgemäß darf in einem Leiter nur soviel Stromwärme erzeugt werden, als er abzuführen in der Lage ist. Auf Grund von Erfahrungen sind vom Verbands deutscher Elektrotechniker Sicherheitsvorschriften aufgestellt, in denen die zulässigen Stromdichten, d. i. die Belastung in Ampere/qmm für die verschiedenen Leitungsarten zusammengestellt sind. Dünne Leitungen können wegen ihrer verhältnismäßig großen Oberfläche stärker belastet werden als dicke, und ferner blanke Leitungen mehr als isolierte. Reicht die natürliche Abkühlung nicht aus, so können künstliche Mittel (Ventilation von Maschinen) angewendet werden. Um die Leitungen gegen Stromüberlastungen (Kurzschluß) zu schützen, werden Sicherungen eingebaut, die aus leicht schmelzbaren Metallen (Blei, Legierungen) bestehen und bei einer bestimmten Stromstärke durchbrennen.

Die Berechnung der Leitung muß zunächst auf Erwärmung (Sicherheitsvorschriften) erfolgen, weiter aber auch auf Energieverlust. Bei größeren Entfernungen läßt man einen Spannungsverlust von 5 bis 10% zu und bestimmt alsdann den Widerstand, den die Leitung haben darf. Läßt man z. B. bei 500 Volt Maschinenspannung 10% oder 50 Volt Verlust in der Leitung zu, so darf sie bei einer Stromstärke von 100 Amp. einen Widerstand haben von

$$R = \frac{E}{J} = \frac{50}{100} = 0,5 \Omega.$$

Bei bekannter Länge ist der Querschnitt aus Gl. 10 bestimmbar. Wählt man für die gleiche Energieübertragung (50000 Watt) die Maschinenspannung zu 5000 Volt, so sind nur 10 Amp. zu übertragen, während der zugelassene Spannungsverlust von 10% auf 500 Volt steigt. Demnach ist ein Leitungswiderstand zulässig von

$$R = \frac{E}{J} = \frac{500}{10} = 50 \Omega.$$

Da die Widerstände den Leiterquerschnitt umgekehrt proportional sind, so sinkt bei der hohen Spannung der Leiterquerschnitt auf $\frac{1}{100}$ des ersten Wertes. Bei langen Leitungen treten dadurch erhebliche Ersparnisse an Leitungsmaterial ein.

1)

$$1 \text{ mkg} = \frac{1}{427} \text{ WE}$$

$$1 \text{ Watt} = 0,102 \text{ mkg/s} = \frac{0,102}{427} = 0,000239 \text{ WE/s.}$$

2. Magnetismus.

Magnetisches Feld. Jeder vom Strom durchflossene Leiter erzeugt ein magnetisches Feld, d. h. in seiner Nähe sind magnetische Wirkungen (z. B. Ablenkung einer Magnetnadel) wahrnehmbar. Streut man auf einer Ebene senkrecht zum Leiter Feilspäne aus, so richten sie sich in konzentrischen Kreisen (Abb. 141), deren Dichte nach außen abnimmt. Diese „Kraftlinien“ (Faraday) bilden einen Maßstab für die Stärke des magnetischen Feldes.

Eine Magnetnadel im magnetischen Felde stellt sich mit ihrer Achse in die Richtung der Kraftlinien. Dreht man den Strom um, so zeigt die Nadel

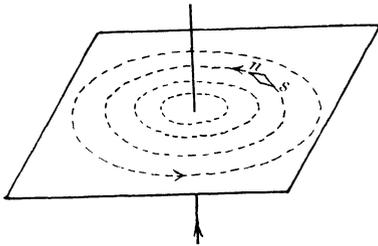


Abb. 141. Magnetisches Feld eines Leiters.

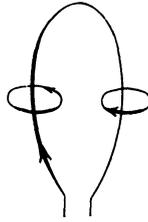


Abb. 142. Feld einer Schleife.

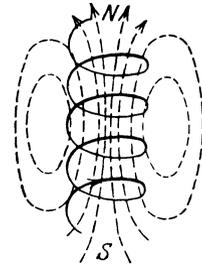


Abb. 143. Feld einer Spule.

nach der entgegengesetzten Seite. Demnach haben die Kraftlinien eine bestimmte Richtung; sie ist so festgelegt, daß sie vom Nordpol aus- und in den Südpol eintreten. Ein frei im magnetischen Felde befindlicher magnetischer Nordpol würde sich auf der Bahn der Kraftlinie nach dem Südpol bewegen. Die Abhängigkeit von Strom- und Kraftlinienrichtung ergibt sich aus der Bohrerregel. Denkt man sich einen Bohrer mit seiner Achse in dem Leiter liegend und bohrt in Richtung des Stroms, so gibt die Drehbewegung die Richtung der Kraftlinien an.

Wenn man den Leiter in einer Schleife führt, so treten die Kraftlinien aus der Schleifenfläche nach außen und schließen sich wieder nach innen (Abb. 142). Stärker wird das magnetische Feld, wenn man mehrere Schleifen hintereinander anordnet, also den Leiter als Spule wickelt (Abb. 143); hier entstehen an den Enden ausgesprochene Pole, wie bei einem Stabmagneten. Die Erfahrung zeigt, daß die Stärke der Pole direkt proportional der Stromstärke und der Windungszahl des Leiters ist, also von der Zahl der „Amperewindungen“ abhängt.

Für die Stärke des magnetischen Feldes ist es weiter von Bedeutung, von welchem Stoff der Raum erfüllt ist, in dem sich die Kraftlinien ausbilden. Alle Stoffe haben eine verschiedene Durchlaßfähigkeit — Permeabilität — für die Kraftlinien. Besonders günstig verhält sich Eisen: es bilden sich bei gleichen Amperewindungen etwa 3000 mal mehr Kraftlinien aus als in Luft. Deshalb wickelt man zur Erzeugung starker Felder, wie sie in elektrischen Maschinen gebraucht werden, die Spulen auf Eisenkerne.

Feldstärke. Magnetischer Kreis. Die Vorstellung von Kraftlinien, die das magnetische Feld durchsetzen, ermöglicht eine rechnerische Erfassung der Feldstärke. Ein magnetischer Pol sendet nach allen Richtungen Kraftlinien aus, die den Mantel einer im Pol liegenden Kugel rechtwinklig treffen. Gibt man der Kugel einen Radius von 1 cm, also eine Oberfläche 4π qcm, und wird jedes qcm von einer Kraftlinie durchsetzt, so ist der Pol ein Einheitspol und die Feldstärke auf der Kugeloberfläche 1. Ein gleich starker Pol auf der Kugeloberfläche wird mit der Kraft 1 (Dyne) angezogen oder

abgestoßen, je nachdem ob er gleichnamig oder ungleichnamig ist. Umgekehrt übt der Leiter einer Schleife oder einer Windung vom Radius 1 cm auf einen in der Mitte des Kreises liegenden Einheitspol die Kraft 1 aus und erzeugt 4π Kraftlinien, wenn er vom Strom 1 durchflossen wird. Hierdurch ist die Einheit der Stromstärke in abs. Maß festgelegt, die technische Einheit (Ampere) ist $\frac{1}{10}$ dieses Wertes. Demnach ist die Kraftlinienzahl einer solchen Windung $0,4 \pi J$, wenn J in Ampere gemessen wird, und bei N Windungen $0,4 \pi N J$.

Feldstärke ist die Kraftlinienzahl für die Flächeneinheit (qcm), die rechtwinklig durch den Querschnitt hindurchgehen, also

$$\mathfrak{H} = \frac{\Phi}{Q}, \dots \dots \dots (13)$$

wenn Φ die Kraftlinienzahl und Q die getroffene Fläche in qcm bedeutet.

Diese Beziehung gilt für Luft. Ist der Raum eines magnetischen Kreises mit einem andern Stoffe erfüllt, so ist die Feldstärke

$$\mathfrak{H} = \mu \mathfrak{H}_0, \dots \dots \dots (14)$$

wo μ die magnetische Durchlässigkeit des Stoffes oder Permeabilität bedeutet. Es ist

- $\mu = 1$ für Luft, Holz, Glas (indifferente Stoffe),
- $\mu > 1$ „ Eisen, Nickel, Kobalt (paramagnetische Stoffe),
- $\mu < 1$ „ Kupfer, Silber, Antimon, Wismut usw. (diamagnetische Stoffe).

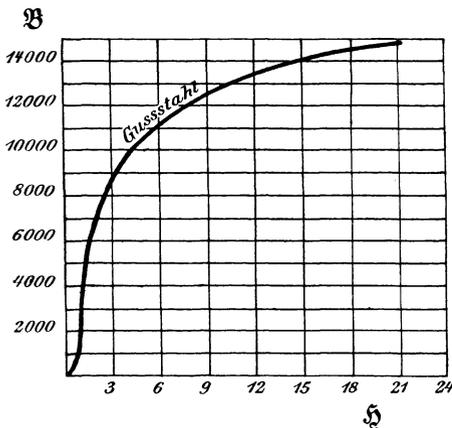


Abb. 144. Magnetisierungskurve.

μ ist nicht konstant und für alle Stoffe verschieden. Die Abhängigkeit von \mathfrak{H} und \mathfrak{H}_0 ist eine Kurve, die z. B. für Gußstahl Abb. 144 zeigt; man erkennt, daß sich das Eisen der Sättigung nähert.

Die Kraftlinien verlaufen in einem geschlossenen magnetischen Kreise. Ihre Zahl oder der magnetische Fluß (magnetische Strömung, Kraftfluß) hängt von der Stärke des Magneten oder der magnetomotorischen Kraft und dem Widerstande des magnetischen Kreises ab. Es besteht hier die gleiche Beziehung, wie das Ohmsche Gesetz bei elektrischen Strömen ausdrückt:

$$\text{Magnetischer Fluß} = \frac{\text{magnetomotorische Kraft}}{\text{magnetischer Widerstand}}$$

$$\Phi = \frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{R}}$$

Eine Spule von N Windungen, die von J Amp. durchflossen wird, also NJ Amperewindungen hat, entwickelt eine magnetomotorische Kraft

$$\mathfrak{F} = 0,4 \pi N J.$$

Der magnetische Widerstand setzt sich ähnlich wie der Ohmsche Widerstand zusammen und hat die Form

$$\mathfrak{R} = \sum \frac{l}{\mu Q}.$$

Es bedeutet:

- l die einzelnen Wegstrecken des magnetischen Kreises in cm,
- Q die zugehörigen Querschnitte in qcm.

Zusammengefaßt ist also

$$\Phi = \mathfrak{B} Q = \frac{0,4 \pi N J}{\frac{l}{\mu Q}} \dots \dots \dots (15)$$

Um bei gegebenem Aufwand von Amperewindungen einen großen Kraftfluß zu erreichen, muß der magnetische Widerstand möglichst klein werden. Demnach sind kurze Wege (l), große Querschnitte (Q) und geeignete Stoffe (μ) anzustreben. Man bildet möglichst den ganzen Kreislauf aus weichem Eisen oder Stahlguß in gedrungener Form.

Die ungünstigste Form hat der Stabmagnet (Abb. 145), weil ein großer Teil des Weges der Kraftlinien in der wenig durchlässigen Luft liegt. Besser ist die Hufeisenform (Abb. 146), hier werden die Kraftlinien zwischen den Polschuhen zusammengehalten, der größte Teil läuft parallel und erzeugt ein

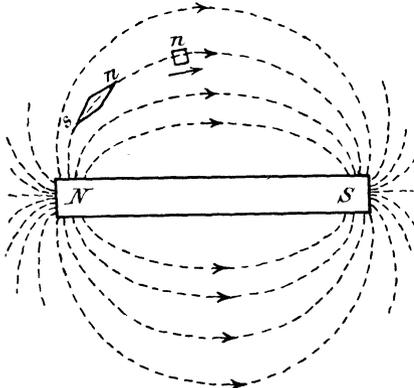


Abb. 145. Stabmagnet.

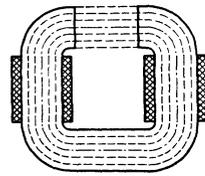


Abb. 146. Feld eines Hufeisenmagneten.

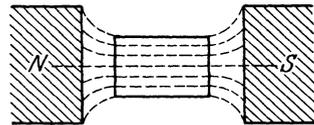


Abb. 147. Eisenkern im magnetischen Feld.

homogenes Feld. Bringt man zwischen die Pole eine Eisenmasse (Anker), so wird der magnetische Widerstand kleiner: es bilden sich bei gleicher Polstärke mehr Kraftlinien aus, die sich im Anker zusammenziehen (Abb. 147) und hier eine wesentlich größere Feldstärke als früher hervorrufen. In elektrischen Maschinen liegt stets zwischen den Polen das Ankereisen, und zwar in Form eines sich drehenden Zylinders oder Ringes (Abb. 148). Die Kraftlinien zwischen den Polen nehmen den Weg durch das Ankereisen, nur ein kleiner Teil schließt sich außerhalb des Ankers (magnetische Streuung). Der Luftspalt wird möglichst klein gehalten.

Zur Berechnung des Magnetgestells bedient man sich der Magnetisierungskurven (Abb. 149). Sie geben auf der Ordinate die Liniendichte oder Feldstärke \mathfrak{B} für verschiedene Eisensorten und auf der Abszisse die erforderlichen Amperewindungen

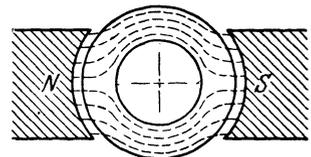


Abb. 148. Anker im magnetischen Feld.

für 1 cm Kraftlinienweg $\left(\frac{N J}{l}\right)$ an. Für den magnetischen Kreis, den man durch die mittlere Kraftlinie festlegt, wie Abb. 150 für ein vierpoliges Magnetgestell zeigt, wird ein bestimmter Kraftfluß Φ , z. B. 2 Millionen Kraftlinien, zugrunde gelegt, aus den gewählten Querschnitten ergibt sich die Feldstärke \mathfrak{B} bzw. \mathfrak{H} für jede Stelle und hieraus nach der Magnetisierungskurve (Abb. 149) die Amperewindungszahlen für 1 cm Länge. Für Luft (im Spalt) ist $\mu = 1 = \text{Const}$, also gemäß Gl. 15

$$\frac{N J}{l} = 0,8 \mathfrak{H}.$$

Teilt man nun den magnetischen Kreis nach gleichem Querschnitt und gleichem Medium in einzelne Strecken, so ist aus den zugehörigen mittleren Kraftlinienlängen die hierfür erforderliche Amperewindungszahl und aus allen Strecken zusammen deren Gesamtzahl bestimmbar.

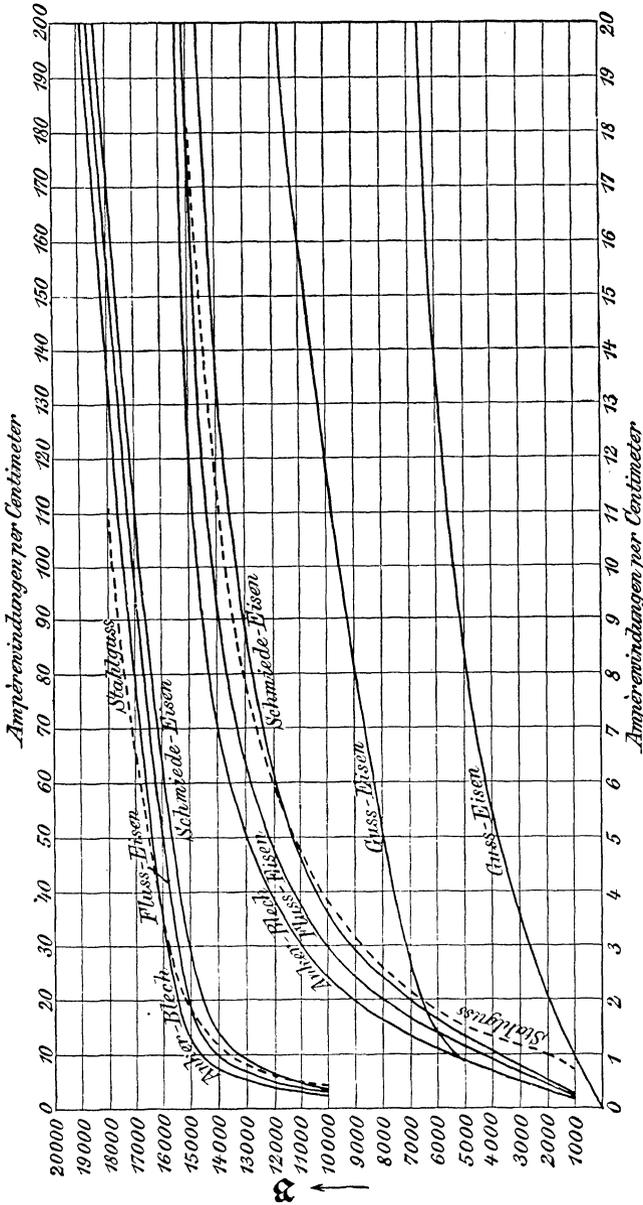


Abb. 149. Magnetisierungskurven.

Die Erregerwicklung wird auf den Schenkeln angeordnet. Die Windungszahl ergibt sich aus der gewählten Stromstärke. Man kann entweder wenige Windungen mit großer Stromstärke, also dickem Draht, oder umgekehrt viele dünne Windungen mit kleiner Stromstärke wählen.

Induktion. Wird ein Leiter im magnetischen Felde quer zu den Kraftlinien bewegt (Abb. 151), so wird in ihm eine EMK induziert (Faraday 1831).

Die Richtung der EMK ergibt sich aus der Dreifingerregel: Bildet man aus dem Daumen, Zeige- und Mittelfinger ein räumliches rechtwinkeliges Koordinatensystem und legt den Daumen in die Richtung der Bewegung (v), den Zeigefinger in die Richtung der Kraftlinien (\mathfrak{H}), so gibt der Mittelfinger die Richtung der EMK bzw. des induzierten Stromes (J) an (Abb. 152).

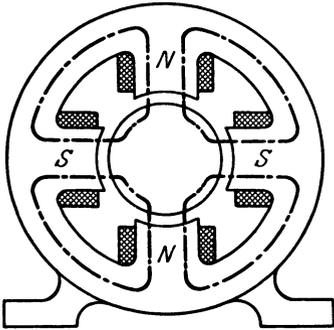


Abb. 150. Vierpoliges Magnetgestell.

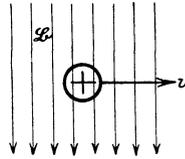


Abb. 151. Leiter im magnetischen Felde.

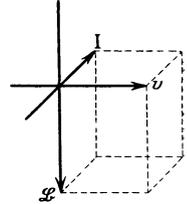


Abb. 152. Richtungsregel.

Die Größe der EMK hängt erfahrungsgemäß von der Stärke des magnetischen Feldes \mathfrak{H} , der Länge des Leiters l und der Geschwindigkeit v ab, mit der er bewegt wird:

$$E = - \mathfrak{H} v l (\text{abs. Einheiten}) = - \mathfrak{H} v l 10^{-8} \text{ Volt} \dots (16)$$

oder, was dasselbe ist: Die Größe der EMK hängt von der Anzahl der sekundlich geschnittenen Kraftlinien ab. In diesem Sinne ist zu schreiben:

$$E = - \frac{d\Phi}{dt} 10^{-8} \text{ Volt.}$$

Ist der Leiter eine Spule mit N Windungen, so wird die EMK

$$E = - N \frac{d\Phi}{dt} \cdot 10^{-8} \text{ Volt.} \dots (17)$$

In elektrischen Maschinen werden stets Spulen in einem magnetischen Felde gedreht, oder es wird umgekehrt das magnetische Feld in einem feststehenden Spulensystem bewegt. Infolge der gegenseitigen Verschiebung ändert sich die durch die Spule hindurchgehende Kraftlinienzahl (Abb. 153). Sie hat in einem homogenen Felde ihren Größtwert da, wo die Kraftlinien rechtwinklig die Spule durchsetzen, also die ganze Fläche den Kraftlinien zugekehrt ist, d. i. nach Abb. 153 bei den Drehwinkeln 0

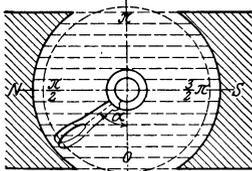


Abb. 153. Spule im magnetischen Felde.

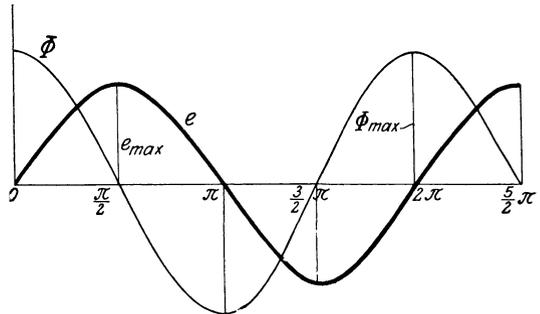


Abb. 154. Kraftschluß und EMK.

und π , ihren Nullwert in den Lagen $\frac{\pi}{2}$ und $\frac{3}{2}\pi$. Bei einem beliebigen Drehwinkel α , von der „neutralen“ Achse gerechnet, ist die Kraftlinienzahl $\Phi \cos \alpha$; sie ändert sich also mit dem Kosinus des Drehwinkels, wie zeitlich in Abb. 154 dargestellt ist. Da die EMK von der Änderung der

Kraftlinienzahl mit der Zeit $\frac{d\Phi}{dt}$ abhängt, so wird ihr Verlauf durch die Differentialkurve der Φ -Kurve, also durch eine Sinuslinie, dargestellt, und erreicht bei den Drehwinkeln $\frac{\pi}{2}$ bzw. $\frac{3}{2}\pi$ ihr positives bzw. negatives Maximum. Der sich ausbildende Strom ist ein Wechselstrom, der nach der Sinuslinie dauernd seine Größe und periodisch seine Richtung ändert. Analytisch ergibt sich

$$-\frac{d\Phi}{dt} = -d\left(\frac{\Phi \cos \alpha}{dt}\right) = \Phi \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} = \omega \Phi \sin \alpha,$$

wenn $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ die gleichbleibende Winkelgeschwindigkeit der Drehbewegung bedeutet. Nach Gl. 12 wird dann

$$E = -N \frac{d\Phi}{dt} 10^{-8} = \omega N \Phi \sin \alpha 10^{-8} = \omega N \Phi \sin \omega t \cdot 10^{-8} \text{ Volt. . . (18)}$$

In Wirklichkeit weicht bei den üblichen Stromerzeugern der zeitliche Verlauf der EMK bzw. des daraus resultierenden Stroms von der dargestellten Form etwas ab, weil die Spule auf einen Eisenkern gewickelt ist und an diesem die Änderung der Kraftlinien nicht genau nach der Sinuslinie erfolgt.

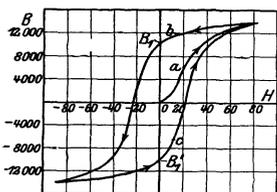


Abb. 155. Hysteresis.

(Φ -Kurve in Abb. 154). Wenn man unmagnetisches Eisen erstmalig magnetisiert und mit wachsendem Erregerstrom die Feldstärke aufträgt (Abb. 155), so entsteht die Kurve *a* (jungfräuliche Kurve); schwächt man den Erregerstrom wieder bis auf *o*, so ändert sich die Feldstärke nicht nach derselben, sondern der höher liegenden Kurve *b* und geht erst bei umgekehrtem Strom allmählich auf Null zurück.

Hysteresis, Wirbelströme. In allen Stromerzeugern werden die Spulen, in denen der Strom induziert wird, auf Eisenkerne gewickelt, um einen großen magnetischen Kraftfluß zu erzielen. Dieser Kraftfluß in dem die Spule einschließenden Eisen ändert sich dauernd $\left(\frac{d\Phi}{dt}\right)$, und zwar nach der Sinuslinie

Der Magnetismus bleibt also hinter der Erregung zurück, die Erscheinung heißt Hysteresis. Bei wiederholtem Ummagnetisieren verläuft die Feldstärke im Eisen nach den Kurven *b* und *c*. Die von der Hysteresisschleife eingeschlossene Fläche zeigt die Arbeit an, die durch die Ummagnetisierung verbraucht wird, sie setzt sich in Wärme um und stellt einen Verlust dar.

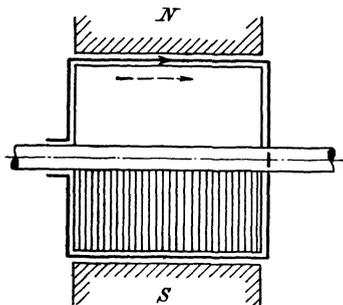


Abb. 156. Lamellierter Anker.

Noch ein anderer Verlust entsteht durch das Ummagnetisieren des Eisens. Das wechselnde magnetische Feld induziert auch in dem elektrisch leitenden Eisen Ströme, die als Wirbelströme regellos verlaufen und Erwärmungen hervorrufen. Um diese Verluste herabzudrücken, wird der Eisenkern nicht voll ausgebildet, sondern in Richtung der Kraftlinien unterteilt (Abb. 156). Der Kern wird aus dünnen Flußeisenblechen von 3 bis 5 mm Stärke gebildet, die unter sich durch Papierzwischenlagen oder Lack isoliert werden.

C. Gleichstrommaschinen und Akkumulatoren.

1. Dynamomaschinen.

Art der Stromerzeugung. Gleichstrommaschinen bestehen aus dem feststehenden Magnetgestell mit der Erregerwicklung und dem drehbaren Anker (Abb. 157). Der Anker ist in der einfachsten Form ein Ring (Grammescher Ringanker), der ganz mit Kupferdraht endlos bewickelt ist. Bei seiner Drehung wird in jeder Windung eine EMK induziert, deren Größe und Richtung von der jeweiligen Lage im magnetischen Felde abhängt; sie hat ihren positiven Größtwert vor dem Nordpol, den negativen vor dem Südpol und den Wert Null zwischen den Polen in der sog. neutralen Zone. Alle Windungen sind hintereinander geschaltet, ihre induzierten EMKe addieren sich. Auf der einen Seite der neutralen Zone ist die EMK in allen Windungen positiv, auf der andern Seite negativ, sie sind also gegeneinander

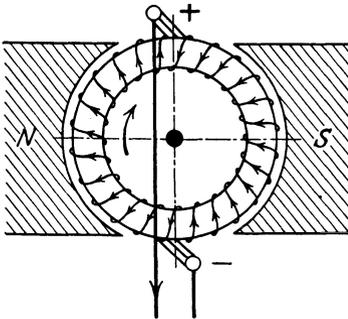


Abb. 157. Ringanker.

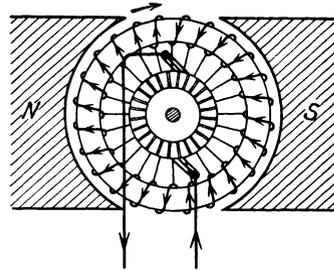


Abb. 158. Ringanker.

gerichtet und heben sich in ihren Wirkungen auf, so daß ein Strom in der Wicklung überhaupt nicht zustande kommen kann. Wenn man aber in der neutralen Zone Schleifkontakte (Bürsten) anlegt und diese mit einem äußeren Leiterkreise verbindet, so werden die beiden Ankerhälften parallel geschaltet; es fließt von beiden Seiten ein Strom ab und zurück. Da nun in jeder Ankerhälfte immer gleichviel Windungen liegen, so entsteht eine konstante EMK, die einen stets gleich gerichteten Strom durch den äußern Leiter drückt. Die eine Bürste ist der positive, die andere der negative Pol.

Die Stromabnahme außen direkt von der Ankerwicklung ist unpraktisch. man verlegt sie der besseren Ausführung wegen nach innen auf die eine Ankerseite (Abb. 158). Auf der Welle wird ein Kommutator oder Kollektor angeordnet; er besteht aus einer Anzahl blanker Kupferlamellen, die unter sich an den Berührungsstellen isoliert sind. Von jeder Lamelle geht eine Leitung nach der Ankerwicklung ab, die aber nur dann Strom führt, wenn die betreffende Lamelle unter der Bürste liegt.

Die Bürsten stehen in der neutralen Zone, die theoretisch die Mittellinie zwischen den Polen ist, in Wirklichkeit aber etwas in der Drehrichtung nach vorn verschoben ist. Denn die in den Ankerwindungen induzierten Ströme erzeugen wieder im Anker Eisen ein magnetisches Feld, dessen Richtung senkrecht zu dem der Feldmagnete steht. Beide setzen sich zu einem resultierenden Feld zusammen, und dadurch wird der Austritt der Kraftlinie aus den Polen nicht mehr gleichförmig, sondern an der einen ablaufenden Polspitze verdichtet (Abb. 159). Diese Erscheinung heißt Ankerrückwirkung und hat eine Verschiebung der

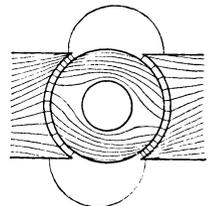


Abb. 159. Anker-rückwirkung.

Bürsten nach vorwärts zur Folge, um einen funkenfreien Lauf zu ermöglichen.

Bei mehrpoligen Maschinen entstehen mehrere neutrale Zonen; bei einer vierpoligen Anordnung z. B. enthält der Anker vier parallel geschaltete Wicklungen, und es sind 4 Bürsten nötig. Für den äußeren Leiterkreis werden sie parallel oder hintereinander geschaltet.

Aufbau der Dynamomaschinen. Der drehbare Teil der Gleichstrommaschine ist stets der Anker, in dem die Ströme induziert werden. Er ruht in zwei Außenlagern und wird durch die Kraftmaschine unmittelbar oder durch Riemen angetrieben (Abb. 160). Das Ankereisen besteht der Wirbelströme wegen (vgl. S. 64) aus dünnen Flußeisenblechen, die durch isolierte Bolzen zusammengehalten werden; für die Wicklung wird isolierter Kupferdraht verwendet. Die ältere Form des Ankers, der Ringanker, der zur Vereinfachung der Erklärungen bisher zugrunde gelegt wurde, ist durch den Trommelanker verdrängt, der die Ausführung der Wicklung erleichtert und eine bessere Ausnutzung des Materials ermöglicht. Er ist eine zylindrische Trommel, die nur außen, und zwar in eingestanzten Nuten, die Ankerdrähte trägt. Die vor den Nord- und Südpolen liegenden Drähte können mit ihren Enden so verbunden werden, daß sie Schleifen bilden (Abb. 161¹⁾, d. h. vom

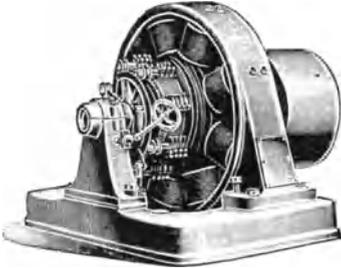


Abb. 160. Gleichstrom-Nebenschluß-Dynamo.

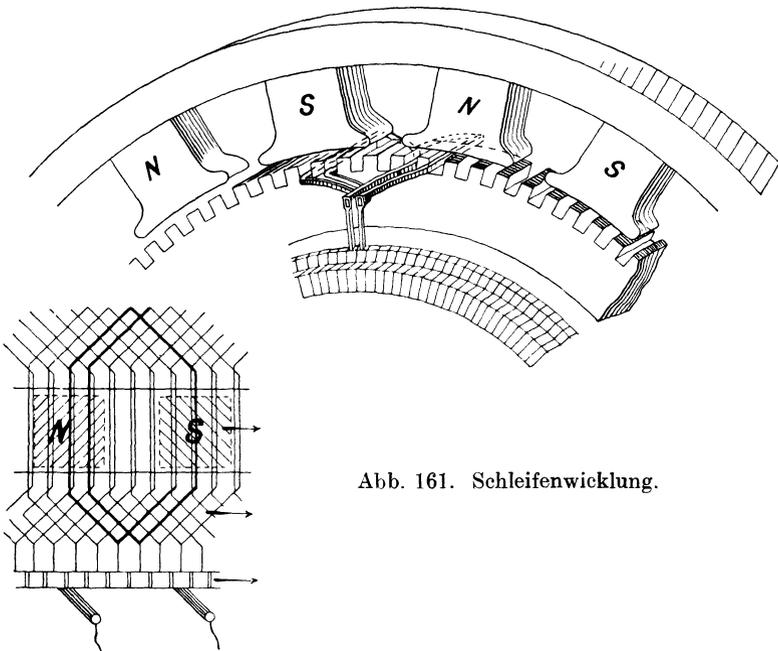


Abb. 161. Schleifenwicklung.

Nordpol über den Südpol wieder zu demselben Nordpol, aber um einen „Schritt“ versetzt, zurücklaufen, oder daß sie Wellen bilden, also immer die Pole wechseln (Abb. 162¹⁾). Bei der Schleifenwicklung sind die jeweilig vor

¹⁾ Entnommen Miethe, Technik des XX. Jahrhunderts, Band I.

dem Nordpol und Südpol liegenden Drähte parallel, bei der Wellenwicklung hintereinander geschaltet.

Der Kommutator sitzt auf der Ankerwelle an der einen Seite und besteht aus einzelnen durch Glimmer isolierte Kupferstäben die mit den verschie-

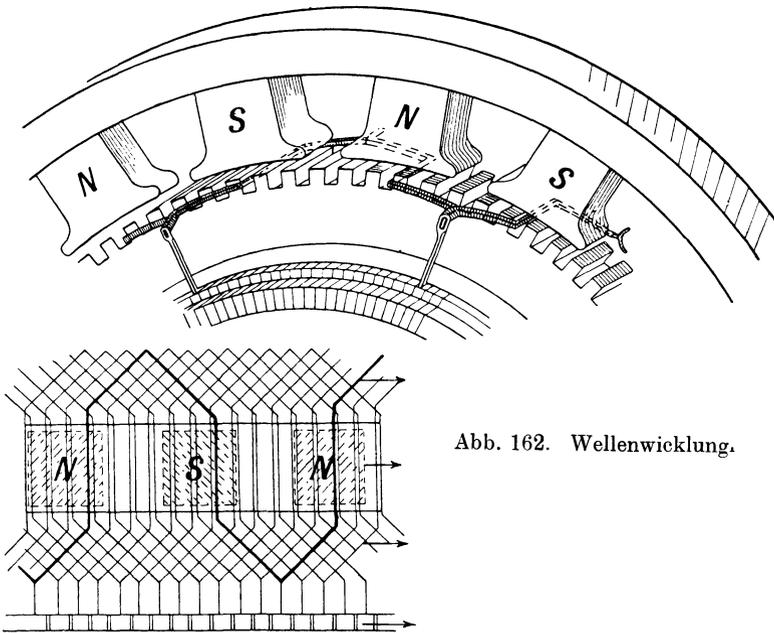


Abb. 162. Wellenwicklung.

denen Windungen verbunden werden. Die Bürsten sind Kohlenstäbe oder ein Geflecht aus Kupferdraht und werden durch Federn leicht gegen den Kommutator gedrückt.

Das Magnetgestell ist ein voller Eisenkörper; eine Unterteilung wie beim Anker ist hier nicht nötig, da das magnetische Feld ein stehendes, d. h. unverändertes ist. Man fertigt es am besten aus Stahlguß; Gußeisen ist billiger, hat aber einen größeren magnetischen Widerstand (vgl. Abb. 149, S. 62). Die Erregerwicklung besteht aus isoliertem Kupferdraht, sie wird als Spule auf ein Hartgummigestell gewickelt und mit diesem auf die Pole geschoben. Maschinen großer Leistung erhalten viele Pole, die abwechselnd im Kreise den Anker umfassen.

Elektromotorische Kraft und Klemmenspannung. Die EMK hängt von der Anzahl der sekundlich geschnittenen Kraftlinien ab. Die weitere Behandlung der Gl. 17, S. 63 führt zu der Beziehung für

$$\text{Schleifenwicklung (Parallelschaltung)} \quad E = \frac{n}{60} \Phi z 10^{-8} \text{ Volt} \quad . \quad (19)$$

$$\text{Wellenwicklung (Reihenschaltung)} \quad E = \frac{n}{60} \Phi z p 10^{-8} \text{ Volt}, \quad . \quad (20)$$

wenn bedeutet

n die minutliche Drehzahl des Ankers,

Φ den gesamten Kraftfluß (Kraftlinienzahl) des magnetischen Feldes für einen Pol,

z die Zahl der wirksamen, an der Induktion teilnehmenden Drahtquerschnitte,

p die Anzahl der Polpaare.

Die Drehzahl wird zweckmäßig so hoch gewählt, als es die Rücksichten auf die Festigkeit und die Antriebsverhältnisse gestatten.

Die Nutz- oder Klemmenspannung, die an den Bürsten zur Verfügung steht, ist kleiner als die induzierte EMK, da der erzeugte Strom J erst durch die Ankerwicklung hindurchfließen und deren Widerstand R_a überwinden muß, bis er zu den Klemmen gelangt, also

$$E_k = E - J R_a. \dots \dots \dots (21)$$

Bei konstanter Drehzahl der Maschine bleibt die EMK konstant, die Klemmenspannung ändert sich aber mit der Strommenge oder Belastung. Damit die Unterschiede der Klemmenspannung durch $J R_a$ nicht zu groß werden, ist der Ankerwiderstand durch Wahl großer Leiterquerschnitte klein zu halten.

Schaltung. Innerhalb der Dynamomaschine sind zwei Stromkreise zu unterscheiden: der Anker- und Erreger- oder Schenkelstromkreis. Nach der Art, wie beide elektrisch zusammenhängen, unterscheidet man: Hauptstrom-, Nebenschluß- und Verbundmaschinen.

Bei der Hauptstrommaschine (Abb. 163 und 164) sind Anker- und Feldwicklung hintereinander geschaltet, der Ankerstrom durchfließt den Schenkel-

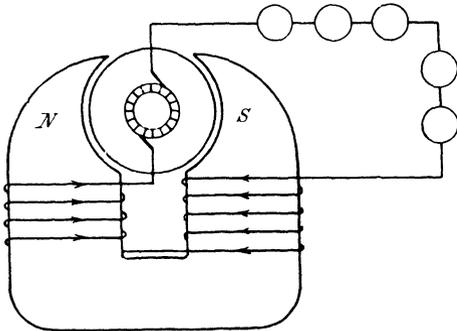


Abb. 163. Hauptstrommaschine.

und den äußeren Stromkreis. Jede Änderung der Stromstärke, also der Belastung der Maschine, verändert die

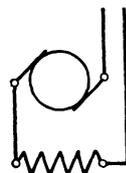


Abb. 164. Hauptstromwicklung.

Feldstärke und dadurch die EMK. Trägt man als Ergebnis von Messungen die Klemmenspannung als Funktion der Stromstärke auf (Abb. 165), so erhält man die sog. äußere Charakteristik der Maschine, die EMK (innere Charakteristik)

ist um den Spannungsverlust im Anker $J_a R_a$ größer (vgl. Gl. 21, S. 68). Bei offenem äußeren Leiterkreis ist die Maschine stromlos und, da keine Felderregung vorhanden ist, die EMK theoretisch Null. Da in einem einmal magnetisierten Eisen immer etwas Magnetismus zurückbleibt (Remanenz), so entsteht eine kleine EMK, die dann mit wachsendem Strom schnell ansteigt. Die Maschine arbeitet sich also selbst in die Höhe (dynamoelektrisches Prinzip, W. v. Siemens, 1866). Der spätere Abfall der EMK erklärt sich aus der Sättigung und der Ankerrückwirkung. Jedenfalls hat die Maschine eine mit der

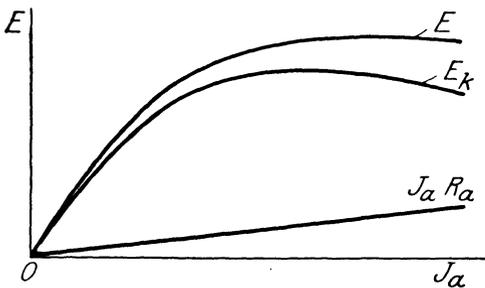


Abb. 165. Charakteristik der Hauptstrommaschine.

Belastung sich stark ändernde Klemmenspannung und ist für die meisten Betriebsverhältnisse nicht brauchbar.

Bei der Nebenschlußmaschine (Abb. 166) ist der Erregerstrom an die Maschinenklemmen angeschlossen, seine Stromstärke hängt allein von der Klemmenspannung ab und wird durch den äußeren Strom nur soweit beeinflusst, als sie sich mit ihm ändert (vgl. Gl. 21, S. 68). Demgemäß ist die

Klemmenspannung mit der Belastung der Maschine nur wenig veränderlich (Abb. 167). Noch günstiger werden diese Verhältnisse, wenn man den Erregerstrom von der Klemmenspannung ganz unabhängig macht und ihn aus einer fremden Stromquelle (Fremderregung) mit konstanter Spannung (z. B. Akkumulatorenbatterie) entnimmt. In beiden Fällen läßt sich in den Schenkel-

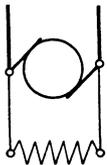


Abb. 166. Nebenschlußwicklung.

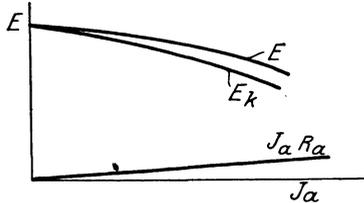


Abb. 167. Charakteristik der Nebenschlußmaschine.

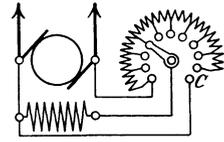


Abb. 168. Nebenschlußregler.

stromkreis ein von Hand regelbarer Widerstand (Nebenschlußregulator) einbauen (Abb. 168), durch den das Feld gestärkt oder geschwächt und dadurch die Klemmenspannung geregelt werden kann. Bei der Drehung der Kurbel nach rechts wird Widerstand in den Schenkelstromkreis eingeschaltet; bei der Berührung des Kontaktes C entsteht ein Kurzschluß und, wenn der Hebel ganz auf C steht, ein Ausschalten des Schenkelstromkreises, so daß die Maschine allmählich stromlos wird. Nebenschlußregulatoren sind wichtig in Zentralen, wo mehrere Nebenschlußmaschinen in Parallelschaltung auf dasselbe Netz arbeiten. Durch den Regulator läßt sich die Spannung jeder Maschine so regeln, daß sie nach Wunsch belastet werden kann. Insbesondere muß beim Laden von Akkumulatoren die Maschinenspannung erheblich gesteigert werden; auch dies ist durch Nebenschlußregulatoren erreichbar. Die Nebenschlußmaschine bildet in elektrischen Zentralen die Regel.

Wie S. 65 erörtert, müssen die Bürsten wegen der Ankerrückwirkung in der Drehrichtung nach vorwärts verschoben werden, um einen funkenfreien Gang am Kommutator zu haben. Dies muß um so mehr geschehen, je stärker die Maschine belastet ist. Bei Maschinen mit stark wechselnder Belastung ist das häufige Einstellen der Bürsten un bequem. Man kann durch Hilfspole, sog. Wendepole (Abb. 169), die Ankerrückwirkung aufheben. Die Erregerwicklung dieser Pole wird vom Hauptstrom durchflossen, während die für das Hauptfeld im Nebenschluß liegt.

Die Verbundmaschine ist eine Verbindung beider Schaltsysteme. Die Schenkel tragen zwei Wicklungen (Abb. 170), von denen die eine dickere im Hauptstrom, die andere dünnere im Nebenschluß liegt. Durch zweckmäßige Wahl beider Wicklungen kann man eine konstante Spannung bei allen Belastungen ohne Regelung erreichen. Für Einzelanlagen ist diese Maschine zweckmäßig, sonst ist die Nebenschlußmaschine wegen ihrer guten Regelfähigkeit vorteilhafter.

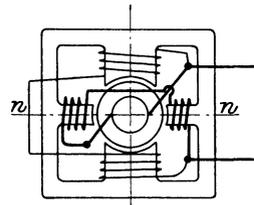


Abb. 169. Wendepole.

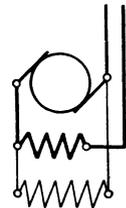


Abb. 170. Verbundwicklung.

Wahl der Spannung. Hohe Spannungen erschweren die Dichtigkeit des Kommutators, die Bürsten funken. Die Grenze liegt im allgemeinen bei 1000 Volt. Für Hochspannungsanlagen müßte man viele Maschinen hintereinander schalten; das macht aber den Maschinenbetrieb umständlich und verwickelt. Das Wechselstromsystem ist in dieser Hinsicht viel einfacher. Gleichstrom bleibt daher auf Niederspannungsanlagen beschränkt. In gemischten Anlagen für Licht und Kraft wählt man die Maschinenspannung nach den Lampenspannungen zu 110 oder 220 Volt. In reinen Kraftanlagen

(elektrische Bahnen) geht man auf 500 bis 750 Volt, um billigere Leitungen zu erhalten. Bei diesen Spannungen ist der Strom im menschlichen Körper bei zufälligen Berührungen noch ungefährlich.

Kraftbedarf. Für eine nutzbare Energie von EJ Watt ist an der Ankerwelle ein Kraftbedarf nötig von

$$N = \frac{EJ}{\eta \cdot 736} \text{ PS.} \dots \dots \dots (22)$$

Der Wirkungsgrad η schwankt mit der Größe der Maschine von 0,8 bis 0,95 und bezieht sich auf die volle Belastung. Mit abnehmender Last wird er wie bei allen Maschinen kleiner (vgl. S. 3). Die Verluste der Energieumsetzung sind teils mechanischer, teils elektrischer und magnetischer Art. Die ersteren liegen in der Lagerreibung und dem Luftwiderstand (Ventilation), die letzteren in der Stromwärme der Anker- und Schenkelwicklung, in der magnetischen Streuung, den Wirbelverlusten und der Hysteresis.

2. Gleichstrommotoren.

Wirkungsweise. Jede Dynamomaschine kann umgekehrt als Motor betrieben werden, wenn man die Bürsten an eine Stromquelle anschließt. Der durch die positive Bürste eintretende Strom (Abb. 171) fließt den Ankerwindungen zu, teilt sich bei zweipoligen Maschinen in der neutralen Zone in die

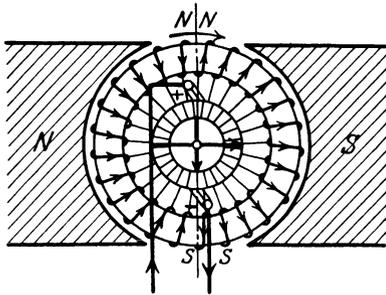


Abb. 171. Gleichstrommotor.

beiden Ankerhälften und vereinigt sich auf der andern Seite wieder in der Verbindungsleitung zu der negativen Bürste. Durch diesen Strom wird das Ankereisen magnetisiert. Denkt man sich die beiden Ankerhälften durch Schnittflächen getrennt, so entsteht nach der Bohrerregel (vgl. S. 59) an dem einen freien Ende ein Nordpol, an dem andern ein Südpol. In der andern Ankerhälfte fließt der Strom in der entgegengesetzten Richtung, es entsteht daher an denselben Stellen ein Nord- und Südpol, wie vorher. Demgemäß bildet sich auch in dem

geschlossenen Ringe in der neutralen Zone auf der einen Seite ein Nord-, auf der andern ein Südpol. Diese Pole werden von den Polen der Feldmagnete an- bzw. abgestoßen, und da die Pole im Anker räumlich immer dieselbe Lage behalten, entsteht dauernd ein Drehmoment. Oder, was dasselbe ist: Der Ankerstrom erzeugt ein magnetisches Feld, dessen Richtung senkrecht zu der des Erregerfeldes liegt; da sich zwei verschieden gerichtete Felder in die gleiche Achse mit entgegengesetzter Richtung zu stellen suchen, kommt ein Drehmoment zustande.

Die Größe des Drehmomentes M_a hängt von der Stärke beider Felder ab, also von dem Kraftfluß Φ und der Amperewindungszahl zJ des Ankers. Hierbei ist bei Ringankern z die Windungszahl, bei Trommelankern die Zahl der äußeren Drähte. Unter Berücksichtigung der Zahl der Polpaare p und des Maßsystems entsteht der Ausdruck¹⁾

$$M_a = \frac{\Phi z J}{61,6} p 10^{-8} \text{ mkg.} \dots \dots \dots (23)$$

¹⁾ Die Leistung in PS ist (vgl. Gl. 5, S. 2)

$$N = \frac{Pv}{75} = Md \frac{2\pi n}{60 \cdot 75} = \frac{EJ}{736}.$$

Setzt man den Wert von E nach Gl. 20, S. 67 ein, so entsteht die obige Gleichung.

Gegenelektromotorische Kraft. Legt man einen Motor an eine konstante Spannung, so beobachtet man am Strommesser beim Anlaufen, daß sich anfänglich eine hohe Stromstärke ausbildet, die dann mit wachsender Drehzahl bis zum Beharrungszustande abnimmt. Es muß also außer dem gegebenen Ohmschen Widerstand eine Gegenkraft sich bilden, die sich dem Fließen des Stromes entgegenstellt. Diese Gegenkraft erklärt sich daraus, daß der laufende Motor als Dynamomaschine arbeitet; seine Ankerdrähte drehen sich im magnetischen Felde und induzieren eine EMK, die der treibenden EMK entgegengerichtet ist. Im ruhenden Anker bildet sich ein Strom nach dem Ohmschen Gesetz aus von der Größe

$$J_a = \frac{E}{R_a},$$

im laufenden Anker

$$J_a = \frac{E - e}{R_a}.$$

Die gegenelektromotorische Kraft e hat die Größe wie bei Dynamomaschinen (vgl. Gl. 20, S. 67)

$$e = \frac{n}{60} \Phi z p 10^{-8},$$

hängt also bei einem gegebenen Motor von der Drehzahl n ab. Je schneller der Motor läuft, um so weniger Strom nimmt er auf und um so kleiner ist sein Drehmoment. Wächst das äußere Drehmoment, so braucht er zu seiner Überwindung mehr Strom (Gl. 23), und das ist unter sonst gleichen Verhältnissen nur möglich bei einer kleineren Drehzahl.

Anlassen. Die große Stromstärke beim Anlassen ist unbequem, denn es müssen die Ankerdrähte einen Querschnitt erhalten, der für den Beharrungszustand viel zu groß ist. Man setzt deshalb die große Anlaufstromstärke dadurch herab, daß man anfänglich an eine niedrigere Spannung als die Netzspannung legt und sie mit wachsender Drehzahl allmählich erhöht. Zu diesem Zwecke werden Widerstände zwischen Netz und Motor geschaltet, die einen Teil der Spannung vernichten und stufenweise von Hand abgeschaltet werden (Abb. 172). Die Vorschaltwiderstände bestehen aus Spulen von Eisendraht oder Nickelin, die mit Kontakten so verbunden sind, daß ein Schalthebel sie ganz oder teilweise von Strom durchfließen läßt. Bei Motoren, die häufig angelassen werden müssen (Kran- und Bahnmotoren), sind die Kontakte besonders ausgebildet, um die Abreißfunken beim Wechsel unschädlich zu machen.

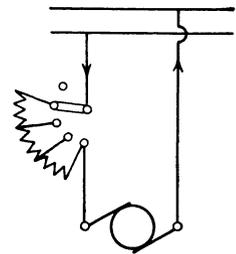


Abb. 172. Anlaßwiderstand.

Schaltung. Wie bei den Dynamomaschinen sind Hauptstrom-, Nebenschluß- und Verbundmotoren zu unterscheiden. Aus der Art der Schaltung ergeben sich charakteristische Eigenschaften für Drehmoment und Drehzahl. Das Drehmoment kann für einen gegebenen Motor gemäß Gl. 23 geschrieben werden zu

$$M_a = C \cdot \Phi \cdot J, \dots \dots \dots (23a)$$

wo C die konstanten Größen zusammenfaßt. Die gegenelektromotorische Kraft e hat die Größe der EMK einer unter gleichen Verhältnissen laufenden Dynamomaschine, also nach Gl. 20 S. 67

$$e = \frac{n}{60} \Phi z p 10^{-8} = C' \cdot n \Phi.$$

Da nun (nach Gl. 21) $e = E - J_a R_a$ ist, wird die minutliche Drehzahl

$$n = \frac{1}{C'} \cdot \frac{E - J_a R_a}{\Phi} \dots \dots \dots (23b)$$

Da die Netzspannung konstant ist und der Ankerwiderstand R_a recht klein gewählt wird, so ist die Drehzahl im wesentlichen von dem Kraftfluß Φ abhängig.

Bei dem Hauptstrommotor (Abb. 173) fließt der volle Ankerstrom durch die Feldwicklung und bestimmt allein den Kraftfluß Φ . Das Drehmoment (vgl. Gl. 23a) ist daher beim Anlaufen des Motors besonders groß,

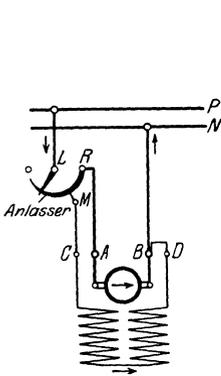


Abb. 173¹⁾. Hauptstrommotor.

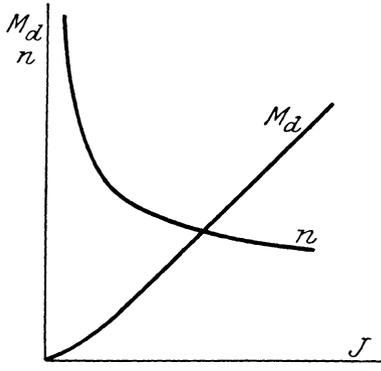


Abb. 174. Drehmoment und Drehzahl

weil sich hier ein starker Strom ausbildet. Die Drehzahl ist ebenfalls stark veränderlich (vgl. Gl. 23b); der Motor läuft um so langsamer, je mehr Strom er aufnimmt, d. h. je stärker er belastet ist (Abb. 174). Im Leerlauf geht er durch. Diese Eigenschaften, starke Anzugskraft und abnehmende Drehzahl bei wachsender Belastung, sind besondere Vorzüge für

Bahn- und Kranmotoren. Hier wird eine große Anzugskraft verlangt, um die Massen schnell in Gang zu bringen. Auch die abnehmende Drehzahl bei größerer Last, z. B. auf Steigungen bei Bahnen ist nur erwünscht, da dadurch alle Getriebe und die Zentrale weniger in Anspruch genommen werden. Ein Durchgehen kommt nicht in Betracht, weil der Motor stets mit der Last gekuppelt ist. Soll die Drehzahl nach Wunsch geregelt werden, so ist das Feld zu schwächen. Das geschieht durch einen Widerstand, der parallel zum Schenkelstromkreis gelegt wird und einen Teil des Schenkelstroms ableitet.

Bei dem Nebenschlußmotor (Abb. 175) liegt der Erregerstromkreis an der Netzspannung, also parallel zum Anker. Sein Strom und die dadurch erzeugte Feldstärke sind daher unveränderlich. Das Drehmoment (vgl. Gl. 23a) wird nur durch den Ankerstrom beeinflusst und ist beim Anlaufen bedeutend kleiner als beim Hauptstrommotor. Demgegenüber ist die Drehzahl, die ja vorzugsweise von der Feldstärke abhängt (vgl. Gl. 23b), bei allen Belastungen nahezu konstant. In den meisten Betrieben wird eine konstante Drehzahl der Antriebsmaschine bei wechselnder Belastung verlangt. Diese Bedingungen erfüllt der Nebenschlußmotor von selbst, er nimmt sich soviel

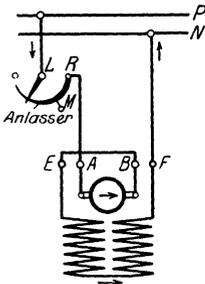


Abb. 175¹⁾. Nebenschlußmotor.

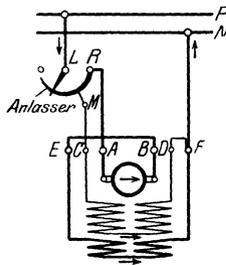


Abb. 176¹⁾. Verbundmotor.

Strom aus dem Netz, als er jeweilig braucht, ohne seine Geschwindigkeit zu ändern. Alle sonstigen Antriebsmaschinen (Kraftmaschinen) bedürfen einer dauernder Regelung des Energiezuflusses bei wechselnder Last. Um den Nebenschlußmotor auch mit veränderlicher Drehzahl betreiben zu können, wird ein Widerstand in den Erregerstromkreis geschaltet, der die Stromstärke und das Feld schwächt.

Bei den Verbundmotoren

¹⁾ Die Klemmenbezeichnungen entsprechen den Vorschriften des Verbandes deutscher Elektrotechniker.

(Abb. 176) sind zwei Feldwicklungen vorhanden, von denen die eine von dem Hauptstrom (Ankerstrom), die andere von einem Nebenstrom durchflossen wird. Je nachdem die Wirkung der einen oder anderen überwiegt, nähert sich der Motor den Eigenschaften des Hauptstrom- oder Nebenschlußmotors. Im allgemeinen liegt ein Bedürfnis nach dieser Schaltung selten vor.

Leistung. Die nutzbare Arbeit in PS an der Ankerwelle ist

$$N = \eta \frac{EJ}{736}, \dots \dots \dots (24)$$

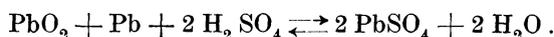
der Wirkungsgrad η schwankt je nach Größe der Maschine zwischen 0,8 und 0,96. Theoretisch sind 736 Watt/PS aufzuwenden. Da aber von der zugeführten Energie noch die Eigenarbeit zu decken ist, so sind $\frac{736}{\eta}$ Watt/PS erforderlich.

3. Akkumulatoren.

Wesen und Zweck des Akkumulators. Akkumulatoren sind galvanische Elemente, sie beruhen auf der elektrolytischen Wirkung des Stromes. Wie ein Strom in einer Flüssigkeit Zersetzungen hervorruft, so kann umgekehrt durch chemische Zersetzungen an zwei Elektroden in Verbindung mit einer Flüssigkeit ein elektrischer Strom erzeugt werden. Solche Primärelemente liefern nur eine kleine EMK (1 bis 2 Volt), haben einen hohen Materialverbrauch und kommen in Starkstromanlagen überhaupt nicht in Frage; auch in Niederspannungsanlagen mit großer Netzdichte (Telephananlagen in Großstädten) sind sie bereits durch die billiger arbeitenden Dynamomaschinen verdrängt.

Ein Akkumulator ist ein Sekundärelement, er wird erst durch den elektrischen Strom zu einem Element gemacht und zur Stromabgabe befähigt. Ein Materialverbrauch findet nicht statt, denn die beim „Laden“ entstandenen chemischen Veränderungen bilden sich beim „Entladen“ wieder zurück. Die EMK eines Elementes beträgt i. M. 2 Volt; in Starkstromanlagen müssen also viele Elemente zu einer Batterie hintereinander geschaltet werden, um die Netzspannung zu erreichen. Eine Batterie braucht besonders bei großen Strommengen viel Platz, ist in der Beschaffung teuer, macht sich aber in den meisten Fällen doch bezahlt, weil der Maschinenbetrieb vereinfacht wird. Denn es kann auf Vorrat gearbeitet werden. Die Maschinen laden die Batterie bei schwachem Strombedarf im äußeren Netz und werden bei höchstem Bedarf von ihr unterstützt, sie lassen sich daher gleichmäßig und gut ausnutzen. Ein geringer Nachtverbrauch kann ganz von der Batterie, also ohne Maschinenbetrieb gedeckt werden. Natürlich liefert der Akkumulator Gleichstrom und kann nur in solchen Anlagen verwendet werden.

Chemische Vorgänge. Die Zelle eines Akkumulators besteht aus zwei Bleiplatten, die in verdünnter Schwefelsäure stehen. Wenn man eine solche Zelle mit einer Stromquelle verbindet (Abb. 177), so wandert der Sauerstoff der Säure in Form von SO_4 zur positiven, der Wasserstoff H_2 zur negativen Elektrode. Es bildet sich an der positiven Platte Bleisuperoxyd (PbO_2), die Platte wird braun — an der negativen reines Blei —, die Platte bleibt weiß. Durch diese Umbildung ist ein galvanisches Element entstanden. Bei der nun folgenden Entladung wandern die Ionen in umgekehrter Richtung, es entsteht an beiden Platten Bleisulfat (PbSO_4). Eine nochmalige Ladung ruft wieder den Zustand wie zuerst hervor usf. Beide Vorgänge lassen sich durch die Formel ausdrücken



Bei der Entladung wird die Säure wäßriger, die Säuredichte nimmt von 1,20 auf 1,18 ab, mit dem Aräometer läßt sich der jeweilige Ladezustand feststellen. Am Schluß der Ladung bildet sich an den Elektroden mehr

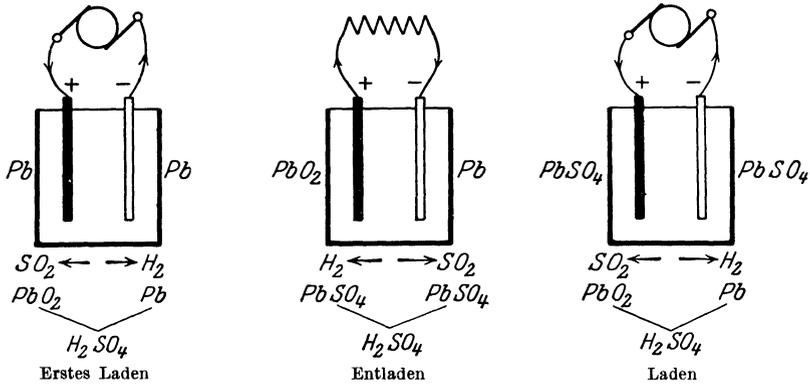


Abb. 177. Akkumulatorzelle.

Sauerstoff und Wasserstoff, als sie aufzunehmen vermögen; es entweichen Gase durch die Flüssigkeit, das Element „kocht“. Für gute Lüftung der Räume muß gesorgt werden.

Elektrisches Verhalten. Bei der Entladung mit normaler, von der Plattengröße abhängigen Stromstärke fällt die Spannung des Akkumulators von 1,95 allmählich (Abb. 178) auf 1,85 Volt, ein weiteres Entladen ist für die Lebensdauer schädlich. Bei der Ladung ist eine Anfangsspannung von 2,1 Volt nötig, die zuerst langsam, dann aber infolge der größeren Gasentwicklung (Kochen) schnell steigt; bei 2,6 Volt ist die Ladung zu unterbrechen.

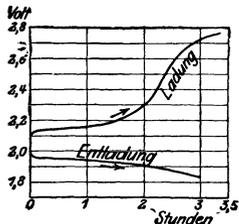


Abb. 178. Spannung bei der Ladung und Entladung.

Die Stromstärke hängt von der Plattengröße ab und soll erfahrungsgemäß 1,5 Amp/qdem nicht übersteigen.

Bauart. Die Platten des Akkumulators bestehen nach dem Verfahren von Planté und Tudor aus reinem Blei, müssen aber zunächst durch wiederholtes Laden und Entladen in dem zusammengestellten Element „formiert“ werden, ehe es betriebsbrauchbar ist. Es bildet sich hierbei eine „aktive Masse“, die Platten werden an der Oberfläche porös und schwammig. Nach dem Verfahren von Faure bestehen die Platten aus einem gitterförmigen Bleigerippe, in der das Bleioxyd (Mennige Pb_2O_4) eingepreßt wird. Der Formierungsprozeß geht schneller, die Herstellung ist billiger, aber die Platten sind weniger haltbar als bei Planté.

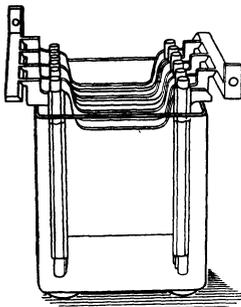


Abb. 179. Element.

Um zweckmäßige Abmessungen eines Elementes zu bekommen, werden stets mehrere Platten in einem Gefäß angeordnet, und zwar so, daß eine positive Platte beiderseitig eine negative hat, die Zahl der letzteren also um 1 größer ist. Alle gleichnamigen Platten eines Elementes werden parallel geschaltet, stellen also zusammen eine große Platte dar, indem sie außen durch Lötung verbunden werden (Abb. 179). Die einzelnen Platten hängen sich oben mit ihren Nasen auf eine auf dem Gefäßboden stehende Glasplatte und werden unter sich durch eingeschobene Glasstäbe getrennt.

Das Gefäß besteht bei kleinen Elementen aus Hart-

gummi oder Glas, bei großen aus Holz; im letzteren Falle werden die Innenwände mit Blei ausgeschlagen, um ein Anfressen der Säure zu verhindern. Sie werden auf Glas- oder Porzellanfüßen aufgestellt.

Kapazität. Akkumulatoren werden fabrikmäßig in bestimmten Größen hergestellt. Da die Spannung feststeht, unterscheiden sie sich nur durch die Stromstärke für Laden und Entladen. Für die Kapazität oder Aufspeicherungsfähigkeit kommt neben der Stromstärke noch die Zeitdauer der Entladung in Betracht, man bemißt sie in Amperestunden. Ein Akkumulator von z. B. 900 Amp/st Kapazität würde bei 3stündiger Entladung 300 Amp., bei 10stündiger 90 Amp. Strom liefern. In Wirklichkeit hängt jedoch die Kapazität auch von der Dauer der Entladung ab und beträgt bei langsamer Entladung bis zu 33% mehr als bei schneller Entladung. Die Fabriken geben im allgemeinen die Kapazität ihrer Akkumulatoren für eine Entladezeit von 3, 5, 7¹/₂ und 10 Stunden an.

Wirkungsgrad. Bildet man das Verhältnis von Entladung und Ladung in Amp-st, so erhält man einen Wert von etwa 0,95. Dieser Amperestundenwirkungsgrad ist aber nicht maßgebend, man muß von der Leistung ausgehen. Alsdann ergibt sich als Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\text{entladene Wattstunden}}{\text{geladene Wattstunden}} = 0,7 \text{ bis } 0,8,$$

es gehen also i. M. 25% an Energie durch die zweimalige Umsetzung verloren.

Batterie. Da in Starkstromanlagen mindestens 110 Volt Netzspannung üblich sind, müssen viele Elemente zu einer Batterie hintereinander geschaltet werden (Abb. 180), und zwar bei 110 Volt 60 Elemente. Eine solche Batterie würde eine Klemmenspannung haben am

$$\begin{aligned} \text{Ende der Entladung} & . 60 \cdot 1,85 = \sim 110 \text{ Volt} \\ \text{Beginn " " " " } & . 60 \cdot 1,95 = 117 \text{ " } \end{aligned}$$

Noch größer sind die Spannungsunterschiede bei der Ladung, denn es sind erforderlichlich am

$$\begin{aligned} \text{Beginn der Ladung} & . 60 \cdot 2,1 = 126 \text{ Volt} \\ \text{Ende " " " " } & . 60 \cdot 2,6 = 156 \text{ " } \end{aligned}$$

Die zum Laden verwendeten Dynamomaschinen müssen eine erhebliche Spannungserhöhung zulassen. Das ist nur bei Nebenschlußmaschinen möglich, deren Erregerstrom (magnetisches Feld) durch einen Nebenschlußregulator (vgl. Abb. 168, S. 69) entsprechend verstärkt werden kann. Sind solche Maschinen nicht vorhanden, so muß eine Zusatzmaschine mit der Betriebsmaschine hintereinander geschaltet werden, so daß beide zusammen die Batterie laden.

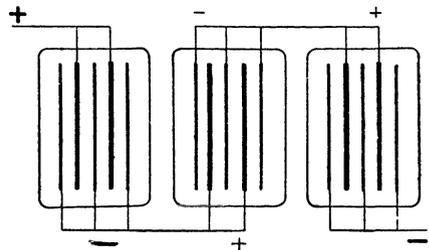


Abb. 180. Schaltung einer Batterie.

Diese Verhältnisse werden günstiger, wenn man einzelne Elemente der Batterie durch Zellschalter (meist Doppelschalter) abschaltbar macht (Abb. 181). Beim Entladen wird ein Kontaktschlitten *ES* so eingestellt, daß die Batterie die gewünschte Spannung hat; es sind zu Anfang die äußeren Elemente abgeschaltet. Wenn mit zunehmender Entladung die Batteriespannung fällt, wird der Schlitten auf den nächsten Kontakt geschoben und die Spannung um die eines Elementes, also

rd. 2 Volt, erhöht usf. Soll gleichzeitig mit der Batterie die Maschine auf das Netz arbeiten, so wird der Umschalter *US* auf den Entladekontakt *E* gestellt; durch Spannungsregelung der Maschine und Batterie kann die Belastung beider nach Wunsch geregelt werden.

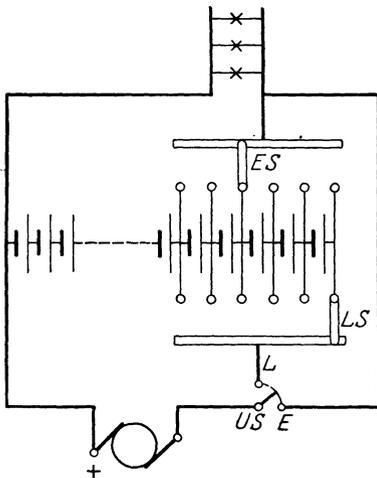


Abb. 181. Batterie mit Zellenschalter.

durch die Säuredämpfe oder auslaufende Säure nicht angegriffen werden. Eine ständige Aufsicht ist nicht notwendig, es genügt, sich während des Ladens davon zu überzeugen, daß alle Elemente gleichmäßig kochen und keins zurückbleibt. Mit zunehmendem Alter fällt aktive Masse aus den Platten heraus, so daß sie allmählich ganz unbrauchbar werden. Dieser Zustand tritt aber erst nach 8 bis 10 Jahren ein. Die Zellenschalter werden mit allen sonstigen Apparaten auf der Schalttafel angeordnet.

Beim Laden wird der Umschalter auf den Ladekontakt *L* gestellt und die Batterie mit Hilfe eines zweiten Zellenschalters an die Maschine angeschlossen. Der Kontaktschlitten *LS* steht zu Beginn in der äußersten Stellung, so daß die ganze Batterie in Reihe liegt. Da nun die äußeren Elemente bei der Entladung geringer beansprucht waren und daher früher gefüllt sind, so können sie allmählich abgeschaltet werden, wenn sie kochen; dadurch wird die sonst notwendige Spannungserhöhung der Maschine verringert. Die Spannungsregelung des Netzes erfolgt während der Ladung durch die Batterie mit Hilfe des Zellenschalters *ES*.

Aufstellung und Betrieb. Die Batterie muß in geschlossenen, gut gelüfteten Räumen aufgestellt sein, deren Wände und Fußböden

D. Wechselstrommaschinen und Transformatoren.

1. Gesetze des Wechselstroms.

Verlauf des Wechselstroms. Wenn man einen Leiter oder eine Spule in einem gleichförmigen magnetischen Felde bewegt, und zwar, wie es bei Maschinen üblich ist, in gleichförmiger Drehbewegung, so wird (vgl. S. 63) eine EMK bzw. ein Strom induziert, deren Größe sich mit dem Sinus des Drehwinkels ändert (Abb. 182). Beide Werte sind positiv im Gebiete des Nordpols, negativ in dem des Südpols. Ein einmaliges Durchschreiten beider Gebiete ist eine Periode, eine halbe Periode heißt Wechsel.

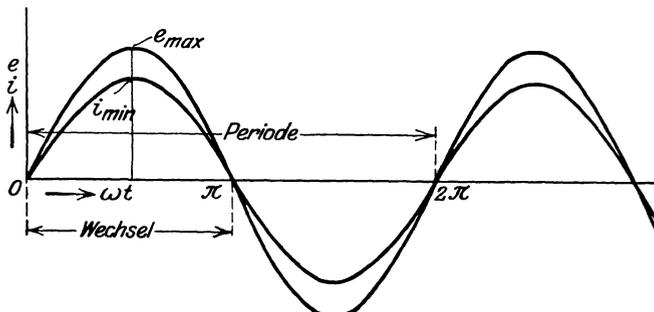


Abb. 182. Einphasiger Wechselstrom.

Ein einmaliges Durchschreiten beider Gebiete ist eine Periode, eine halbe Periode heißt Wechsel.

Bei einer 2poligen Maschine entspricht einer Umdrehung oder dem elektrischen Winkel 2π eine Periode, bei einer 4poligen Maschine

entspricht einer Umdrehung oder dem elektrischen Winkel 4π eine Periode.

2 Perioden und bei einer solchen mit p Polpaaren p Perioden. Der Ausdruck $\frac{2\pi}{p}$ ist der räumliche Winkel. Bezeichnet

- ν die sekundliche Periodenzahl,
- p die Zahl der Polpaare,
- n die minutliche Drehzahl,

$\omega = \frac{2\pi n}{60}$ die Winkelgeschwindigkeit, so ist

$$\nu = p \frac{n}{60} = p \frac{\omega}{2\pi} \dots \dots \dots (25)$$

$$n = \frac{60 \nu}{p} \dots \dots \dots (26)$$

Um möglichst gleichförmige Wirkungen des elektrischen Stromes zu erhalten, ist die Periodenzahl groß zu wählen. In Licht- und Kraftanlagen sind in Deutschland 50 Perioden oder 100 Wechsel, in Amerika 40 Perioden sekundlich üblich. Bei reinen Kraftanlagen (elektrische Bahnen) wird vielfach eine kleinere Periodenzahl ($25, 16\frac{2}{3}, 15$) gewählt, um langsam laufendere Motoren zu erhalten. Bei einer festgelegten Periodenzahl sind also nur bestimmte Drehzahlen der Maschinen möglich, und zwar für

$$\nu = 50 \quad n = 3000 p,$$

also 3000, 1500, 1000, 750, 600, 500 usw.

Die Augenblickswerte von e und i in Beziehung zum Scheitelwert e_{max} bzw. i_{max} sind als Funktion des Drehwinkels α bzw. der Zeit t

$$e = e_{max} \sin \alpha = e_{max} \sin \omega t \dots \dots \dots (27)$$

$$i = i_{max} \sin \alpha = i_{max} \sin \omega t \dots \dots \dots (28)$$

Quadratischer Mittelwert von e und i . Wie Stromstärke und Spannung, so ist auch die Augenblicksleistung ei des Wechselstroms veränderlich (Abb. 183). Sie ist unter Berücksichtigung des Ohmschen Gesetzes $i = \frac{e}{R}$ und unter Bezugnahme auf Gl. 27 und 28

$$ei = e_{max} i_{max} \sin^2 \omega t = \frac{e_{max}^2}{R} \sin^2 \omega t \dots \dots \dots (29)$$

Ein Zeigerinstrument für Strom oder Spannung, das auf elektrodynamischen Wirkungen beruht, vermag dem schnellen Wechsel nicht zu folgen, sondern zeigt einen bestimmten Wert an. Eine Glühlampe leuchtet trotz der veränderlichen Energieaufnahme gleichmäßig, stellt also eine konstante Energie dar. Diejenige Spannung und diejenige Stromstärke sind nun die für die Arbeitsleistung maßgebenden Werte, die die gleiche Wirkung wie Gleichstrom herbeiführen würden. Für Gleichstrom gilt

$$EJ = \frac{E^2}{R} \dots (30)$$

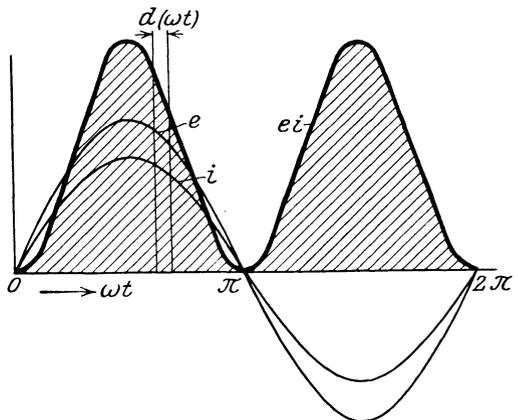


Abb. 183. Leistung bei induktionsfreier Belastung.

Setzt man diese Gleichstromleistung der des Wechselstroms gleich (Gl. 29), so entsteht

$$E^2 = e_{max}^2 \sin^2 \omega t.$$

Über die Zeit $\omega t = 0$ bis $\omega t = \pi$ wiederholt sich der Arbeitsvorgang in immer derselben Weise; es braucht also nur dieser Zeitraum betrachtet zu werden. Das Mittel von e ist die Summe aller e -Werte dividiert durch π , also:

$$E^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi e_{max}^2 \sin^2 \omega t \cdot d(\omega t) = \frac{e_{max}^2}{2}$$

$$E = \frac{e_{max}}{\sqrt{2}} = 0,707 e_{max} \dots \dots \dots (31)$$

Aus einer analogen Betrachtung folgt

$$J = \frac{i_{max}}{\sqrt{2}} = 0,707 i_{max} \dots \dots \dots (32)$$

Diese Ausdrücke sind der quadratische Mittelwert oder Effektivwert der EMK und Stromstärke, ihr Produkt ergibt die Leistung. Alle üblichen Meßinstrumente zeigen diese Mittelwerte an, und wenn man schlechthin von Stromstärke und Spannung in Wechselstromanlagen spricht, so sind diese gemeint.

Selbstinduktion. Wenn ein Strom durch eine Spule fließt, so erzeugt er ein magnetisches Feld (vgl. Abb. 143, S. 59). Bei Gleichstrom ist es ein stehendes Feld mit gleichbleibender Polarität an den Enden, bei Wechselstrom ein Wechselfeld oder pulsierendes Feld. Entsprechend der Änderung des Stroms entstehen und verschwinden Kraftlinien in der einen und andern Richtung. Von diesen pulsierenden Kraftlinien wird der Leiter geschnitten, es entsteht dadurch in ihm eine EMK, deren Größe nach den Gesetzen der allgemeinen Induktion gemäß Gl. 17, S. 63 für eine Spule mit N Windungen ist

$$e_s = -N \frac{d\Phi}{dt}.$$

Der magnetische Kraftfluß Φ ist nach Gl. 15, S. 61

$$\Phi = \frac{0,4 \pi N i}{l},$$

$$\mu Q$$

also

$$e_s = - \frac{0,4 \pi N^2}{l} \frac{di}{dt} = -L \frac{di}{dt} \dots \dots \dots (33)$$

$$\mu Q$$

Der Ausdruck L faßt die maßgebenden Größen einer bestimmten Spule zusammen und ist für eine gegebene Spule ein konstantér Wert. Es ist der Selbstinduktionkoeffizient oder die Induktivität.

Die EMK der Selbstinduktion ist negativ, d. h. der treibenden EMK entgegengerichtet, so lange $\frac{di}{dt}$ positiv ist, also bei ansteigendem Strom, dagegen gleichgerichtet bei abfallendem Strom. Im ersteren Falle wird der Strom in seiner Entwicklung gehemmt, im letzteren Falle unterstützt. Die Selbstinduktion ist daher kein Verlust, wohl aber verändert sie den Stromverlauf im Verhältnis zur treibenden EMK (Phasenverschiebung).

Die weitere Entwicklung der letzten Gleichung führt zu folgendem:

$$\begin{aligned}
 i &= i_{max} \sin \alpha, \\
 \frac{di}{dt} &= i_{max} \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} = \omega i_{max} \cos \alpha = \omega i_{max} \cos \omega t. \\
 e_s &= -\omega Li_{max} \cos \omega t. \quad \dots \dots \dots (34)
 \end{aligned}$$

Phasenverschiebung. In den meisten Wechselstromnetzen muß der Strom Spulen von Maschinen oder Apparaten durchlaufen. Die treibende EMK muß nun einmal den Ohmschen Widerstand überwinden und hierfür einen Augenblickswert iR haben und außerdem der EMK der Selbstinduktion das Gleichgewicht halten. Es ist also

$$e = iR + e_s = Ri_{max} \sin \omega t - \omega Li_{max} \cos \omega t. \quad \dots \dots (35)$$

In Abb. 184 ist der erste Betrag iR durch die stark ausgezogene Kurve dargestellt, er folgt dem Sinusgesetz. Die Kurve stellt gleichzeitig den Verlauf des Stromes in einem andern Maßstab gemessen dar. Der zweite Betrag e_s

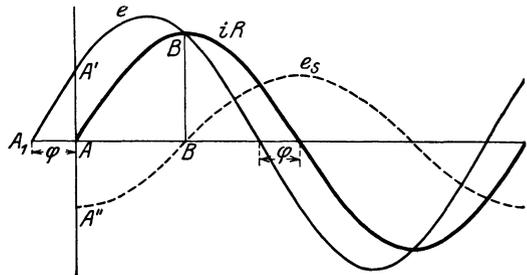


Abb. 184. Phasenverschiebung.

verläuft nach der Kosinuslinie und hat im betrachteten Anfangspunkt A , also bei $\omega t = 0$, seinen größten negativen Wert. Da hier $iR = 0$ ist, so muß die treibende EMK nur der der Selbstinduktion das Gleichgewicht halten, also einen entsprechenden positiven Wert AA' haben. Im weiteren Verlauf nimmt iR zu, e_s ab; die EMK muß e_s entgegenwirken und den Betrag iR decken, sie steigt anfänglich an und fällt dann ab und stimmt in B mit iR überein, da hier $e_s = 0$. Der dann abfallende Strom erzeugt ein positives e_s , das mit treibend wirkt; um diesen Betrag kann also e kleiner sein als iR . Die so entstandene Kurve für e ist die notwendige EMK, sie entspricht der Gl. 35. Verlängert man sie über den Anfangspunkt der Betrachtung A , so schneidet sie in A_1 die Zeitachse, sie beginnt also bereits früher ihren positiven Lauf, als der von ihr erzeugte Strom; es findet eine Phasenverschiebung um das Maß AA_1 oder den Winkel φ statt.

Diese eigenartige Erscheinung findet eine Analogie in mechanischen Vorgängen. Bei dem Kurbeltrieb macht der treibende Kolben eine hin und hergehende, also Schwingungsbewegung. In den Totpunkten ist die Geschwindigkeit Null, sie wächst dann bis etwa zur Mitte des Hubes an und fällt bis zum Hubende wieder auf Null zurück. Bei ansteigender Geschwindigkeit ist ein Überschuß an Triebkraft, die Beschleunigungskraft, nötig, der zur Beschleunigung der Massen dient, aber der Kurbel nicht zugute kommt, in der zweiten Periode bei abfallender Geschwindigkeit wirkt die Massenträgheit mit treibend und gibt die zuerst aufgespeicherte Arbeit wieder ab. Bei den elektrischen Vorgängen kann man sich ebenfalls vorstellen, daß bei Beginn der Strombewegung eine Elektrizitätsmenge in Ruhe ist. Um diese zu beschleunigen, ist ein Überschuß an EMK nötig, so daß diese dem Strom voraus-eilen muß.

Die Größe der Phasenverschiebung hängt von der Größe der Selbstinduktion ab, denn größere oder kleinere Ordinaten von e_s verändern die Lage von e (Abb. 184). Rechnet man die Zeit vom Anfangspunkt A aus, so ist

$$e = e_{max} \sin(\omega t - \varphi) = Ri_{max} \sin \omega t - \omega Li_{max} \cos \omega t.$$

Setzt man einmal $\omega t = 0$ und ein anderes Mal $\omega t = \pi$, so entsteht

$$e_{max} \sin \varphi = \omega L i_{max} \dots \dots \dots (36)$$

$$e_{max} \cos \varphi = R i_{max} \dots \dots \dots (37)$$

$$\text{tg } \varphi = \frac{\omega L}{R} \dots \dots \dots (38)$$

Das Ohmsche Gesetz für Wechselstrom. Das allgemeine Ohmsche Gesetz (vgl. S. 55)

$$J = \frac{E}{R}$$

gilt für Wechselstrom nur bei induktionsfreier Belastung, die praktisch vorhanden ist, wenn z. B. nur Glühlampen im äußeren Leiter liegen. Bei induktiver Belastung wird der Widerstand um den der Selbstinduktion größer. Allerdings ist dies nur ein scheinbarer Widerstand, denn der Stromverlauf ändert sich an sich nicht, sondern verschiebt sich nur in seinem zeitlichen Verlauf gegen die EMK.

Die Gleichungen 36 und 37, die für jeden beliebigen Wert von e und i , also auch für die Effektivwerte E und J gelten, lassen sich durch ein rechtwinkeliges Dreieck (Abb. 185) darstellen. Hieraus ergibt sich

$$E^2 = R^2 J^2 + \omega^2 L^2 J^2$$

$$J = \frac{E}{\sqrt{R^2 + \omega^2 L^2}} \dots \dots \dots (39)$$

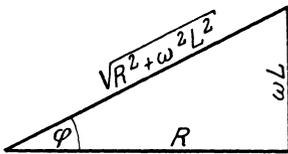


Abb. 185. Scheinbarer Widerstand.

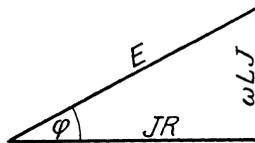


Abb. 186. Flemmingsches Diagramm.

Der Wurzelausdruck ist der scheinbare Widerstand, seine Beziehungen zu den in Betracht kommenden Einzelgrößen zeigt das Flemmingsche Diagramm (Abb. 186).

Wie Gl. 39 zeigt, fließt unter sonst gleichen Verhältnissen ein um so

kleinerer Strom durch den Leiter, je größer die Selbstinduktion ($\omega L = 2 \pi \nu L$) ist. Eine Spule mit Selbstinduktion wirkt daher drosselnd (Drosselspule) auf den Strom.

Diese Erscheinung läßt sich noch in anderer Weise beleuchten. Setzt man in Gl. 39

$$\omega L = R \text{tg } \varphi \quad (\text{Gl. 38}),$$

so entsteht

$$J = \frac{E}{R \sqrt{1 + \text{tg}^2 \varphi}} = \frac{E \cos \varphi}{R} \dots \dots \dots (40)$$

Dieser Ausdruck entspricht dem Ohmschen Gesetz, wenn als treibende EMK $E \cos \varphi$ eingesetzt wird; das bedeutet, daß nur ein Teil der wirklichen EMK für das Durchdrücken des Stroms durch den Widerstand maßgebend ist, und zwar ist das der Teil, der mit der Stromstärke phasengleich ist.

Leistung. Demgemäß muß auch in der Leistungsgröße der Wert $E \cos \varphi$ benutzt werden, da dieser mit dem Strom J zusammengehört. Der Effektivwert der Leistung ist also

$$A_e = EJ \cos \varphi \dots \dots \dots (41)$$

Sie ist kleiner als bei Gleichstrom (EJ) oder Wechselstrom in einem induktionsfreien Stromkreis und kann daher nicht aus den Ablesungen des Strom- und Spannungsmessers berechnet werden. Der Grund der geringeren Leistung des Wechselstroms liegt in der Phasenverschiebung von EMK und Strom, denn

dadurch erreichen nicht mehr beide gleichzeitig ihren größten Wert. Die aus den veränderlichen Werten e und i gebildeten Augenblicksleistungen (Abb. 187) werden kleiner als früher (vgl. Abb. 183, S. 77), und sogar teilweise negativ, wo EMK und Strom verschiedene Vorzeichen haben. Physikalisch lassen sich diese Vorgänge so erklären, daß infolge der Selbstinduktion in trägen, aber elastischen Massen vorübergehend Arbeit aufgespeichert wird.

Aus der Darstellung (Abb. 187) läßt sich die effektive Leistung folgendermaßen ableiten. Zu betrachten ist bei den sich gleichartig wiederholenden Vorgängen nur die Zeit von $\alpha = \omega t = 0$ bis $\alpha = \omega t = \pi$.

Unter Berücksichtigung der Voreilung der EMK gegen den Strom um φ ist der Augenblickswert der Leistung

$$A = e_{max} \sin(\alpha + \varphi) \cdot i_{max} \sin \alpha$$

und die Summe aller Werte in dem betrachteten Abschnitt

$$\int A d\alpha = \int_0^{\pi} e_{max} i_{max} \sin(\alpha + \varphi) \sin \alpha d\alpha$$

das Mittel, oder die effektive Leistung ist

$$A_e = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} e_{max} i_{max} \sin(\alpha + \varphi) \sin \alpha d\alpha.$$

Die Auflösung dieser Gleichung liefert

$$A_e = \frac{e_{max}}{\sqrt{2}} \frac{i_{max}}{\sqrt{2}} \cos \varphi.$$

Da nun $\frac{e_{max}}{\sqrt{2}}$ und $\frac{i_{max}}{\sqrt{2}}$ die Effektivwerte der EMK und der Stromstärke sind (vgl. Gl. 31 u. 32), so wird, wenn sie allgemein mit E und J bezeichnet werden, die effektive Leistung

$$A_e = EJ \cos \varphi.$$

Der Ausdruck $\cos \varphi$ in der Leistungsformel heißt „Leistungsfaktor“; er ist in induktionsfreien Stromkreisen 1, in gemischten Anlagen für Licht und Kraft etwa 0,7 bis 0,9. Da die EMK in Wechselstromanlagen konstant gehalten wird, der Strom aber mit der Belastung sich ändert, pflegt man zur Deutung der Vorgänge $\cos \varphi$ mit J zu verbinden und den Ausdruck $J \cos \varphi$ als die Wattkomponente zu bezeichnen, d. i. also der Teil des Stroms, der für die Leistung wirksam ist. Alle Leiterquerschnitte führen natürlich den vollen Strom J und müssen hierfür berechnet werden. Die mögliche oder scheinbare Leistung pflegt man in Kilo-Voltampere (kVA) anzugeben, während die wirkliche Leistung in kW von den Wattmessern angezeigt wird.

So ist z. B. die 132 km lange Leitung Golpa—Berlin bei einer Spannung von 110 000 Volt für eine scheinbare Leistung von 50 000 kVA gebaut, vermag aber bei der vorhandenen Phasenverschiebung nur etwa 32 000 kW zu übertragen. Die Selbstinduktion bewirkt eine ungenügende Ausnutzung des Materials, aber keinen dauernden Arbeitsverlust, denn die Maschinen usw. nehmen nur soviel Arbeit auf, als sie einschließlich ihrer Eigenverluste abzugeben haben.

Zweiphasenstrom. Wenn man in dem Anker einer Maschine zwei voneinander unabhängige Wicklungssysteme anordnet und diese gegeneinander versetzt, z. B. um den räumlichen Winkel 90° , so entstehen 2 Ströme (Abb. 188),

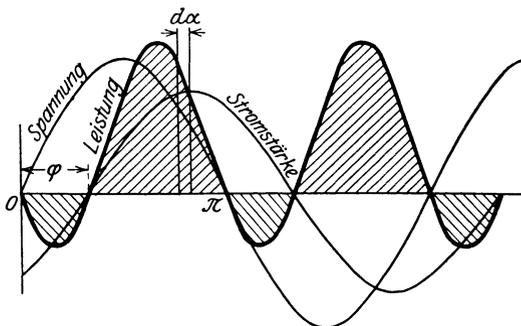


Abb. 187. Leistung bei induktiver Belastung.

deren Phase um 90° verschoben ist. Setzt man die e - und i -Werte zu der Leistung ei zusammen, so werden die in der Leistungskurve des einphasigen Wechselstroms (vgl. Abb. 188) vorhandenen Lücken teilweise ausgefüllt; der Leistungsfluß wird gleichmäßiger und das Drehmoment von Generator und

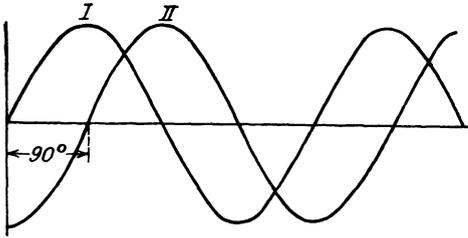


Abb. 188. Zweiphasenstrom.

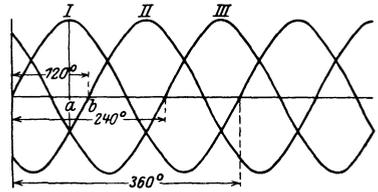


Abb. 189. Drehstrom.

Motor gleichförmiger. Der Nachteil ist aber, daß das Leitungsnetz 4 Leiter erfordert, und wegen dieser Umständlichkeit hat das System keine Verbreitung gefunden. Wenn man aber noch weiter in geeigneter Weise unterteilt, lassen sich diese Nachteile einschränken und weitere Vorteile gewinnen. Dies System hat fast allgemeine Anwendung gefunden, es ist der

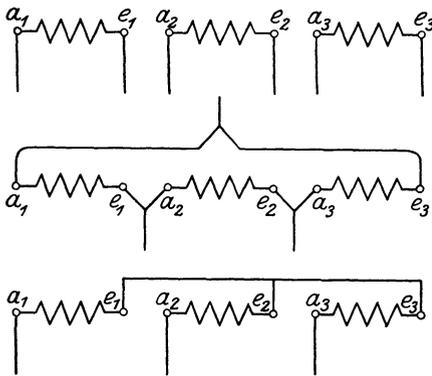


Abb. 190. Drehstromschaltungen.

Dreiphasenstrom oder Drehstrom.

a Hier werden 3 Wicklungssysteme im Anker angeordnet und gleichmäßig gegeneinander versetzt, so daß die entstehenden Ströme um $\frac{1}{3}$ Periode oder 120° in ihren Phasen verschoben sind (Abb. 189). An sich sind jetzt 6 Leitungen nötig. Betrachtet man aber den Stromverlauf aller 3 Ströme, so erkennt man, daß in jedem beliebigen Augenblick die Summe der positiven oder zufließenden Ströme gleich der Summe der negativen oder abfließenden Ströme ist. Es können daher je 2 Leitungen zu einer vereinigt werden,

so daß nur 3 Leitungen übrig bleiben, von denen jeweilig zwei den Strom zuführen, die dritte abführt und umgekehrt (verketteter Dreiphasenstrom). Die ursprünglich vorhandenen 6 Leitungen (Abb. 190a) lassen sich so vereinigen, daß man entweder die Anfangs- und Endleitung zweier Wicklungssysteme verbindet (Abb. 190b), es entsteht die Dreiecksschaltung (Abb. 191), oder daß man alle Anfangsleitungen läßt und die Endpunkte der einzelnen Wicklungen zusammenschließt (Abb. 190c), es entsteht die Sternschaltung (Abb. 192).

Bei der Dreiecksschaltung ist die größte Spannung zwischen je 2 Außenleitern oder die Netzspannung, wie ein Blick auf Abb. 191 zeigt, gleich dem Größtwert der EMK jeder Phase. Die Stromstärke ist aber größer. Denn denkt man sich den Fall, wo die Wicklung I stromlos ist, so fließen in den beiden andern gleiche, aber entgegengesetzt gerichtete Ströme, die durch den Leiter III abgeführt werden müssen und hier die Größe haben

$$i_{max} \sin 120^\circ = 0,866 i_{max} \quad \text{bzw.} \quad i_{max} \sin 240^\circ = 0,866 i_{max},$$

also beide zusammen

$$2 \cdot 0,866 i_{max} = 1,73 i_{max} = \sqrt{3} i_{max}.$$

Für die Sternschaltung (Abb. 192) gilt das Umgekehrte. Hier ist die größte Stromstärke in jedem Leiter gleich dem Größtwert jeder Phase, die größte Netzspannung aber

$$1,73 e_{max} = \sqrt{3} e_{max}.$$

In beiden Fällen ist die effektive Leistung

$$A_e = \sqrt{3} E J \cos \varphi = 1,73 EJ \cos \varphi, \dots \dots \dots (42)$$

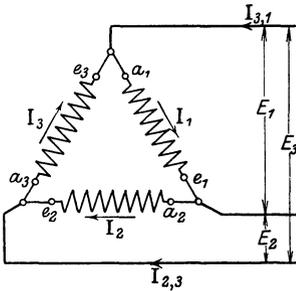


Abb. 191. Dreieckschaltung.

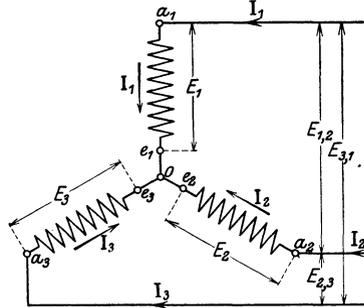


Abb. 192. Sternschaltung.

wenn E und J die Effektivwerte von EMK und Stromstärke sind. Die Leistung ist um 73% größer als die des Einphasenstroms und erfordert für die Leitung nur 50% mehr Kupfer. Hierzu kommt allerdings noch ein Mehrverbrauch an Isolierstoffen.

Drehfeld. Von besonderem Vorteil ist das Drehstromsystem für Motoren. Wenn man in einem feststehenden Ring (Stator) 3 Spulen mit den im Eisen liegenden Leitern 1, 1', 2, 2', 3, 3' (Abb. 193) anordnet und diese dem Drehstromsystem entsprechend um 120° versetzt und schaltet, so entsteht beim Anschluß an das Netz in jeder Spule ein magnetisches Feld, die zusammen ein resultierendes Feld bilden. In einem bestimmten Zeitelement, z. B. bei a (Abb. 189), hat der Strom I seinen Größtwert und eine Richtung, die in

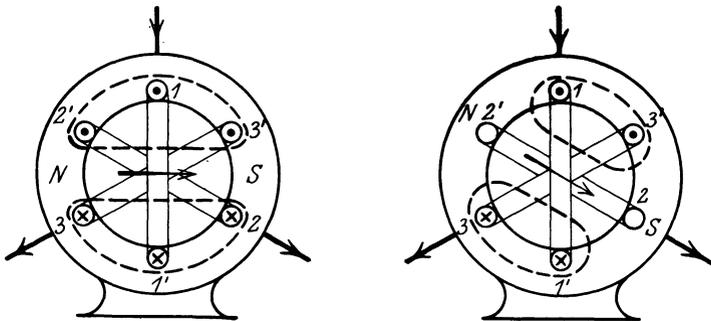


Abb. 193 und 194. Drehfeld.

Abb. 193 durch Punkt (Pfeilspitze) und Kreuz (Pfeilchwanz) eingezeichnet ist. Die beiden andern Spulenströme sind entgegengesetzt gerichtet, ihre Einzeichnung in Abb. 193 läßt in je 3 benachbarten Leitern gleiche Stromrichtung erkennen. Die sich um die gleichgerichteten Stromleiter herumlegenden Kraftlinien haben die gleiche Richtung und bilden ein gemeinsames Feld. Es entstehen also 2 Felder, die im Eisenkern entgegengerichtet sind und sich in gleichem Sinne durch die Mitte schließen. Das resultierende Feld hat eine bestimmte Richtung mit ausgesprochenen Polen. Verfolgt man

nun den weiteren Verlauf der Ströme bis b in Abb. 189, wo Strom II auf Null gesunken ist, und entwickelt wie vorher aus ihrer Richtung das resultierende Feld (Abb. 194), so erkennt man eine Verschiebung, es hat sich gegen früher gedreht. Diese Drehbewegung setzt sich dauernd fort und vollendet bei einer Periode einen vollen Kreis, bzw. bei mehrpoliger Wicklung einen entsprechenden räumlichen Winkel. Der Strom erzeugt ein Drehfeld, und dieser Erscheinung wegen ist er Drehstrom genannt.

Bringt man drehbar in dem Statorring einen magnetisierbaren Körper, z. B. eine eiserne Trommel, an, so macht diese die Bewegung des Drehfeldes mit, sie läuft mit ihm „synchron“. Es entsteht ein sehr einfacher Motor mit konstanter Drehzahl.

2. Wechselstromgeneratoren.

Allgemeines. Bei der Gleichstrommaschine wird in den einzelnen Ankerdrähten ein Wechselstrom erzeugt, der aber durch den Kommutator so abgenommen wird, daß er in dem äußeren Leiter ein Gleichstrom ist. Läßt man den Kommutator fort und verbindet die Wicklungsenden durch Schleif-

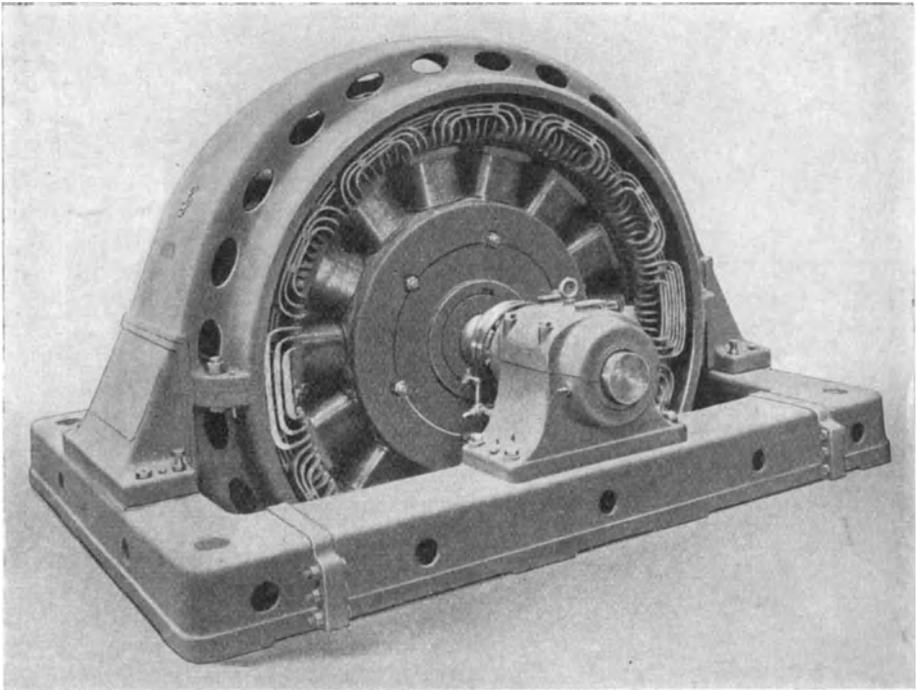


Abb. 195. Wechselstromgenerator.

ringe mit dem äußeren Leiter, so fließt auch in ihm ein Wechselstrom. Da Wechselstrom fast durchweg nur für hohe Spannungen in Frage kommt, so sind die Schleifringe unerwünscht; man kann sie vermeiden, wenn das Magnetgestell drehbar und der Anker festgemacht wird. Aus konstruktiven Rücksichten wird der feste Anker nach außen (Stator) und das drehbare Magnetrad (Rotor, Induktor) nach innen gelegt (Abb. 195). Die induzierte Ankerwicklung kann dann überall isoliert werden.

Das Magnetrad muß Pole mit unveränderlicher Polarität haben und daher mit Gleichstrom erregt werden. Bei kleinen Anlagen baut man eine Erregermaschine (vielfach mit 65 Volt Spannung) an die Wechselstrommaschine an, bei großen ist sie für alle gemeinsam und erhält einen besonderen Kraftantrieb.

Die Spannungen der Wechselstrommaschinen liegen zwischen 3000 und 10000 Volt und werden im Bedarfsfalle durch Transformatoren für die Fernleitung erhöht. Als Stromsystem kommt wegen der guten Materialausnutzung und der guten Motoren vorzugsweise Drehstrom in Frage. Einphasenstrom wird nur da verwendet, wo die dritte Leitung störend ist, wie im elektrischen Betriebe der Fernbahnen.

Aufbau der Maschinen. Das Magnetgestell ist bei großen, langsam laufenden Maschinen ein Rad, das mit vielen Polen abwechselnder Polarität besetzt ist (Abb. 195). Beim Antrieb durch Kurbelmaschinen kann es so schwer gemacht werden, daß es gleichzeitig als Schwungrad dient. Die Erregerwicklung liegt auf den Schenkeln, die außen zur Vergrößerung der Ausstrahlungsfäche breite Polschuhe erhalten. Der Erregerstrom wird von Schleifringen auf der Welle abgenommen. Beim Antrieb durch Dampfturbinen sind schnellaufende Maschinen (Turbogeneratoren) nötig; der Rotor ist ein Zylinder mit eingefrästen Nuten für die Erregerwicklung, wie Abb. 196 für einen zweipoligen Induktor ($n = 3000$) zeigt.

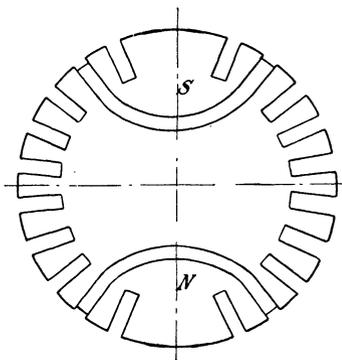


Abb. 196. Zweipoliger Induktor.

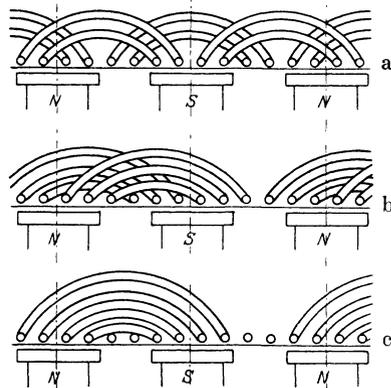


Abb. 197. Wicklungsschema.
a Drehstrom; b Zwischenstrom; c Einphasenstrom.

Der Stator besteht der Wirbelströme wegen aus lamellierten Blechen, die von einem kräftigen gußeisernen Rahmen getragen werden. Zur Abführung der Stromwärme sind Ventilations-schlitze vorzusehen. Die Wicklung wird auf dem Innenmantel als Trommelwicklung angeordnet und in Nuten untergebracht. Die Ankerdrähte werden an den Stirnseiten so zu Spulen verbunden, daß die induzierten Spulenseiten symmetrisch zu zwei benachbarten Polen liegen. Unter sonst gleichen Verhältnissen zeigt Abb. 197 das Wicklungsschema für Ein- und Mehrphasenstrom. Beim Drehstrom (Abb. 197a) sind alle Nuten bewickelt, und zwar je zwei für eine Phase und Pol, beim Zweiphasenstrom (Abb. 197b) je drei, beim Einphasenstrom (Abb. 197c) je vier, während zwei Nuten freibleiben müssen. Der Ankerdraht wird in Schleifen um den ganzen Ring herumgeführt, um dann in der nächsten Nut in der gleichen Weise weitergeführt zu werden. Die Abwicklung einer vierpoligen Drehstromwicklung (Abb. 198) läßt dies im einzelnen erkennen.

Spannung. Der Größtwert der EMK ist nach Gl. 18 und zwar für p Polpaare

$$e_{max} = \omega N \Phi p 10^{-8}.$$

Setzt man

$$\omega = \frac{2\pi\nu}{p}, \quad (\text{Gl. 25, S. 77})$$

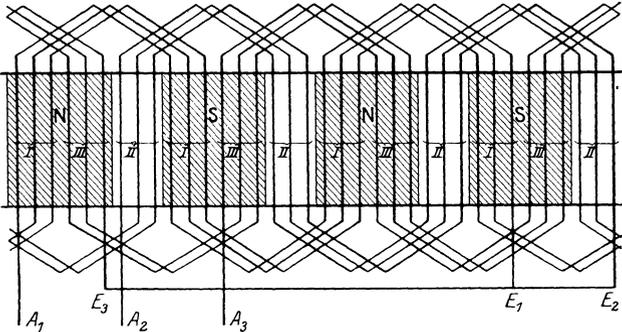


Abb. 198. Abwicklung einer vierpoligen Drehstromwicklung.

so entsteht

$$e_{max} = 2\pi\nu N \Phi 10^{-8}.$$

Durch Division mit $\sqrt{2}$ erhält man den Effektivwert

$$E = 4,44 \nu N \Phi 10^{-8} \quad (43)$$

Dieser Wert setzt einen sinusförmigen Verlauf der EMK voraus. In Wirklichkeit ist das nicht der Fall, denn die Verteilung der Kraftlinien im

Ankereisen erfolgt nicht in der angenommenen Weise und wird insbesondere durch die Nutenzahl beeinflusst. Allgemein ist zu setzen

$$E = k\nu N \Phi 10^{-8} \text{ Volt.} \quad \dots \dots \dots (44)$$

Der Wert k (Kappscher Koeffizient) schwankt zwischen 4 und 6.

Die Klemmenspannung wird nicht durch den Ohmschen Widerstand, sondern auch durch die Selbstinduktion herabgedrückt. Im allgemeinen ist der Spannungsabfall in der Maschine etwas größer als bei Gleichstromneben-schlußmaschinen. Durch Veränderung des Erregerstroms kann die Spannung geregelt werden.

Parallelschalten. Wenn man eine Gleichstrommaschine an ein unter Spannung stehendes Netz, also andern Maschinen parallel schaltet, so läßt man sie leer anlaufen, bis die Netzspannung erreicht ist. Bei Wechselstrommaschinen genügt dies noch nicht, denn es muß auch Phasengleichheit vorhanden sein, d. h. es müssen die jeweilig positiven oder negativen Werte der EMKe übereinstimmen. Um dies zu erkennen, bedient man sich der sogenannten Phasenlampen (Abb. 199). Bei stillstehender Maschine und offenem Ausschalter ist der Lampenstromkreis in der gezeichneten Schaltung durch die

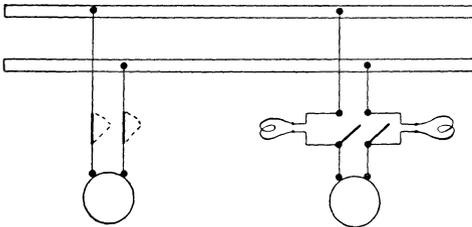


Abb. 199. Phasenanzeiger.

Machine geschlossen, sie brennen also. Läuft die Maschine bei offenem Ausschalter, so müssen sie verlöschen, wenn ihre Spannung der des Netzes gleich ist; in diesem Falle ist Phasengleichheit vorhanden. Man regelt die bereits angelaufene Maschine durch Beeinflussung des Regulators so in der Geschwindigkeit, bis sie die Phasen des Netzes eingeholt hat und schaltet im Augenblicke des Verlöschens der

Lampen ein. Alsdann sind beide Maschinen elektrisch gekuppelt, sie laufen „synchron“ und behalten den Synchronismus bei, denn beim Zurückbleiben der einen Maschine würde die andere sie als Motor treiben und mitreißen.

Natürlich müssen alle parallel geschalteten Maschinen mit solcher Drehzahl laufen, daß die gewünschte Periodenzahl entsteht. Ist das nicht ge-

nügend der Fall, so tritt die synchronisierende Wirkung in Erscheinung, die Energie flutet von einer Maschine zur andern, es findet ein „Pendeln“ statt, das sich soweit verstärken kann, daß die Maschinen „aus dem Tritt“ fallen. Kurbelmaschinen als Antriebsmaschinen haben schon während einer Umdrehung ein wechselndes Drehmoment (vgl. S. 49), es kann schon dadurch ein Pendeln entstehen. Um es möglichst einzuschränken, sind schwere Schwunräder zum Ausgleich notwendig. Bei Turbomaschinen treten diese Erscheinungen nicht auf.

Die Verteilung der Belastung auf mehrere parallel geschaltete Maschinen erfolgt bei Gleichstrom durch Regelung der Spannung auf elektrischem Wege, denn die Maschine mit höherer Spannung wird zur stärkeren Stromabgabe gezwungen. Bei Wechselstrommaschinen führt dies nicht zum Ziel. Hier muß die Kraftmaschine stärker angetrieben werden, denn dann sucht sie den andern vorzueilen und nimmt mehr Arbeit auf. Diese Regelung erfolgt durch Verstellung des Regulators der Kraftmaschine, vielfach durch einen Elektromotor vom Schaltbrett aus.

Drehzahl und Kraftbedarf. Die minutliche Drehzahl ist gemäß Gl. 26, S. 77

$$n = \frac{60 \nu}{p}$$

und kann bei gegebener Periodenzahl nur sprungweise abgestuft werden.

Der Kraftbedarf folgt aus der elektrischen Leistung für

$$\text{Einphasenstrom: } N_e = \frac{EJ \cos \varphi}{\eta \cdot 736} \text{ PS, (45)}$$

$$\text{Drehstrom: } N_e = \frac{\sqrt{3} EJ}{\eta \cdot 736} \text{ PS. (46)}$$

Der Wirkungsgrad η für Vollast beträgt je nach Größe der Maschine 0,80 bis 0,96.

3. Transformatoren.

Zweck und Wirkungsweise. Transformatoren sind Spannungswandler; durch einen primären, von Wechselstrom durchflossenen Leiter wird ein sekundärer Strom induziert. Hierbei werden die Verhältnisse so gewählt, daß die Spannung erhöht oder erniedrigt wird.

Wenn man eine primäre Spule (Abb. 200) auf einen geschlossenen Eisenkörper anordnet und an die Netzspannung anschließt, so erzeugt der durchfließende Wechselstrom in dem Eisenkern ein pulsierendes magnetisches Feld. Dadurch wird in der Spule mit N_1 Windungen eine EMK der Selbstinduktion hervorgerufen von der Größe (vgl. Gl. 17, S. 63)

$$e_1 = - N_1 \frac{d\Phi}{dt}.$$

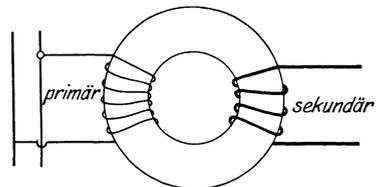


Abb. 200. Schema eines Transformators.

Sie ist der Netzspannung entgegen gerichtet und um den Ohmschen Widerstand kleiner, und da letztere gering gehalten wird, annähernd gleich. Legt man um den Eisenkern an eine beliebige Stelle eine zweite, sekundäre Spule, so wird sie von dem gleichen magnetischen Kraftfluß durchsetzt und in ihr bei N_2 Windungen eine EMK induziert

$$e_2 = - N_2 \frac{d\Phi}{dt}.$$

Daraus wird

$$\frac{e_1}{e_2} = \frac{N_1}{N_2}.$$

Da die Klemmenspannungen sich von den EMKe der Selbstinduktion nur durch den meist gering gehaltenen Ohmschen Widerstand unterscheiden, ist annähernd

$$\frac{E_1}{E_2} = \frac{N_1}{N_2} \dots \dots \dots (47)$$

Nach diesem „Übersetzungsverhältnis“ kann man durch die Wahl der Windungszahlen die Spannung „herauf“ oder „herunter transformieren“, und zwar in ruhenden, keiner Wartung bedürftigen Apparaten.

Ist der Sekundärleiter stromlos, so bildet sich in der Primärspule ein Strom aus, der von dem meist kleinen Ohmschen Widerstand und dem Widerstand der Selbstinduktion abhängt, und da letzterer wegen der hohen magnetischen Leitfähigkeit des Eisenkerns groß ist, kann der „Leerlaufstrom“ nur klein sein. Die zu- und abfließende Energie setzt sich in Stromwärme um und deckt die Ummagnetisierungsverluste (Hysterisis, S. 64). Schließt man den Sekundärstromkreis, so beobachtet man auch eine entsprechende Zunahme der Stromstärke in der Primärleitung, denn die verbrauchte Energie muß dem Primärnetz entnommen werden. Nach dem Energiesatz muß, wenn von den ziemlich kleinen Umsetzungsverlusten abgesehen wird, die aufgewendete Energie gleich der verbrauchten sein, also

$$E_1 J_1 = E_2 J_2.$$

Demnach ist

$$\frac{J_2}{J_1} = \frac{E_1}{E_2} = \frac{N_1}{N_2} \dots \dots \dots (48)$$

Das Verhältnis der Stromstärken auf der primären und sekundären Seite muß also bei einem gegebenen Transformator mit einem bestimmten Übersetzungsverhältnis konstant sein, also auch primär um so mehr Strom zufließen, je mehr sekundär verbraucht wird. Die Regelung erfolgt vollkommen selbsttätig. Diese an sich auffallende Erscheinung erklärt sich dadurch, daß die stromdurchflossene Sekundärspule selbst ein magnetisches Feld erzeugt, deren Kraftlinien denen der Primärspule entgegen gerichtet sind und ihre Ausbildung zu hindern suchen. Demnach wird der magnetische Widerstand der Primärspule größer, ihr Selbstinduktionswiderstand kleiner, so daß sie zur Aufnahme eines größeren Stromes befähigt wird.

Die Hochspannungswicklung enthält viele Windungen isolierten Kupferdrahts, der aber wegen der kleinen Stromstärke nur einen kleinen Querschnitt erfordert; umgekehrt braucht die Niederspannungswicklung wenig Windungen dicken Drahtes.

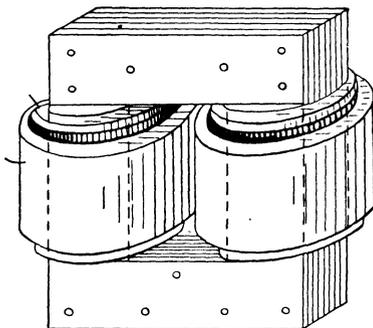


Abb. 201. Manteltransformator.

Bauart. In dem Eisenkern des Transformators bilden sich infolge des pulsierenden magnetischen Feldes Wirbelströme (S. 64); um sie zu unterbinden, muß er aus

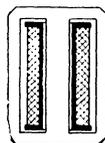


Abb. 202. Kerntransformator.

dünnen Blechen (0,25 bis 0,5 mm stark) mit Papier- oder Lackisolierung zusammengesetzt werden. Die Ringform ist für das Aufbringen der Spulen unpraktisch, man macht stets die Kerne zylindrisch, über die die fertiggewickelten Spulen ge-

schoben werden, und schließt sie durch Joche (Abb. 201). Meist werden zwei Kerne in Hintereinanderschaltung bewickelt (Manteltransformator), man kann jedoch, namentlich bei kleinen Ausführungen, auch nur einen Kern anordnen (Kerntransformator) und ihn beiderseitig magnetisch schließen (Abb. 202). Die Spulen werden auf Preßspangestellten gewickelt und entweder für Hoch- und Niederspannung konzentrisch übereinander gelegt (Zylinderwicklung) oder als Scheibenwicklung abwechselnd nebeneinander angeordnet, wie Abb. 203 erkennen läßt. Bei Drehstrom wird für jede Phase ein Kern bewickelt (Abb. 203).

Die Wicklung ist so auszuführen, daß nicht Drähte mit zu hohen Spannungen (über 100 Volt) nebeneinander liegen. Weiter ist darauf zu achten, daß die Stromwärme abgeführt werden kann. Bei kleinen Transformatoren genügt die natürliche Luftkühlung, größere setzt man in ein mit Öl gefülltes Gefäß. Das Öl wirkt einmal isolierend, andererseits als Kühlmittel, ganz besonders wenn das Gefäß genügend hoch ist und nach dem Thermosyphonsystem ein Ölumlaufl stattfindet.

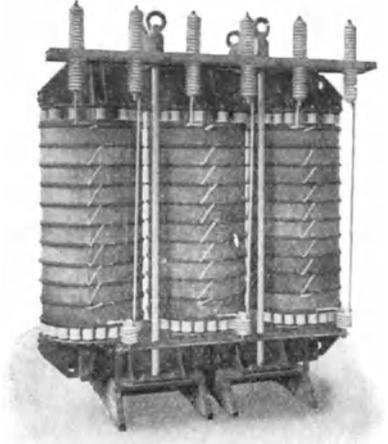


Abb. 203. Drehstromtransformator.

Verwendung. Die Transformatoren ermöglichen es, in Wechselstromanlagen jede beliebige Spannung herzustellen. Man schaltet nun zwar nicht jedem Verbraucher einen Transformator für die gewünschte Spannung vor — das würde in der Anlage und im Betrieb zu teuer werden —, sondern legt ein Sekundärnetz an, das von dem Primärnetz an geeigneten Stellen gespeist wird. Im Verbrauchsnetz muß mit Rücksicht auf Lampen eine Spannung von 110 oder 220 Volt vorhanden sein; man erhält ein Schaltbild nach Abb. 204. Bei Energieübertragung auf große Entfernungen braucht man zur Ersparnis von Leitungskupfer sehr hohe Spannungen, deren unmittelbare Erzeugung für die Generatoren und Apparate konstruktive und Bedienungsschwierigkeiten mit sich bringt. Man setzt deshalb für die Fern-

Abb. 204. Schaltbild.

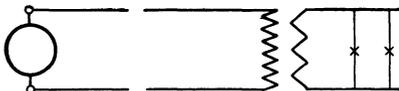


Abb. 205. Schaltbild.

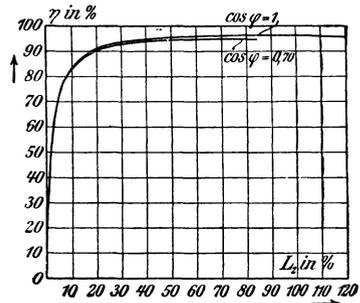
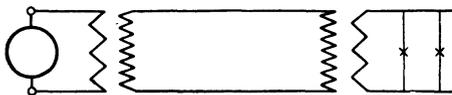


Abb. 206. Wirkungsgrad eines Transformator

leitung die Spannung in die Höhe und am Verbrauchsorte die gewünschte Niederspannung herab (Abb. 205). Die Aufstellung der Transformatoren muß in geschlossenen Räumen erfolgen; man verwendet besondere Transformatorenhäuschen oder Kellerräume oder nutzt die Litfaßsäulen in den Straßen hierzu aus.

Wirkungsgrad. Durch die Transformierung entstehen Energieverluste, die außer der nur geringen Stromwärme Eisenverluste sind und durch die Um-

magnetisierung infolge der Wirbelverluste und Hysteresis (S. 64) entstehen. Sie sind aber bei voller Belastung gering. Der Wirkungsgrad beträgt schon bei kleinen Ausführungen 0,92 und erreicht bei den größten 0,99, bei Vollast. Bei geringerer Belastung nimmt er nur wenig ab, wie Abb. 206 zeigt, wo auf der Abszisse die Leistung in $\%$ der Normallast aufgetragen ist. Die Verluste beim Leerlauf, d. h. bei stromlosem Sekundärnetz, betragen 4 bis 8 $\%$ der normalen Leistung.

4. Umformer.

Wechselstrom ist für manche Zwecke nicht geeignet oder erwünscht, z. B. zur Erregung magnetischer Felder, für chemische Prozesse und zum Betrieb elektrischer Straßenbahnen. In solchen Fällen besteht das Bedürfnis, den zur Verfügung stehenden Wechselstrom in Gleichstrom umzuwandeln.

Dies Verfahren ist nur durch Maschinen möglich, am natürlichsten so, daß man einen Gleichstromgenerator durch einen Wechselstrommotor antreibt. Wählt man die Drehzahlen beider gleich, so lassen sie sich unmittelbar kuppeln (Motorgenerator) (Abb. 207). Beide Maschinen brauchen ein ma-

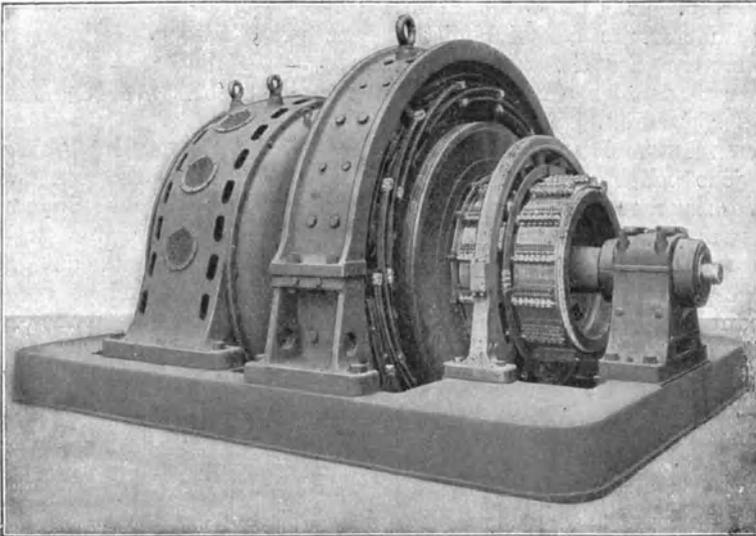


Abb. 207. Motorgenerator.

netisches Feld, und wenn man dieses, wie bei Gleichstrom üblich, fest anordnet, so kann man den drehbaren Anker so wickeln, daß er für beide Stromarten geeignet ist (Einankerumformer). Es wird auf der einen Seite Wechselstrom durch Schleifringe zugeführt und auf der andern Gleichstrom am Kommutator abgenommen. Der Wirkungsgrad einer solchen gewissermaßen zusammengesetzten Maschine ist größer als der eines Motorgenerators. Da aber die Einrichtungen für beide Stromsysteme vollkommen gleichartig sind, kann die Spannung zwischen Wechselstrom und Gleichstrom nur ein bestimmtes Verhältnis haben. In den meisten Fällen muß dem Wechselstrom ein Transformator vorgeschaltet werden. Weiter ist auch die Veränderung der Spannung schwieriger als bei getrennten Maschinen, so daß Einankerumformer nicht für alle Verhältnisse geeignet sind.

5. Wechselstrommotoren.

Einteilung. Bei allen Motoren müssen zwei magnetische Felder vorhanden sein und dauernd so zueinander stehen, daß sie in der Neigung, sich einzustellen, ein Drehmoment ausüben. Das eine Feld im feststehenden Teil, dem Stator, wird hier durch Wechselstrom erzeugt, das andere im Rotor kann erregt werden

1. durch Gleichstrom: Synchronmotoren,
2. durch Induktion: Induktionsmotoren (Asynchronmotoren),
3. durch Wechselstrom mit Hilfe eines Kommutators: Kommutatormotoren (Asynchronmotoren).

Von diesen möglichen Systemen werden hier nur die wichtigsten Ausführungsarten besprochen.

Synchronmotoren. Diese Motoren erhalten genau die gleiche Ausbildung wie die Generatoren. Die Statorwicklung wird von Wechselstrom, die Rotorwicklung von Gleichstrom durchflossen. Da nun die im Stator entstehenden Pole mit dem Wechselstrom sich ändern, die beweglichen Pole des Rotors aber ihre Polarität behalten, so müssen sich die letzteren so bewegen, daß sie mit dem Wechsel der Statorpole Schritt halten, damit stets gleichgerichtete Drehmomente entstehen. Es muß also Synchronismus vorhanden sein. Die Drehzahl des Motors hängt von der Periodenzahl und der Zahl der Polpaare ab und muß so sein, als wenn bei umgekehrtem Betrieb der gleiche Wechselstrom erzeugt würde, wie vom Motor verbraucht wird. Sie ist demgemäß nach Gl. 26, S. 77

$$n = \frac{60 \nu}{p}$$

und bei allen Belastungen konstant. Wird aber der Motor so überlastet, daß er mit gleicher Geschwindigkeit nicht mehr durchziehen kann, so fällt er aus dem Tritt und bleibt stehen. Ferner kann er erst eingeschaltet werden und Arbeit aufnehmen, wenn er sich bereits im Tritt befindet; er muß also zwar durch äußere Mittel, einen Anwurfmotor (meist Gleichstrommotor), auf Touren gebracht und darf erst eingeschaltet werden, wenn der Synchronismus erreicht ist. Die Nachteile, insbesondere die Notwendigkeit, mit Gleichstrom erregen zu müssen, schließt den Synchronmotor für die meisten Fälle aus. Geeignet ist er da, wo aus Wechselstrom Gleichstrom (Umformer) gemacht wird und eine Akkumulatorenbatterie vorhanden ist. Hier kann die Gleichstromdynamomaschine mit dem Akkumulatorenstrom als Motor laufen und den Wechselstrommotor anlassen.

Der Vorzug der Synchronmotoren besteht neben der konstanten Drehzahl noch darin, daß man durch Veränderung der Erregung auch die Phasenverschiebung ändert und dadurch den Leistungsfaktor des Netzes günstig beeinflussen kann. Denn wie beim Transformator wirken auch hier zwei entgegengesetzte magnetische Felder zusammen, nämlich das primäre der Spulen und das sekundäre der Magnetpole des Magnetrades.

Drehstrommotoren. Diese Maschinen gehören zu der Gruppe der Induktionsmotoren und werden in Drehstromnetzen fast ausschließlich verwendet. Eine Drehstromwicklung in einem feststehenden Ringe oder Stator erzeugt, wie S. 83 gezeigt war, ein Drehfeld, das mit einer minutlichen Drehzahl (vgl. Gl. 26, S. 77)

$$n = \frac{60 \nu}{p}$$

umläuft. Eine drehbare Eisentrommel innerhalb dieses Ringes würde durch das Statorfeld magnetisiert werden und mitlaufen. Das im Rotor oder

Läufer erzeugte magnetische Feld ist aber zu schwach, um nennenswerte Drehmomente übertragen zu können. Es muß durch elektrische Ströme verstärkt werden. Der Läufer erhält deshalb eine Wicklung, die, wie die Sekundärwicklung eines Transformators, von der primären Statorwicklung induziert wird. Allerdings ist die Wirkung der Induktion wesentlich kleiner als beim Transformator, weil die Kraftlinien durch den Luftspalt mit seinem hohen magnetischen Widerstand hindurch müssen.

Die einfachste Wicklung des Läufers besteht aus einzelnen in Nuten am Umfang des Zylinders liegenden Kupferdrähten, deren Enden an den Stirnseiten unter sich, und zwar durch je einen Kupferring, verbunden sind, also kurz geschlossen sind (Käfiganker, Abb. 208). In den vor den Nord- und Südpolen des Drehfeldes liegenden Drähten werden entgegengesetzte EMKe induziert, die durch die Stirnverbindungen einen Strom zustande bringen. Diese Induktion hat aber zur Voraussetzung, daß Kraftlinien geschnitten werden. Das ist nicht der Fall, wenn der Läufer mit dem Drehfelde

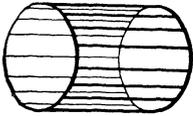


Abb. 208. Käfiganker.

synchron läuft, d. h. wenn er unbelastet und reibungslos in den Lagern liefe. Wird er aber belastet, so bleibt er hinter dem Drehfelde zurück, die Kraftlinien des Drehfeldes überholen ihn, scheidet die Wicklungsdrähte und induzieren vor den jeweiligen Nord- und Südpolen entgegengesetzt gerichtete EMKe, die in den kurz geschlossenen Drähten einen Strom erzeugen und das Ankereisen magnetisieren. Je stärker der Motor belastet wird, um so mehr bleibt er hinter der synchronen Drehzahl zurück und um so größer wird die Induktion und sein Drehmoment. Natürlich wächst damit auch die Stromaufnahme in der primären Statorwicklung, denn wie beim Transformator ist das sekundäre Läuferfeld dem primären entgegengerichtet, schwächt es und befähigt die Wicklung zur größeren Stromaufnahme. So richtet sich auch hier der Energiezufluß nach dem Verbrauch vollkommen selbsttätig.

Bedingung für den Induktionsmotor ist, daß er hinter der synchronen Drehzahl zurückbleibt, er muß „schlüpfen“ und läuft asynchron. Dieser „Schlupf“ ist aber nur klein, er beträgt 3 bis 4% der synchronen Drehzahl. Eine vierpolige Statorwicklung (Abb. 209) ergibt bei 50 Perioden/s eine synchrone Drehzahl von 1500 minutlich, bei vollbelastetem Motor geht sie auf etwa 1450 zurück. Der Unterschied in den meist vorkommenden Belastungsgrenzen ist so gering, daß man die Drehzahl praktisch als konstant ansehen kann.

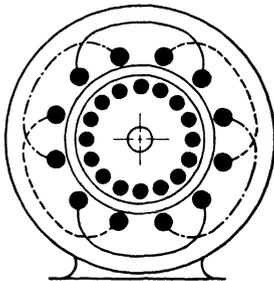


Abb. 209. Drehstrommotor.

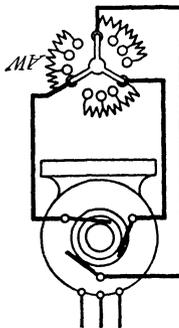


Abb. 210. Anlasser für Drehstrommotoren.

Der sehr einfache Motor mit Kurzschlußanker hat den Nachteil, daß er beim Anlassen einen sehr großen Stromverbrauch hat, der den Normalstrom weit überschreitet, denn infolge der starken Induktion in dem anfänglich stillstehenden Motor wird primär ein großer Strom aufgenommen. Bei kleinen Motoren bis etwa 5 PS nimmt man diesen Nachteil mit Rücksicht auf die Einfachheit in Kauf, bei großen dagegen würde für das Anlassen ein erheblich größerer Aufwand an Leitungskupfer nötig sein, als normal erforderlich ist. Man baut deshalb in den Läuferstromkreis abschaltbare Widerstände AW ein (Abb. 210)

Der sehr einfache Motor mit Kurzschlußanker hat den Nachteil, daß er beim Anlassen einen sehr großen Stromverbrauch hat, der den Normalstrom weit überschreitet, denn infolge der starken Induktion in dem anfänglich stillstehenden Motor wird primär ein großer Strom aufgenommen. Bei kleinen Motoren bis etwa 5 PS nimmt man diesen Nachteil mit Rücksicht auf die Einfachheit in Kauf, bei großen dagegen würde für das Anlassen ein erheblich größerer Aufwand an Leitungskupfer nötig sein, als normal erforderlich ist. Man baut deshalb in den Läuferstromkreis abschaltbare Widerstände AW ein (Abb. 210)

die durch Schleifringe mit ihm verbunden werden. Der Rotor erhält dann eine Drehstromwicklung wie der Stator, die in Dreieck oder Stern geschaltet ist und deren drei Leitungen über drei Schleifringe zu den Widerständen führen, die mit wachsender Drehzahl stufenweise abgeschaltet und bei vollem Gang kurz geschlossen werden. Da die Widerstände erhebliche Abmessungen benötigen, werden sie häufig als Flüssigkeitswiderstände ausgebildet, d. s. Platten, die in Sodalösung eingetaucht werden. Manche Motoren erhalten Einrichtungen, um nach dem Anlassen die Wicklung über den Schleifringen kurz zu schließen und gleichzeitig die Bürsten abzuheben, damit sie nicht unnötig schleifen.

Eine Regelung der Drehzahl ist schwieriger durchführbar als bei Gleichstrommotoren. Man kann zwar durch die Anlaßwiderstände einen künstlichen Schlupf herbeiführen, jedoch ist das Verfahren unwirtschaftlich. Bei größeren Motoren bildet man besser die Statorwicklung so aus, daß einzelne Spulen abgeschaltet werden können und die Polzahl vergrößert oder verkleinert wird. Dadurch wird stufenförmig die Geschwindigkeit des Drehfeldes verändert. So würde z. B. ein Motor mit einer 12 poligen Statorwicklung bei 50 Perioden/s mit rd. 500 Umdr./min laufen, aber rd. 1000 Umdrehungen annehmen, wenn die Hälfte der Pole ausgeschaltet wird.

Ein Umsteuern des Motors ist einfach, es genügt, die Klemmen zweier Leitungen zu vertauschen, um einen Rückwärtsgang zu erreichen.

Einphasen-Kommutatormotoren. Das Einphasensystem hat bisher gegenüber dem Drehstrom ganz zurücktreten müssen, zumal da es bei der Entwicklung des Wechselstroms noch keine brauchbaren Motoren für Einphasenstrom gab. Hierzu kommt die bessere Materialausnutzung in Drehstromanlagen; der Drehstrommotor ist ferner für die meisten Betriebsverhältnisse vorzüglich geeignet. Weniger geeignet ist er wegen seiner konstanten Drehzahl und mangelhaften Regelfähigkeit für den Bahnbetrieb und insbesondere wegen der notwendigen drei Leitungen. Außer der Schienenleitung sind zwei Fahrdrähte nötig, deren Aufhängung und Isolation in Weichen Schwierigkeiten macht. Der elektrische Betrieb auf Fernbahnen macht das Einphasensystem zur Notwendigkeit, und so ist es auch später gelungen, einen brauchbaren Motor hierfür zu schaffen. Diese Bahnmotoren sind dem Gleichstrom-Hauptstrommotor ähnlich, sie haben eine große Anzugskraft, eine mit der Belastung sich ändernde Drehzahl und eine hohe Regelfähigkeit, erreichen ihn aber nicht ganz im Wirkungsgrad und geringem Gewicht. Die in Betracht kommenden Motoren sind:

1. Reihenschlußmotoren (Serienmotoren),
2. Repulsionsmotoren,
3. Reihenschluß-Kurzschlußmotoren.

Alle diese Motoren haben einen Anker mit Kommutator, der sich in einem festen Magnetgestell dreht. Die Wicklung des Ankers ist im wesentlichen den Gleichstromankern ähnlich, das Magnetgestell muß jedoch des Wechselstroms wegen aus dünnen Blechen zusammengesetzt sein; es enthält ferner keine ausgeprägten Pole, sondern eine in Nuten liegende Einphasenwicklung. Die Motoren unterscheiden sich im einzelnen durch die Art, wie Anker- und Erregerwicklung geschaltet sind.

1. Reihenschlußmotor. Die Schaltung ist genau wie bei Gleichstrommotoren, d. h. der zugeführte Strom durchfließt hintereinander die Anker- und die Erregerwicklung. Die Bürsten liegen in der neutralen Zone, das Ankerfeld steht demnach senkrecht zu dem der Feldmagnete (vgl. Abb. 171, S. 70) und erzeugt das Drehmoment. Da nun durch den Wechselstrom die Richtung beider Felder sich gleichzeitig ändert, so bleibt das Drehmoment

stets gleichgerichtet, allerdings mit wechselnder Stärke, was aber bei dem schnellen Stromwechsel praktisch keine Bedeutung hat. Der Motor hat die gleichen Betriebseigenschaften wie der Gleichstrom-Hauptstrommotor. Infolge der hohen Selbstinduktion entstehen aber an den unter der Bürste vorbeigleitenden Kommutatorelementen zeitweilig so hohe Spannungsunterschiede, daß ein starkes Funken eintritt. Diese Nachteile lassen sich einschränken, wenn man zwischen den Hauptpolen des Magnetgestells, also gegenüber den Bürsten, eine Kompensationswicklung C (Wendepole) anordnet (Abb. 211), die vom Hauptstrom im entgegengesetzten Sinne als die Hauptspulen durchflossen wird und demnach ein entgegengesetzt gerichtetes Feld erzeugt, das die Wirkung der Selbstinduktion aufhebt. Kompensierte Reihenschlußmotoren können mit Spannungen bis 300 Volt betrieben werden. Der Leistungsfaktor ($\cos \varphi$) beträgt 0,85 bis 0,92.

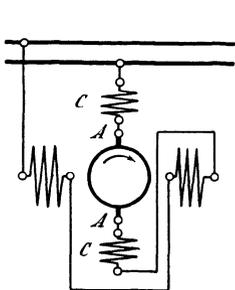


Abb. 211. Reihenschlußmotor.

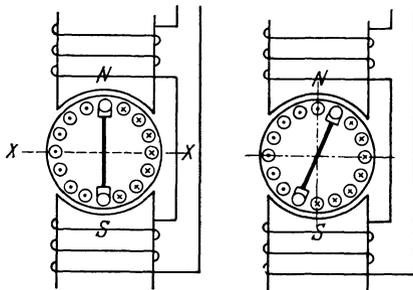


Abb. 212 und 213. Repulsionsmotor.

2. Repulsionsmotoren. Bei dieser von dem Engländer Thomson angegebenen Schaltung wird nur die Statorwicklung an das Netz angeschlossen, während der Anker durch Bürsten über dem Kommutator kurz geschlossen ist (Abb. 212 und 213). Beide wirken wie die Wicklungen eines Transformators aufeinander, die primäre Statorwicklung induziert in der sekundären Ankerwicklung Ströme und diese ein magnetisches Feld, das in dem Zusammenwirken mit dem Statorfeld das Drehmoment liefert.

Die von dem jeweiligen Nordpol ausgehenden Kraftlinien teilen sich im Anker nach beiden Seiten und schließen sich wieder zum Südpol. In der Trommelwicklung des Ankers werden EMKe induziert, deren Richtung in Abb. 212 durch Punkt und Kreuz angegeben ist. Legt man in die Polachse auf den Kommutator Bürsten und schließt diese kurz, so entstehen in den Ankerdrähten Ströme und durch diese ein Ankerfeld, das aber mit dem Statorfeld in Deckung ist und kein Drehmoment erzeugen kann. Stellt man die Bürsten in die neutrale Zone XX , so heben sich die EMKe gegenseitig auf, es entsteht kein Strom und kein Ankerfeld, also auch kein Drehmoment. Wenn man aber die Bürsten unter einen Winkel gegen die Polachse stellt (Abb. 213), so befinden sich unter jedem Pol mehr Ankerdrähte mit gleichgerichteten als entgegengerichteten EMKe, so daß auch in den letzteren infolge der Hintereinanderschaltung ein gleichgerichteter Strom fließen muß, der zwar kleiner als zuerst (Abb. 212) ist, aber ein Ankerfeld erzeugt, das mit dem Statorfeld nicht in Deckung ist und demgemäß ein Drehmoment hervorruft. Die Richtung des Drehmoments bleibt unverändert, wenn sich im nächsten Augenblick der Strom im Stator umkehrt, es werden immer von den Polen abstoßende Kräfte (Repulsion) auf die Ankerdrähte ausgeübt. Die Bürstenachse ist gegen die Polachse um einen Winkel

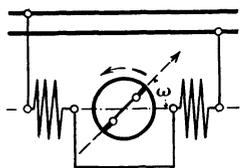


Abb. 214. Repulsionsmotor.

$\omega = 15$ bis 20° geneigt (Abb. 214). Durch Verschiebung der Bürstenbrücke kann man die Drehgeschwindigkeit regeln und durch Verschiebung über die Polachse nach der andern Seite den Motor umsteuern.

3. Reihenschluß-Kurzschlußmotoren. Diese Motoren nach Latour und Winter-Eichberg sind eine Vereinigung der beiden vorherigen Schaltungssysteme. Der Netzstrom fließt durch Bürsten in der neutralen Zone durch die Anker- und Ständerwicklung, ein zweites Bürstenpaar schließt die Ankerwicklung in der Polachse kurz und führt die induzierten Ströme. Im Anker entstehen zwei aufeinander senkrecht stehende magnetische Felder, von denen das induzierte das stärkere ist. Das resultierende Feld ist gegen das Ständerfeld geneigt und erzeugt in dem Streben, sich mit diesem zu decken, das Drehmoment. Nach Winter-Eichberg wird ein Regulatortransformator dem Anker-Erregerstrom vorgeschaltet (Abb. 215), man kann dadurch mit schwachen Feldern anfahren und einen funkenfreien Gang erzielen. Die Motoren können mit Spannungen bis 800 Volt betrieben werden und haben einen hohen Leistungsfaktor. Sie haben die Charakteristik des Gleichstrom-Hauptstrommotors.

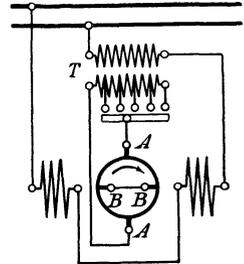


Abb. 215. Reihenschluß-Kurzschlußmotoren.

Leistung. Die Nutzleistung in PS der Wechselstrommotoren ist für

$$\text{Einphasenstrom: } N_e = \eta \cdot \frac{E J \cos \varphi}{736}, \quad \dots \dots \dots (49)$$

$$\text{Drehstrom: } N_e = \eta \cdot \frac{\sqrt{3} E J \cos \varphi}{736} \cdot \dots \dots \dots (50)$$

Der Wirkungsgrad η beträgt je nach Größe der Motoren 0,7 bis 0,95 bei Vollast, der Leistungsfaktor $\cos \varphi$ ist bei Synchronmotoren 1, bei Asynchronmotoren verschieden, i. M. 0,85.

E. Verteilungssysteme.

Wahl der Verbrauchsspannung. Bogenlampen brauchen eine Spannung einschließlich eines notwendigen Vorschaltwiderstands von 55 Volt bei Gleichstrom und etwa 40 Volt und weniger bei Wechselstrom. Glühlampen lassen sich für Spannungen bis 250 Volt herstellen. Für Motoren sind etwa 1000 Volt für Gleichstrom und 6000 Volt für Wechselstrom möglich. In gemischten Anlagen für Licht und Kraft müssen Glühlampen einzeln geschaltet werden können, während bei den großen Lichtquellen der Bogenlampen mehrere gleichzeitig brennen dürfen. Die üblichen Netzspannungen sind daher 110 oder 220 Volt. Bei Gleichstrom ist dies die Spannung des ganzen Netzes, bei Wechselstrom nur die des Sekundärnetzes.

Wahl zwischen Gleichstrom und Wechselstrom. Lampen sind für beide Stromarten gleich gut; Motoren sind für Gleichstrom wegen ihrer besseren Regelbarkeit und zum Teil auch wegen ihres besseren Wirkungsgrads und geringeren Gewichts den Wechselstrommotoren überlegen. Weiter spricht für Gleichstrom die Verwendbarkeit von Akkumulatorenbatterien, die den Maschinenbetrieb unterstützen und wesentlich vereinfachen können. Denn sie nehmen die Spitzen des häufig erheblich schwankenden Verbrauchs auf und können zu Zeiten geringen Bedarfs, insbesondere nachts, die Stromlieferung allein übernehmen. Demgegenüber muß aber die ganze Anlage unter der gleichen, also niedriger Spannung stehen, während bei Wechselstrom die Speiseleitungen durch Transformatoren auf höhere Spannungen gebracht werden können und

daher einen geringeren Kupferaufwand erfordern. Demgemäß muß bei großen Übertragungsweiten aus wirtschaftlichen Gründen Wechselstrom gewählt werden. Einphasenstrom wird bisher fast nur für elektrische Fernbahnen verwendet, in allen andern Fällen wird Drehstrom bevorzugt. Er erfordert zwar drei Leitungen, braucht aber trotzdem auch in den Maschinen weniger Kupfer als das Einphasensystem. Lampen werden in Drehstromnetzen zwischen je zwei Leitungen geschaltet. Motoren sind mit allen drei Leitungen zu verbinden.

Gleichstromanlagen. Man unterscheidet Zweileiter- und Dreileiteranlagen. Bei dem Zweileitersystem (Abb. 216) beträgt die Spannung 110 oder 220 Volt, Glühlampen und Motoren werden einzeln, Bogenlampen zu zwei bzw. vier hintereinander geschaltet. Das Dreileitersystem entsteht aus einer Hintereinanderschaltung von zwei Zweileiteranlagen derart, daß zwei Leiter zu einem gemeinsamen, den sog. Mittelleiter, vereinigt werden (Abb. 217). Zwischen den Außenleitern herrscht die doppelte Spannung (220

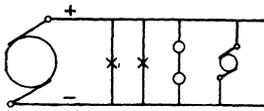


Abb. 216. Zweileiteranlage.

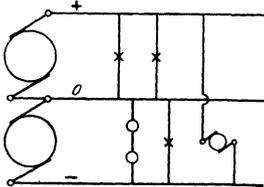


Abb. 217. Dreileiteranlage.

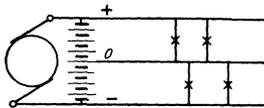


Abb. 218. Dreileiteranlage.

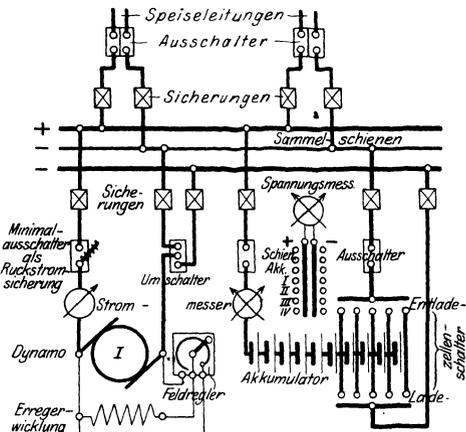


Abb. 219. Gleichstrom-Schaltanlage.

oder 440 Volt), wie zwischen jedem Außenleiter und Mittelleiter (110 bzw. 220 Volt). Das Ganze ist also ein Leitungssystem von der doppelten Spannung einer Zweileiteranlage, die aber durch den Mittelleiter auf die halbe Spannung unterteilt ist. Der Mittelleiter führt nur den Unterschied der Ströme in den Außenleitern und wird bei genügend gleichmäßiger Verteilung der Stromnehmer auf die beiden Netzhälften nur schwach belastet, so daß unter Berücksichtigung der höheren Spannung und kleinen Ströme in den Außenleitern die ganze Leitungsanlage billiger wird als beim Zweileitersystem. Die Verwendung von zwei Maschinen nach Abb. 217 ist unbequem, man verwendet entweder eine sog. Dreileitermaschine, die mit einem Spannungsteiler für den Mittelleiter versehen ist, oder unterteilt durch eine Akkumulatorenbatterie (Abb. 218).

Für reine Kraftanlagen, z. B. elektrische Straßenbahnen, werden höhere Spannungen als vorher, und zwar meist 500 bis 600 Volt, verwendet. Auch hier kann durch das Dreileitersystem der Aufwand an Leitungskupfer weiter verringert werden.

In Gleichstromanlagen werden in der Regel Akkumulatoren verwendet; soll gleichzeitig geladen und entladen werden, so sind Doppelzellenschalter

(vgl. Abb. 181, S. 76) nötig. Alle Stromerzeuger arbeiten in Parallelschaltung auf Hauptsammelschienen (Abb. 219); von diesen gehen die Speiseleitungen zu den Speisepunkten des Verteilungsnetzes ab.

Wechselstromanlagen.

Für Wechselstrom gilt im allgemeinen das gleiche, wie für Gleichstrom ausgeführt war; nur sind Primär- und Sekundärnetz zu unterscheiden. Die Speiseleitungen stehen unter Hochspannung und geben ihre Energie durch Transformatoren in den Speisepunkten an das Sekundärnetz ab. Die Spannungen der Generatoren werden nicht über 6000 Volt gewählt; in den Speiseleitungen werden sie um so mehr erhöht, je größer ihre Länge ist (in Europa bisher bis 110000 Volt). Alle Generatoren arbeiten in Parallelschaltung auf Sammelschienen (Abb. 220); für die Erregung wird in größeren Werken eine besondere Gleichstromanlage geschaffen.

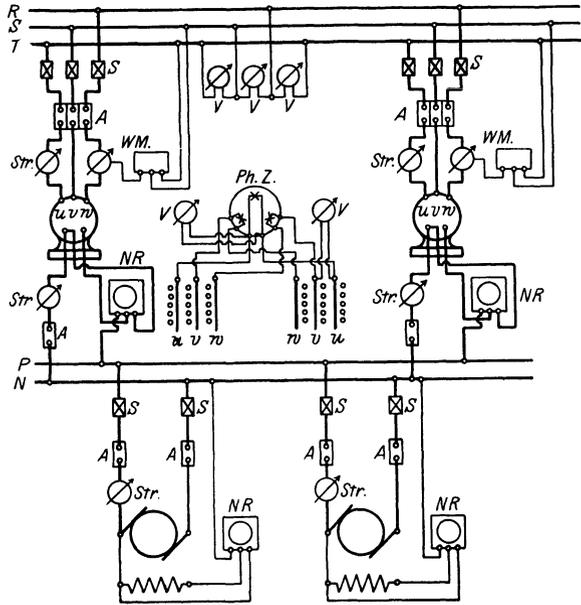


Abb. 220. Wechselstrom-Schaltanlage.

Zeichenerklärung:

- | | | | |
|------|--------------------|--------|---------------------------------|
| A | Anschalter, | PN | Sammelschienen für Gleichstrom. |
| S | Sicherung, | RST | Sammelschienen für Drehstrom. |
| Str. | Strommesser, | Ph. Z. | Phasenzeiger. |
| V | Voltmesser, | WM. | Wattmesser. |
| NR | Nebenschlußregler. | uvw | Phasenklammern. |

IV. Kraftmaschinen.

A. Allgemeines.

Zweck und Einteilung der Kraftmaschinen. Die Kraftmaschinen setzen die in der Natur unmittelbar vorhandene oder aus ihr gewinnbare Energie in mechanische um, um sie an eine Arbeitsmaschine in meist drehender Bewegung abzugeben. Die in Betracht kommenden Energiewerte sind:

1. strömende Luft: Windkraftmaschinen,
2. fließendes Wasser: Wasserkraftmaschinen,
3. Wärme: Wärmekraftmaschinen (Dampf- und Verbrennungsmaschinen),
4. Elektrizität: Elektromotoren.

Die dem Energieträger entzogene oder von der Maschine aufgenommene Arbeit ist die indizierte oder innere Leistung N_i , die an der Welle oder dem Kupplungsglied verfügbare Arbeit die Nutz- oder effektive oder äußere Leistung N_e ; beide werden in Pferdestärken PS_i bzw. PS_e gemessen. Das Verhältnis dieser Werte

$$\eta = \frac{N_e}{N_i} < 1 \dots \dots \dots (1)$$

ist der Wirkungsgrad; er gibt einen Maßstab über die Güte des Arbeitsprozesses und der baulichen Ausführung.

Energieumsetzung. Mit Ausnahme der Elektrizität ist der Energieträger eine Flüssigkeit, denn auch die Wärme wird an eine solche (Dampf und Gas) gebunden. Für die Umsetzung kann die potentielle Energie (Druck) oder die kinetische oder Strömungsenergie (Geschwindigkeit) maßgebend sein.

Bei den Windkraftmaschinen ist es die Strömungsenergie der Luft, die auf die Maschine, das Windrad, geleitet wird, und die durch das Vorbeistreichen an schräggestellten Flächen oder gebogenen Schaufeln des Windrades eine Kraftäußerung hervorruft. Maßgebend ist also $\frac{mv^2}{2}$, wenn bezeichnet

v die Windgeschwindigkeit in m/s,

$m = \frac{\gamma}{g} V = \frac{\gamma}{g} Fv$ die sekundlich zuströmende Luftmasse vom spez.

Gewicht γ und dem Volumen V (cbm), die auch ersetzt werden kann durch das Produkt aus der beaufschlagten Fläche F (qm) und Geschwindigkeit v (m/s).

Demnach ist die Leistung in PS_i

$$N_i = \frac{mv^2}{2.75} = \frac{\gamma Fv v^2}{g 75 \cdot 2} = \frac{\gamma Fv^3}{g 150} \text{ PS}_i. \dots \dots \dots (2)$$

Im Mittel kann gesetzt werden

$$v = 5 \text{ m/s} \quad \gamma = 1,23 \text{ kg/cbm} \quad g = 9,81 \quad N_i = \sim 0,1 F.$$

Große Windräder von 12 m Raddurchmesser haben eine vom Wind beaufschlagte Fläche von etwa 65 qm, vermögen also bei 5 m/s Windgeschwindigkeit nur eine Leistung von 6,5 PS_i aufzunehmen. Da noch die Unbeständigkeit des Windes hinzukommt, so können Windkraftmaschinen nur für untergeordnete Zwecke Verwendung finden.

Bei den Wasserkraftmaschinen wird eine potentielle und kinetische Energie ausgenutzt. Im ersteren Falle ist es die Gewichtswirkung des Wassers, die in einem Rade von dem Eintritt oben bis zum Austritt unten ein Drehmoment erzeugt (vgl. Abb. 229, S. 102); im zweiten Falle überwindet das Wasser ohne Arbeitsverrichtung das Gefälle und setzt seinen Druck in Geschwindigkeit um; die entstandene Strömungsenergie wird auf gekrümmte Schaufeln eines Rades übertragen. Bei beiden Verfahren ist das Gefälle H (m) und die sekundlich zuströmende Wassermenge Q bzw. das Wassergewicht γQ (kg) maßgebend. Die innere Leistung der Wasserarbeit ist also

$$N_w = \gamma \frac{QH}{75} = \frac{1000 QH}{75} \text{ PS}_i. \dots \dots \dots (3)$$

Eine bestimmte Leistung kann durch ein Rechteck von der Grundlinie Q und der Höhe H dargestellt werden (Abb. 221). Bei hohen Gefällen ist nur

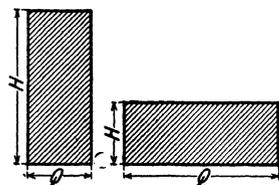


Abb. 221. Wasserarbeit.

eine kleine Wassermenge zu verarbeiten, und umgekehrt. Demnach sind die großen Energiewerte, die in den Flüssen und im Meere bei Ebbe und Flut vorhanden sind, wirtschaftlich nicht ausnutzbar, weil die Schaffung der Wasserwege für den Zufluß, die Maschine und den Abfluß bei der verhältnismäßig großen Wassermenge zu kostspielig werden.

Bei den Wärmekraftmaschinen werden gespannte Gase oder Dämpfe als Arbeitsflüssigkeit benutzt. Sie werden unmittelbar als potentielle Energie verwendet (Kolbenmaschinen) oder zuerst in Strömungsenergie verwandelt und mit großer Geschwindigkeit gegen die Schaufeln eines Rades geleitet (Turbinen). In beiden

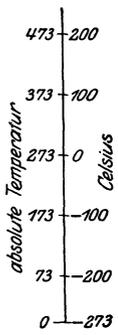
Fällen wird der Spannungszustand durch Wärme erzeugt. Maßgebend ist daher der Wärmeverbrauch, d. i. der Unterschied der in die Maschine herein- und herausfließenden Wärmemenge. Der Maßstab für die Wärmemenge ist die Wärmeinheit (WE) oder Kalorie; es ist dies diejenige Wärmemenge, die 1 kg Wasser von 0° C auf 1° C erwärmt. Wärme und mechanische Arbeit sind Gleichwerte, und zwar ist

$$\left. \begin{aligned} 1 \text{ WE} &= 427 \text{ mkg} \\ 1 \text{ mkg} &= \frac{1}{427} \text{ WE} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

$$\left. \begin{aligned} 1 \text{ PS h} &= 75 \cdot 3600 = 270000 \text{ mkg} = \frac{270000}{427} = 632 \text{ WE} \\ 1 \text{ PS h} &= 632 \text{ WE.} \end{aligned} \right\} \dots (5)$$

Jeder Wärmemenge entspricht eine bestimmte Temperatur, die von dem jeweiligen Zustand des Körpers, des Wärmeträgers, abhängt. Die Temperatur wird in der Wärmelehre als absolute Temperatur gemessen, dessen Nullpunkt um 273° unter dem Nullpunkt des Celsius thermometers liegt (Abb. 222). Es ist also bei einer Celsius temperatur t

$$T = 273 + t. \dots \dots \dots (6)$$



In der Maschine findet infolge der Arbeitsabgabe ein entsprechender Temperaturabfall des Wärmeträgers statt. Die arbeitende Wärme Q läßt sich wie die Wasserarbeit (Abb. 223) als Fläche darstellen, wenn man die Temperaturen T als Ordinaten und als Abszisse einen Wert aufträgt, der mit T multipliziert die Wärmemenge Q ergibt. Es ist dies ein mathematischer Ausdruck von der Größe $\int \frac{dQ}{T}$; er heißt Entropie und

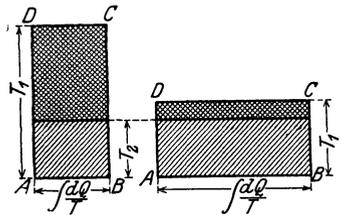


Abb. 223. Wärmearbeit.

Abb. 222. Temperaturmaßstäbe.

hat für jede Zustandsänderung eines Gases einen bestimmten Wert von einem beliebigen Anfangspunkt aus gemessen. Die Entropie spielt in der Wärme-mechanik eine große Rolle, da sie über viele Vorgänge in sehr einfacher Weise Auskunft gibt. Auch hier kann man hohe und niedrige Anfangs-temperaturen und entsprechende Entropiewerte zugrunde legen, um die gleiche Wärme zu erhalten (Abb. 223).

Die Wärme wird aus den Brennstoffen von der Temperatur unserer Umgebung gewonnen und an den Wärmeträger (Dampf und Gas) gebunden. Diese aufgewendete Wärme, Fläche $ABCD$, kann aber nicht voll ausgenutzt werden, weil der Wärmeträger seinen Zustand als Gas oder Dampf behalten muß und nicht auf die Temperatur der Umgebung abgekühlt werden kann. Deshalb ist ein Teil der Wärme wieder aus der Maschine herauszuführen. Ist T_2 die Endtemperatur, so stellt die durch diese Ordinate abgeschnittene Fläche den Wärmeverbrauch dar, und das Verhältnis dieser zu der ganzen Fläche den thermischen Wirkungsgrad. Man sieht, daß hohe Temperaturgefälle nötig sind, um eine gute Ausnutzung der Wärme zu erhalten.

Die Wärme wird aus den Brennstoffen von der Temperatur unserer Umgebung gewonnen und an den Wärmeträger (Dampf und Gas) gebunden. Diese aufgewendete Wärme, Fläche $ABCD$, kann aber nicht voll ausgenutzt werden, weil der Wärmeträger seinen Zustand als Gas oder Dampf behalten muß und nicht auf die Temperatur der Umgebung abgekühlt werden kann. Deshalb ist ein Teil der Wärme wieder aus der Maschine herauszuführen. Ist T_2 die Endtemperatur, so stellt die durch diese Ordinate abgeschnittene Fläche den Wärmeverbrauch dar, und das Verhältnis dieser zu der ganzen Fläche den thermischen Wirkungsgrad. Man sieht, daß hohe Temperaturgefälle nötig sind, um eine gute Ausnutzung der Wärme zu erhalten.

Theoretisch sind für 1 PS h = 632 WE erforderlich, der hierzu notwendige Wärmearbeitsaufwand am Brennstoff gemessen ist aber bedeutend größer, und beträgt bei

- Dampfmaschinen 3500 bis 10000 WE/PS_e h,
- Verbrennungskraftmaschinen 1800 bis 4000 WE/PS h.

Die Wärmeausbeute oder der thermische Wirkungsgrad liegt in den Grenzen von 0,06 bis 0,35. Die schlechte Ausnutzung in der Dampfmaschine erklärt sich aus dem geringen Temperaturgefälle, und zwar aus der niedrigen Anfangstemperatur von etwa 350° C gegenüber 1500° C bei den Verbrennungskraftmaschinen. Demgemäß ist auch die ungeheure Wärmemenge, die die Sonne zur Erde schickt, nicht verwertbar, weil kein Temperaturgefälle zur Verfügung steht, genau wie das Wasser des Ozeans wegen des fehlenden Gefälles zur Kraftgewinnung nicht brauchbar ist.

Die elektrische Energie muß erst aus andern Energien durch Kraftmaschinen erzeugt werden, um dann den elektrischen Kraftmaschinen, den Elektromotoren, zur Verfügung zu stehen. Ihr Wert hängt von dem elektrischen Druck (Potentialgefälle), der Spannung E ab, die durch einen Leiter eine bestimmte Elektrizitätsmenge, den Strom J , hindurchdrückt. Das Produkt beider Größen EJ gibt ein Maß für die Arbeitsleistung. Sie kann also auch dargestellt werden als der Inhalt einer Fläche (Abb. 224).

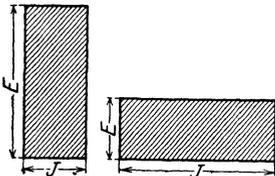


Abb. 224. Elektrische Arbeit.

Bei gleichen Arbeitsflächen braucht die höhere Spannung einen kleineren Strom und ist, da dieser die Querschnitte aller vom Strom durchflossenen Teile bestimmt, für die Ausführung vorteilhafter. Die Arbeitsleistung wird in Watt oder Kilowatt (kW) gemessen; es ist

$$1 \text{ PS} = 736 \text{ W} = 0,736 \text{ kW} \dots \dots \dots (7)$$

$$1 \text{ kW} = 1,36 \text{ PS} = \sim 102 \text{ mkg/s} \dots \dots (8)$$

$$1 \text{ kWh} = 860 \text{ WE} \dots \dots \dots (9)$$

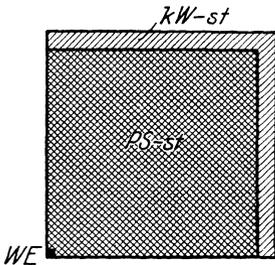


Abb. 225. Vergleich verschiedener Arbeiten.

Einen maßstäblichen Vergleich der besprochenen Leistungseinheiten zeigt Abb. 225.

Bremsleistung. Die Bestimmung der Leistung einer Maschine ist im allgemeinen nur auf dem Versuchsstande möglich. Von besonderem Interesse ist

die effektive Leistung, die ja die verfügbare Arbeit darstellt. Bei nicht allzu großen Maschinen bedient man sich der Bremse, die um eine Scheibe der Welle gelegt und so fest angezogen wird, daß die gewünschte Drehzahl sich einstellt. Die ganze Arbeit wird also in Reibung (Wärme) umgesetzt. Der Bremshebeldruck G wird durch eine Wage gemessen; mit Bezugnahme auf Abb. 226 ist

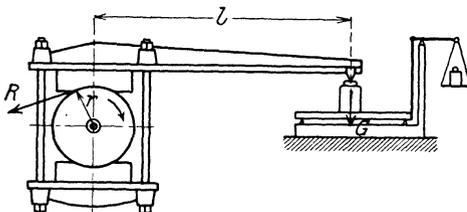


Abb. 226. Bremse.

$$Rr = Gl,$$

wenn R die Reibkraft am Umfang der Scheibe bedeutet. Die effektive Leistung ist

$$N_e = R \cdot \frac{2 \pi r n}{60 \cdot 75} = \frac{G l n}{716} \text{ PS}_e.$$

Die Größen G (kg), l (m) und n werden durch Messung gefunden.

Bei den Wärmekraftmaschinen ist es einfacher, die indizierte Leistung zu bestimmen, das Verfahren wird später erörtert.

Regelung. Die Regelung der Arbeitsgeschwindigkeit der Maschine erfolgt durch Steuerorgane, die den Energiezufluß beeinflussen. Bei einer bestimmten Einstellung der Steuerung stellt sich die Maschine in den Beharrungszustand ein, d. h. sie nimmt eine solche Geschwindigkeit an, daß zwischen Triebkraft und Widerstand Gleichgewicht besteht. Ändert man den Energiezufluß oder

die Belastung, so läuft die Maschine schneller oder langsamer. Bei manchen Maschinen, wie den Verkehrsmaschinen und Fördermaschinen, erfolgt die Regelung von Hand nach den jeweiligen Bedürfnissen. Bei andern Maschinen wird eine konstante Drehzahl verlangt, die durch selbsttätige Regler erhalten werden muß. In den meisten Fällen sind die Kraftmaschinen großen Belastungsschwankungen unterworfen, so z. B. in Werkstätten, wo eine große Zahl von Arbeitsmaschinen periodisch und mit wechselndem Kraftbedarf angeschlossen sind, oder in Elektrizitätswerken mit der sehr großen Zahl der Stromnehmer. Bei zu langsamem Gang geht die Leistung der Einzelverbraucher zurück, bei zu schnellem Gang können sogar Beschädigungen entstehen. Besonders empfindlich ist das elektrische Licht gegen Drehzahlschwankungen der Kraftmaschinen, da ein unerträgliches Flimmern die Folge ist. Die Regler müssen daher sehr genau arbeiten und die Drehzahl in engen Grenzen halten können.

Der Regler wird zwangsläufig mit der Maschine verbunden. Seine Wirkung beruht auf der Fliehkraft, d. h. bewegliche Massen stellen sich unter Einwirkung dieser Kraft in eine bestimmte Lage ein, und ändern diese, wenn die Fliehkraft, also die Drehzahl, sich ändert. Die dann entstehende Bewegung wird auf das Stellzeug der Steuerung übertragen.

Die meisten Regler sind Pendelregler (Abb. 227). Zwei Pendel mit Schwungkugeln schwingen infolge der Fliehkräfte $C = m r \omega^2$ aus und nehmen die auf der Spindel verschiebbare Muffe M mit. An diese ist das Stellzeug angeschlossen, das z. B. eine Drosselklappe in der Zuleitung für Dampf oder Gas verstellt und den Zufluß ändert. Bei der normalen Drehzahl hat die Muffe eine bestimmte Lage, bei schnellerem oder langsamerem Gang macht sie eine Bewegung nach oben oder unten und verstellt die Steuerung so, daß die Maschine wieder auf die alte Geschwindigkeit zurückgeführt wird. Der Regler kann immer erst ansprechen, wenn bereits durch Be- oder Entlastung die Geschwindigkeit sich geändert hat, er kann also die Drehzahl nicht konstant halten, sondern sie nur in gewisse Grenzen einschließen. Dieser Ungleichförmigkeitsgrad beträgt etwa 6 bis 7% der normalen Drehzahl. Weiter darf der Regler nicht zu empfindlich sein, weil sonst ein Überregulieren eintritt und die Maschine nicht zur Ruhe kommt. Er erhält deshalb entsprechende Belastungen durch Hülsengewichte, oder besser, um die Trägheit der Massen auszuschalten, Federn oder Ölbremesen.

Eine andere Art sind die Flachregler (Abb. 228). Sie werden in Rädern (Schwungrädern) angeordnet und bestehen aus zwei Gewichten, die durch Federn belastet sind und beim Ausschwingen eine lose auf der Welle sitzende Exzentrerscheibe verstellen. Die meisten Steuerungsorgane (Ventile und Schieber) werden durch Exzenter angetrieben. Verändert sich die Lage der Exzentrerscheibe gegen die Welle, so wird auch die Bewegung der Exzenterstange beeinflusst. Diese Regler lassen sich in manchen Fällen vorteilhafter anbringen als die früheren.

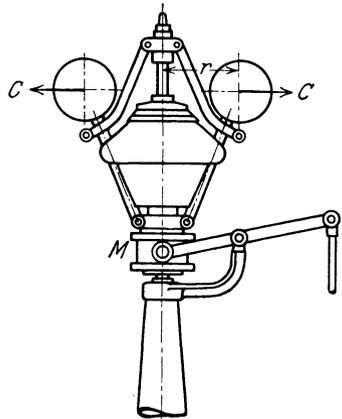


Abb. 227. Pendelregler.

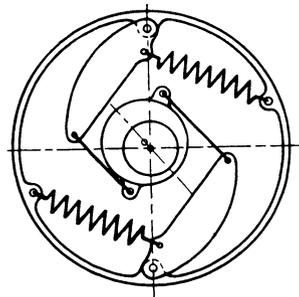


Abb. 228. Flachregler.

B. Wasserkraftmaschinen.

1. Wirkungsweise, Einteilung und Leistung.

Wasserräder. Die Wasserräder sind veraltet, für Neuanlagen werden sie nicht mehr gebaut. Sie sind aber noch in großer Zahl, namentlich im Mittelgebirge, vorhanden, wo sie die recht kleinen Wassermengen ausnutzen und dem Kleinbetriebe vorteilhafte Dienste leisten. Ihre Wirkung beruht vorzugsweise auf der Gewichtswirkung des Wassers (Energie der Lage oder potentielle Energie); ein Teil des in Zellen eingeteilten Radkranzes wird mit Wasser gefüllt, das durch sein Gewicht das Drehmoment hervorruft. Nach der Art der Lage des Wassereintritts unterscheidet man oberflächliche, mittel- oder rückenschlächtige und unterschlächtige Wasserräder.

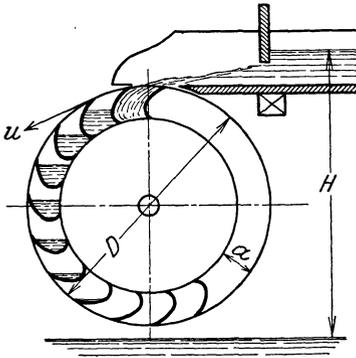


Abb. 229. Oberschlächtiges Rad.

Bei den oberflächlichen Rädern (Abb. 229) tritt das Wasser in die kübelartig ausgebildeten Zellen ein: der Raddurchmesser ist annähernd gleich dem Gefälle, wobei allerdings bei veränderlichen Wasserständen darauf Rücksicht zu nehmen ist, daß das Rad nicht im Unterwasser wadet. Bei einer Krantztiefe a , Breite b und Umfangsgeschwindigkeit u ist die Schluckmenge

$$Q = \lambda a b u,$$

wo $\lambda = \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ der Füllungsgrad ist, denn um einen vorzeitigen Austritt zu verhindern, dürfen die Zellen nur teilweise gefüllt sein.

Bei den mittel- oder rückenschlächtigen Rädern (Abb. 230) ist der Raddurchmesser größer als das Gefälle, so daß verhältnismäßig mehr Wasser aufgenommen werden kann. Um einen stoßfreien Wassereintritt zu erhalten, wird ein Kulisseneinlauf angeordnet, dessen Leitschaufeln die Wasserfäden richten. Umschließt man ferner das Rad mit

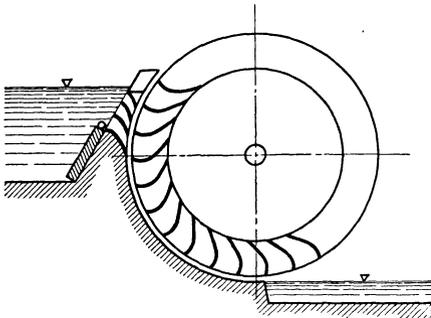


Abb. 230. Rückenschlächtiges Rad.

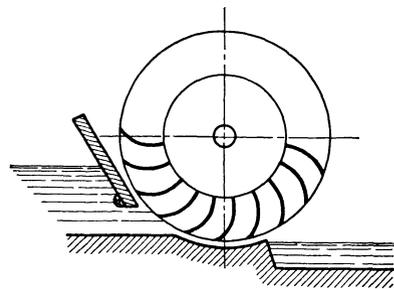


Abb. 231. Unterschlächtiges Rad.

möglichst kleinem Spalt durch ein Gerinne, so lassen sich höhere Füllungsgrade ($\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$) erreichen.

Bei den unterschlächtigen Rädern kann man die Zellen nicht mehr als Kübel, sondern nur noch als flache Schaufeln ausbilden. Sind diese gerade (Holz), so wirkt vorzugsweise der Wasserstoß beim Eintritt. Da hierdurch aber ein großer Energieverlust entsteht und der Wirkungsgrad schlecht (etwa 0,3) wird, so fertigt man besser die Schaufeln aus stetig gekrümmtem Eisenblech (Abb. 231), mit solchem Anfangswinkel, daß das Wasser stoßfrei

eintritt (Ponceletrad). Durch die Weiterbewegung auf der gekrümmten Schaufel wird es aus seiner Richtung abgelenkt und übt dadurch einen Schaufeldruck aus, der zusammen mit der Gewichtswirkung das Drehmoment liefert. Das Wasser kommt also im Rade nicht zur Ruhe, sondern durchströmt die Zelle hin und zurück. Das Ponceletrad bildet in dieser Wirkungsweise den Übergang zu den Turbinen.

Der Wirkungsgrad der Wasserräder wächst mit dem Gefälle und der Leistung, er erreicht 0,85, das ist ebensoviel wie bei den Turbinen. In dieser Hinsicht sind also die Wasserräder nicht rückständig. Dagegen ist ihr Hauptnachteil die Schwerfälligkeit. Räder für größere Gefälle als 15 m sind kaum ausführbar. Die Umfangsgeschwindigkeit kann wegen des Herausspritzens des Wassers durch die Fliehkräfte nur zu etwa 2 m/s gewählt werden; daraus ergibt sich eine sehr kleine Drehzahl, die z. B. bei einem Raddurchmesser von 12 m nur 3-minütlich beträgt. So kleine Drehzahlen sind für die in Betracht kommenden Arbeitsmaschinen praktisch nicht brauchbar, sie müssen durch Vorgelege (Zahnräder oder Riemen) erhöht werden, so daß ein Teil der Arbeit für deren Eigenwiderstände verbraucht wird. Weiter ist die Regelung des Ganges bei wechselnder Last sehr erschwert. Sie erfolgt tatsächlich nur von Hand durch Verstellen des Einlaßschützes, also in recht grober Weise. Alle diese Nachteile vermeiden die

Turbinen. Hier wird die Strömungsenergie des Wassers ausgenutzt, das Gefälle also vorzugsweise verbraucht, um die Wassermasse auf eine entsprechende Geschwindigkeit zu bringen. Die Geschwindigkeit eines „freien“, in den Luftraum austretenden Wasserstrahls hängt vom Gefälle ab und ist (Abb. 232)

$$c = \sqrt{2gH} \text{ m/s} \dots \dots \dots (1)$$

oder zur Erzeugung einer bestimmten Geschwindigkeit ist ein Gefälle (Geschwindigkeitshöhe) nötig von der Größe

$$H = \frac{c^2}{2g} \text{ m.} \dots \dots \dots (2)$$

Die durch den Mündungsquerschnitt F fließende Wassermenge ist

$$Q = Fc \text{ cbm/s.} \dots \dots \dots (3)$$

Mit großer Geschwindigkeit strömt das Wasser in die Turbine ein, wird hier allmählich angehalten, also abgebremst, bis es mit ganz kleiner Geschwindigkeit austritt. Diese Bremsarbeit des Wassers bildet die Nutzarbeit für die Turbine; sie wird aufgenommen von Schaufeln, die sich dem Wasserstrom entgegenstellen und unter dessen Druck sich weiterbewegen. Es kommt darauf an, dem Wasser möglichst alle Geschwindigkeit zu entziehen und ihm nur soviel zu lassen, daß es ohne Stauung die Turbine verlassen kann.

Den einfachsten Fall der Arbeitsübertragung erhält man durch eine ebene Schaufel (Abb. 233), die man dem Wasser normal zu seiner Bewegungsrichtung entgegenstellt. Durch den Anprall der Wasserteilchen wird die Energie plötzlich vernichtet, aber durch Stoß, also mit einem recht großen Arbeitsverlust. Um einen besseren Wirkungsgrad zu erhalten, muß das Wasser möglichst stoßfrei die Schaufel beaufschlagen und allmählich abgebremst werden. Dies geschieht durch gekrümmte Schaufeln, an denen es entlang strömt; durch die stetige Ablenkung entsteht der Schaufeldruck.

Eine Masse $d m$ (Abb. 234) bewege sich mit der Bahngeschwindigkeit w

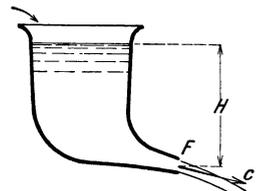


Abb. 232. Gefälle und Geschwindigkeit.

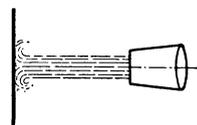


Abb. 233. Strahl durch Stoßwirkung.

an einer Schaufel entlang, deren Druck in der Richtung des Pfeils gemessen werden soll. Die in diese Richtung fallende Komponente von w sei

$$w_u = w \cos \beta \dots (4)$$

Infolge der Bahnkrümmung ändert sie sich dauernd, es entsteht demnach in dieser Richtung eine Beschleunigung; die Beschleunigungskraft ist der Schaufeldruck in der Bewegungsrichtung, also

$$dP = dm \cdot \frac{dw_u}{dt}$$

Handelt es sich nun um eine stetige Wasserströmung von der sekundlichen Masse M oder Wassermenge Q (cbm/s) und Wassergewicht γQ (kg), also

$$M = \frac{\gamma Q}{g} = \frac{dm}{dt}$$

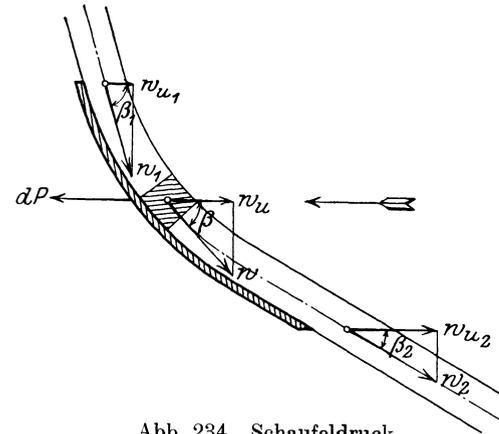


Abb. 234. Schaufeldruck.

so wird der gesamte Schaufeldruck in der angegebenen Richtung

$$P = \frac{\gamma Q}{g} \int dw_u = \frac{\gamma Q}{g} (w_{u2} - w_{u1}) = \frac{\gamma Q}{g} (w_2 \cos \beta_2 - w_1 \cos \beta_1) \dots (5)$$

Die Schaufel selbst gehört nun einem beweglichen System, einem Rade, an und weicht unter dem Schaufeldruck aus.

Bei einer beweglichen Schaufel (Abb. 235) ist die Bahngeschwindigkeit w die relative Geschwindigkeit. Bewegt sich die Schaufel mit der Geschwindigkeit u (Umfangsgeschwindigkeit des Rades), so ist die absolute Geschwindigkeit c des Wassers die Resultierende aus w und u , also für den Eintritt c_1 und Austritt c_2 oder in der Bewegungsrichtung der Schaufel c_{u1} bzw. c_{u2} . Diese

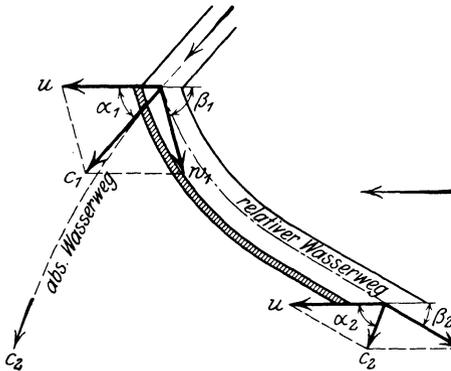


Abb. 235. Bewegte Schaufel.

Bedingung, daß die drei Geschwindigkeiten sich zu einem Parallelogramm zusammensetzen oder unter sich nach Lage und Größe geschlossene Dreiecke bilden, muß erfüllt sein, weil andernfalls ein Stoß auftritt, der entsprechende Arbeitsverluste zur Folge hat. Aus

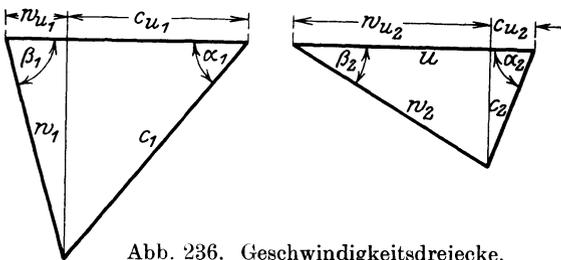


Abb. 236. Geschwindigkeitsdreiecke.

den Geschwindigkeitsdreiecken für den Eintritt und Austritt (Abb. 236) folgt

$$w_{u1} + c_{u1} = u = w_{u2} + c_{u2},$$

$$w_{u2} - w_{u1} = c_{u1} - c_{u2},$$

$$P = \frac{\gamma Q}{g} (c_{u1} - c_{u2}) = \frac{\gamma Q}{g} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) \dots (6)$$

Das Rad nimmt die Arbeit $P u$ (mkg/s) auf, und diese wird erzeugt durch Wassermenge Q und wirksames Gefälle εH , wo ε den hydraulischen Wirkungsgrad bedeutet, durch den also die Strömungsverluste (Reibung usw.) berücksichtigt sind. Demnach wird

$$P u = \gamma Q \varepsilon H,$$

$$g \varepsilon H = u (c_{u1} - c_{u2}) = u (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2). \dots (7)$$

Diese Gleichung hat zur Voraussetzung, daß für alle Schaufelelemente sowohl u wie w konstant sind, was nicht für alle Turbinenarten zutrifft. Im letzteren Falle bedarf sie noch der Ergänzung. Dagegen enthält sie die maßgebenden Größen und läßt deren Einfluß erkennen. Da die Eintrittsgeschwindigkeit c_1 vom Gefälle abhängt, kann das erste Glied der Klammer nur durch $\cos \alpha_1$ beeinflusst werden; um es groß zu machen, muß also das Wasser unter einem möglichst spitzen Winkel α_1 in das Laufrad eintreten. Ferner ist $c_2 \cos \alpha_2$ möglichst klein zu machen, und das geschieht, wenn $\cos \alpha_2 = 0$, $\alpha_2 = 90^\circ$, $c_2 \perp u$. Meist konstruiert man so, daß $c_2 \perp u$ wird, dann lautet die vereinfachte Arbeitsgleichung

$$g \varepsilon H = u c_{u1} = u c_1 \cos \alpha_1. \dots (8)$$

Noch vollkommener wäre es, wenn man $c_2 = 0$ machen würde, also dem Wasser die ganze Geschwindigkeit entzöge, indem man die Schaufel so formt, daß w_2 in die Richtung von u fällt. Das ist aber praktisch nicht möglich, weil dann das Wasser nicht aus der Turbine heraus kann, sondern sich im Austrittsquerschnitt staut. Es muß also noch eine Austrittsgeschwindigkeit c_2 übrig bleiben, deren Anteil an Gefällhöhe $\frac{c_2^2}{2g}$ nicht ausnutzbar, sondern als Austrittsverlust zu buchen ist. Ein weiterer Teil H_w des Gefalles wird zur Überwindung der Bewegungswiderstände in den Durchflußkanälen der Turbine verbraucht, und zwar durch Reibung an den Wandungen, Richtungs- und Querschnittsänderungen und Wirbelbildungen. Demnach steht für die Arbeitsleistung nur ein Teil ε des vorhandenen Gefalles zur Verfügung; es ist also mit Bezugnahme auf Abb. 237

$$\varepsilon H = H - H_w - \frac{c_2^2}{2g} \dots (9)$$

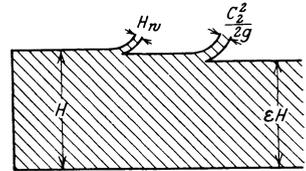


Abb. 237. Energiebild.

ε ist der hydraulische Wirkungsgrad; er bewegt sich bei guten Ausführungen in den Grenzen von 0,85 bis 0,94. Hiervon entfallen auf den Austrittsverlust $\frac{c_2^2}{2g}$ etwa 3 bis 8%, also

$$\frac{c_2^2}{2g} = 0,03 \text{ bis } 0,08 H. \dots (10)$$

Der Wert H stellt das der Turbine zur Verfügung stehende Gefälle (Nettogefälle) dar und ist kleiner als der Höhenunterschied zwischen Unter- und Oberwasser (Bruttogefälle). Denn auf dem Wege vom Ober- zum Unterwasser hat das fließende Wasser noch Widerstände (Reibung, Richtungs- und Querschnittsänderungen usw.) zu überwinden, deren Größe von der baulichen Gestaltung der Wasserwege, insbesondere Länge und Querschnitt, abhängt und nicht der Turbine zur Last geschrieben werden kann. Von diesem Gefälle H leistet nur der Teil εH nutzbare Arbeit an der Schaufel.

Alle Turbinen haben stetig gekrümmte Schaufeln, die am Umfang eines Rades in sehr mannigfacher Weise angeordnet werden können. Die ver-

schiedenen Bauarten unterscheiden sich durch die Art der Beaufschlagung nach Menge (teilweise und volle Beaufschlagung) und Richtung (tangential, axial und radial). Die Turbinen werden heute fast ausschließlich zur elektrischen Stromerzeugung benutzt, da sie meist in Gegenden liegen, wo die mechanische Energie keine unmittelbare Verwendung finden kann, sondern erst durch eine elektrische Fernübertragung verteilt werden muß. Solche Anlagen stehen unter sehr starken Belastungsschwankungen; hierfür kommen nur Turbinen in Frage, die der wechselnden Last schnell folgen können, also eine hohe Regulierfähigkeit besitzen. Diesen Forderungen entsprechen am besten die Becher- oder Löffelturbinen (Peltonräder) und die Francis-Turbinen.

Leistung. Von einer vorhandenen Wasserkraft kann durch die Maschine nur ein Teil η in nutzbare Arbeit verwandelt werden, der übrige Teil wird zur Überwindung der hydraulischen und mechanischen Widerstände verbraucht. Mit Bezugnahme auf Gl. 3, S. 98 ist demnach die effektive Leistung an der Maschinenwelle

$$N_e = \eta \frac{\gamma Q H}{75} = \eta \frac{1000 \cdot Q H}{75} \text{ PS}_e \dots \dots \dots (11)$$

Es bedeutet:

Q die Wassermenge in cbm/s,

H das der Maschine zur Verfügung stehende Gefälle in m (Nettogefälle),

η der gesamte Wirkungsgrad, der die hydraulischen (ϵ) und mechanischen Verluste (Lagerreibung usw.) in sich schließt; er liegt bei besseren Maschinen in den Grenzen von 0,7 bis 0,87.

Für Überschlagsrechnungen kann gesetzt werden

$$\eta = 0,75 \quad N_e = 10 Q H \text{ PS}_e = 7 Q H \text{ kW} \dots \dots \dots (12)$$

Regelung der Leistung. Um bei wechselndem Arbeitsbedarf die Maschine bei unveränderter Geschwindigkeit im Gleichgewicht zu halten, muß die zufließende Energie geändert werden. Das ist nach Gl. 12 möglich durch Änderung von Q oder H . Eine Änderung des Gefalles kann praktisch nicht durchgeführt werden, es bleibt also nur übrig, die Wassermenge zu drosseln. Die hierzu nötigen Absperrorgane benötigen große Verstellkräfte, die von

einem selbsttätigen Fliehkraftregler (vgl. S. 101) unmittelbar nicht hergegeben werden können. Es muß deshalb eine Hilfskraft zwischengeschaltet werden, die vom Regler ausgelöst wird. Dies geschieht durch den sog. Servomotor (Abb. 238). Der Kolben eines Arbeitszylinders wirkt mit seiner (nach unten gehenden) Kolbenstange auf die Drosselorgane ein; seine Bewegung wird durch eine Druckflüssigkeit (meist Öl) bewirkt, die durch den Kolben eines Steuerzylinders auf der einen Seite zu-, auf der andern abgeleitet wird.

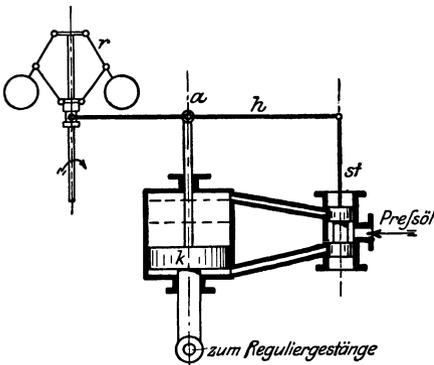


Abb. 238. Servomotor.

Der Steuerkolben schließt in seiner Normallage die Verbindungen nach dem

Arbeitszylinder ab. Hebt sich der Regler r infolge schnelleren Ganges, so wird durch den Reglerhebel h mit a als Festpunkt der Steuerkolben st verschoben und dem Arbeitszylinder Druckflüssigkeit zugeführt. Durch die Bewegung des Arbeitskolbens wird nach rückwärts durch a und h der Steuerkolben wieder in seine Normallage zurückgeführt. Als Druckflüssigkeit kann

bei hohem Gefälle unmittelbar das Aufschlagwasser benutzt werden, sonst wird der Druck durch eine Pumpe erzeugt; in diesem Falle wird der guten Schmierfähigkeit wegen Öl gewählt.

2. Becher- oder Löffelturbinen.

Anordnung und Wirkungsweise. Die Becherturbine (Abb. 239), von dem Amerikaner Pelton entwickelt, besitzt am Umfang eines Rades löffelartige Doppelschaufeln, die von einem frei aus der Düse austretenden Wasserstrahl beaufschlagt werden. Das Wasser trifft tangential zum Rade die scharfe Kante des Bechers (Abb. 240), wird durch sie in zwei Strahlen geteilt und an den gekrümmten Schaufeln nach den Seiten abgelenkt. Das austretende Wasser gelangt durch freien Fall in den Unterwassergraben; dieser Teil des Gefalles wird also nicht ausgenutzt. Da aber diese Turbinen wegen ihrer teilweisen Beaufschlagung nur für kleine Wassermengen in Frage kommen und daher nur für große Gefälle (über 50 m) vorteilhaft sind, spielt der Gefällverlust keine große Rolle, wenn man sie möglichst nah dem Unterwasser aufstellt.

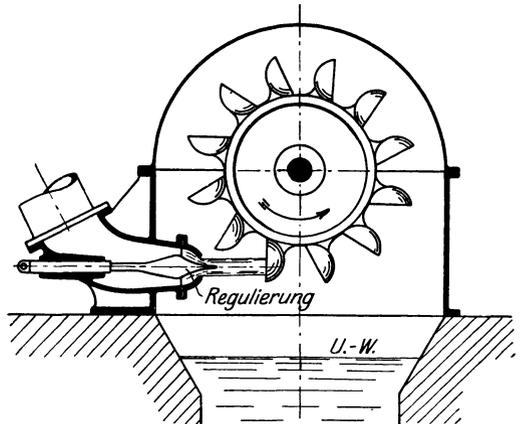


Abb. 239. Becherturbine.

Das Laufrad besteht aus einer vollen, aus Stahl geschmiedeten Scheibe, die am Rande mit Bechern aus Stahlguß oder Bronze besetzt ist (Abb. 241).

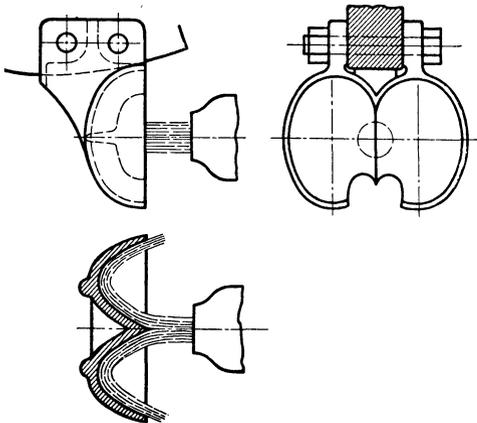


Abb. 240. Becher.



Abb. 241. Becherrad.

Es läuft in einem unten offenen Schutzgehäuse aus Gußeisen oder Blech und stützt sich auf außen liegende Lager. Das Wasser wird stets durch eine Rohrleitung zugeführt und durch eine oder mehrere Düsen (Abb. 242) auf das Rad geleitet. Von den verschiedenen Formen und Regulierungsarten der Düsen haben sich die mit runder Öffnung und Nadelregelung am besten bewährt. Die Nadel wird durch den Servomotor (vgl. S. 106) bewegt und dadurch die Strahldicke nach der jeweiligen Belastung eingestellt. Bei sehr schnellem

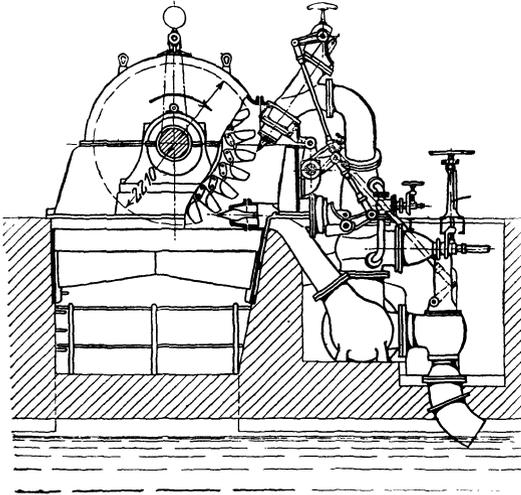


Abb. 242. Becherturbine.

Schließen der Nadel kann bei hohem Gefälle in der Rohrleitung ein gefährlicher Staudruck entstehen; es müssen daher Entlastungsvorrichtungen vorgesehen werden, die heute meist so eingerichtet sind, daß gleichzeitig ein Auslaß nach dem Unterwasser geöffnet wird, der sich langsam wieder schließt.

Geschwindigkeitsverhältnisse. Der aus der Düse austretende Strahl ist ein „freier“ Strahl, denn er tritt frei in die Luft aus, und besitzt die volle, dem Drucke entsprechende Strömungsenergie. Mit der Geschwindigkeit c_1 (Abb. 243) tritt er gegen die Schaufel, gleitet an ihr ab,

indem er sie, wie der absolute Wasserweg zeigt, vor sich schiebt, und verläßt sie mit der kleinen Geschwindigkeit c_2 . Die auf das Rad übertragene Arbeit ist also für die Gewichtseinheit (1 kg Wasser)

$$A = \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \dots (13)$$

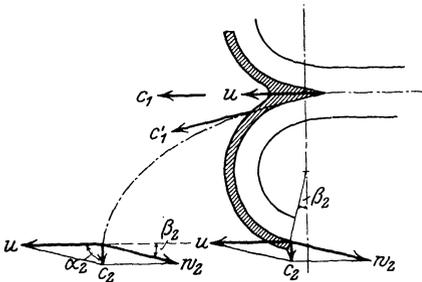


Abb. 243. Geschwindigkeiten.

Die relative Geschwindigkeit an der Schaufel ist, wenn von Reibungsverlusten abgesehen wird, unverändert, also $w_1 = w_2$. Da ferner auch die Schaufelgeschwindigkeit u (Umfangsgeschwindigkeit) konstant ist, so sind die Bedingungen der Gl. 7, S. 105 erfüllt. Unter der Annahme eines tangentialen Eintritts in die Schaufel ($\alpha_1 = 0$) und eines senkrechten Austritts ($c_2 \perp u, \alpha_2 = 90^\circ$) lautet sie (Gl. 8)

$$g \varepsilon H = u c_1 \dots (14)$$

Da nun annähernd

$$c_1 = \sqrt{2 g \varepsilon H} \text{ ist (genauer } \sqrt{2 g H},$$

wird

$$u = \frac{c_1}{2} \cong \frac{1}{2} \sqrt{2 g H} \dots (15)$$

Da jedoch die Eintrittskante nicht messerscharf gemacht werden kann, so findet in Wirklichkeit ein kleiner Stoßverlust statt, und es beträgt u erfahrungsgemäß nur

$$u = 0,44 \text{ bis } 0,47 c_1 \dots (16)$$

Für die Geschwindigkeit c_1 sind die Verluste in der starken Verengung der Düse zu berücksichtigen. Es kann gesetzt werden

$$c_1 = \varphi \sqrt{2 g H}, \dots (17)$$

$$\varphi = 0,94 \text{ bis } 0,98.$$

Der Austrittsverlust $\frac{c_2^2}{2g}$ läßt sich in den Grenzen von 0,03 bis 0,06 H halten.

Jedes Gefälle verlangt eine bestimmte Umfangsgeschwindigkeit, wenn die Turbine mit den kleinsten Verlusten oder dem besten Wirkungsgrad arbeiten soll. Hieraus folgt die minutliche Drehzahl n bei einem mittleren Schaufelkranzdurchmesser D (m)

$$n = \frac{60 u}{\pi D} \dots \dots \dots (18)$$

Um eine hohe Drehzahl zu erhalten, die ja im allgemeinen angestrebt wird, muß der Raddurchmesser klein werden. Die Grenze liegt in der praktischen Ausführungsmöglichkeit, und zwar zeigt die Erfahrung, daß der Raddurchmesser mindestens das Achtfache der Strahldicke betragen muß. Um noch kleinere Räder zu bekommen, muß man die Strahldicke verkleinern, indem man mehrere Düsen anordnet (möglich bis vier), die sich in die Wassermenge teilen oder mehrere Räder auf dieselbe Welle setzt, von denen jedes durch mehrere Strahlen beaufschlagt werden kann.

3. Francis-Turbinen.

Bauart. Die Francis-Turbine¹⁾ (Abb. 244) arbeitet mit voller Beaufschlagung, d. h. alle Zellen des Laufrades werden vom Wasser durchströmt; sie kann daher große Wassermengen verarbeiten. Das Wasser fließt in radialer Richtung von außen nach innen durch das Rad. Um es stoßfrei eintreten zu lassen, muß es unter einem bestimmten Winkel zufließen; das wird durch

Leitschaufeln erreicht, die sich als ein geschlossener Kranz (Leitrad) um das Laufrad mit schmalen Spalt herumlegen.

Die Turbine besteht also aus einem inneren beweglichen Rad, dem Laufrad, und einem äußeren festen Rad, dem Leitrad. Beide Räder haben zwischen ihren Radscheiben gekrümmte Schaufeln.

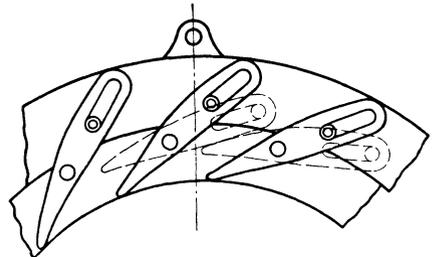
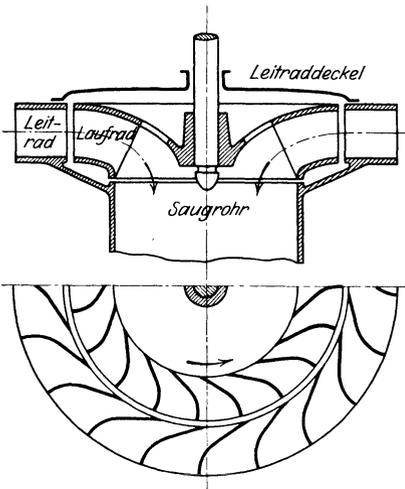


Abb. 244. Francis-Turbine.

Abb. 245. Drehschaufeln.

Die Francis-Turbine ist ferner eine Überdruckturbine (Preßstahl-turbine), d. h. beim Eintritt in das Laufrad ist noch nicht die dem Gefälle entsprechende Geschwindigkeit erreicht, weil die Querschnitte nach dem Austritt enger werden. Infolge des noch vorhandenen Überdrucks (Stauung) sind alle Zellen mit Wasser angefüllt, und es kann das Laufrad im Unterwasser laufen oder, was dasselbe ist, es kann eine geschlossene luftdichte Verbindung (Saugrohr) für das abfließende Wasser bis zu 7 m Höhe (Saughöhe) nach dem Unterwasser angelegt werden, so daß das ganze Gefälle ausgenutzt wird, was für kleine Gefälle besonders wichtig ist.

Eine weitere Eigenart der Francis-Turbine ist die Art der Regelung. Die Leitschaufeln (Abb. 245) sind drehbar in Zapfen gelagert und so an einen

¹⁾ Die Turbine ist 1849 von dem Amerikaner Francis konstruiert, aber in ihrer heutigen Form in wesentlichen Teilen umgestaltet.

Ring angeschlossen, daß durch dessen Drehung alle Schaufeln verstellt, also die Durchflußweite geändert werden kann. Diese Bewegung wird durch den Servomotor (Abb. 238) veranlaßt.

Aufstellungsarten. Bei kleinen Gefällen bis etwa 10 m stellt man die Turbine in einen offenen Schacht, der meist in Beton ausgeführt wird. Durch ein Schütz wird die Kammer abschließbar und die Turbine bequem zugänglich gemacht. Bei sehr kleinen Gefällen muß das Turbinenrad liegend, also

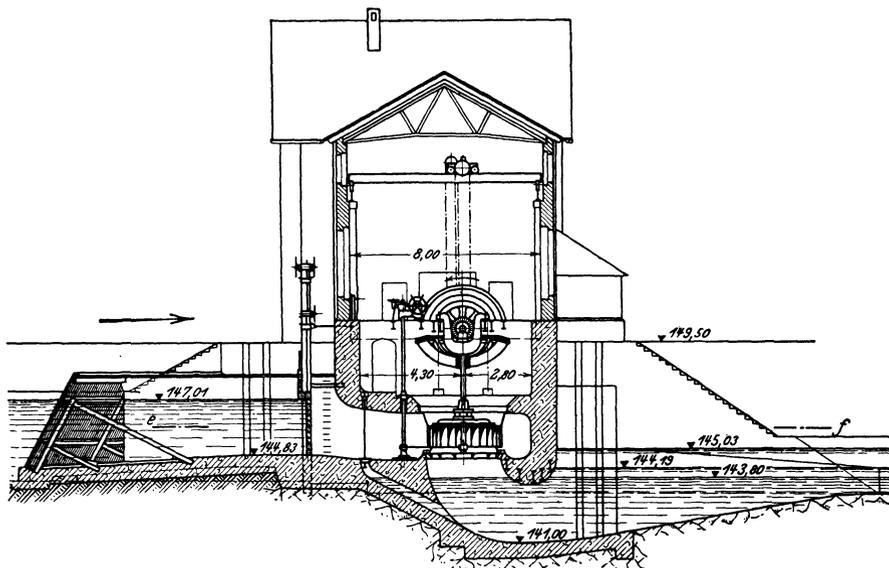


Abb. 246. Turbine mit stehender Welle.

die Welle stehend angeordnet werden (Abb. 246), das Saugrohr wird vielfach in Beton ausgeführt und nach dem Abflußgraben so gekrümmt, daß keine Stauungen eintreten. Für die Antriebsmaschine geht man zweckmäßig durch ein Kegelräderpaar auf eine liegende Welle über. Die Turbinenwelle wird

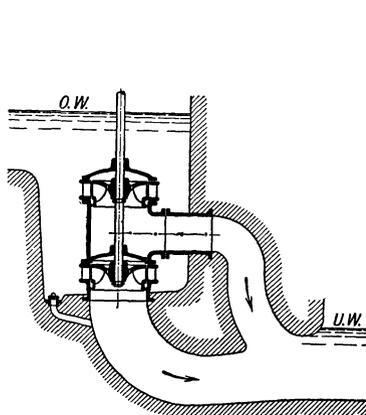


Abb. 247. Stehende Doppelturbine.

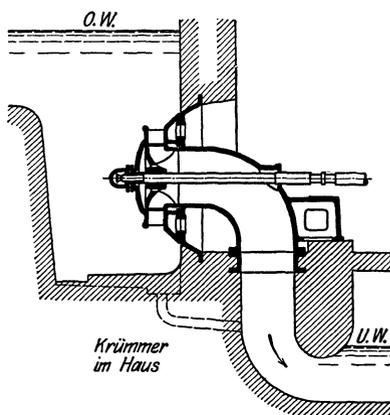


Abb. 248. Liegende Turbine.

oben in einem Kugel- oder Ringspurlager aufgehängt und unten in einem Halslager geführt. Da die Drehzahlen bei kleinen Gefällen meist niedriger werden als erwünscht ist, kann man sie durch Anordnung mehrerer Räder

auf derselben Welle erhöhen (Abb. 247), die sich in die Wassermenge teilen und demnach einen kleineren Durchmesser erhalten können, als ein einziges Rad erfordert.

Wenn es die örtlichen Verhältnisse gestatten, baut man auch im offenen Schacht die Turbinen mit liegender Welle ein (Abb. 248), da dann die Lagerung und die Antriebsverhältnisse günstiger werden. Auch hier lassen sich Doppelturbinen verwenden (Abb. 249).

Bei größerem Gefälle werden gemauerte Schächte zu teuer. Das Wasser muß durch eine Rohrleitung zugeführt werden. Die Turbine wird in ein gußeisernes oder schmiedeeisernes Gehäuse gesetzt (Abb. 250), das sich spiralförmig (Spiral-
turbine) um das Leitrad legt; tangential wird das Druckrohr nach dem Oberwasser und zentral das Saugrohr nach dem Unterwasser angeschlossen.

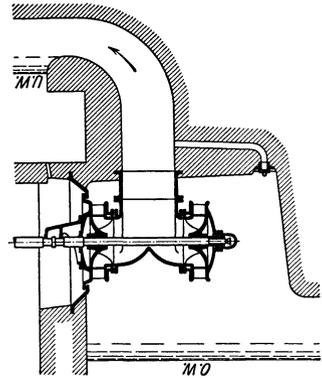


Abb. 249. Liegende Doppelturbine.

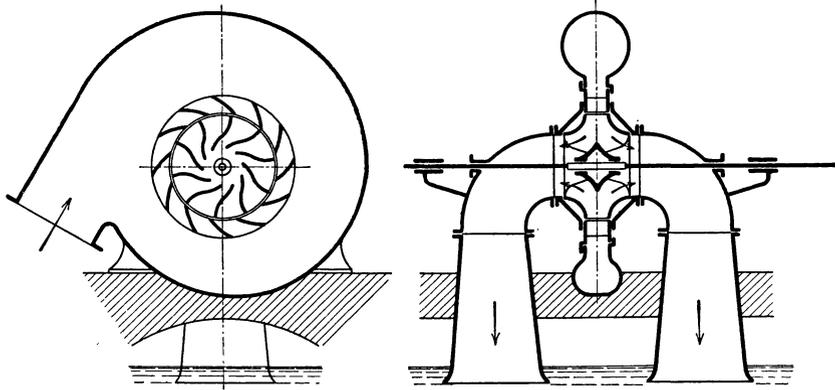


Abb. 250. Spiralturbine.

Energieumsetzung. Aus dem Leitrad tritt das Wasser mit der Geschwindigkeit c_1 (Abb. 251) in das Lauf-
rad ein, deren Richtung durch den Leitschaufelwinkel α_1 festgelegt ist. Die Laufschaufel wird nunmehr vom Wasserstrom gefaßt; er schiebt sie vor sich her und gleitet gleichzeitig, wie der absolute Wasserweg erkennen läßt, an der Schaufel ab, um sie mit so kleiner Geschwindigkeit c_2 zu verlassen, als zum Durchfließen des Saugrohrs erforderlich ist. Die hierfür verbrauchte Druckhöhe ist

$$H_a = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \quad (19)$$

Da nun bei der Francis-Turbine der Austritts-
querschnitt des Lauf-
rades kleiner als der

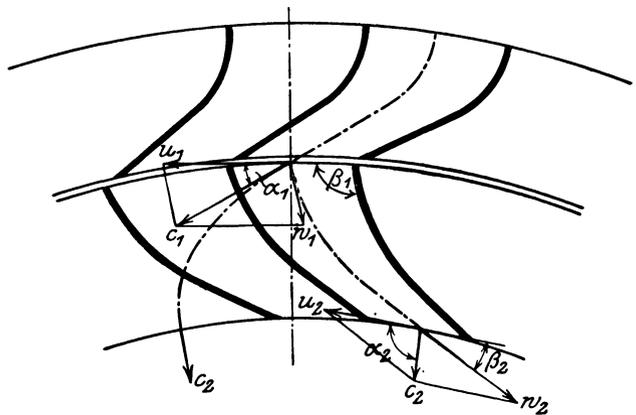


Abb. 251. Geschwindigkeitsverhältnisse.

Eintrittsquerschnitt ist, so ist beim Eintritt noch nicht das ganze Gefälle in Geschwindigkeit umgesetzt ($c_1 < \sqrt{2gH}$), sondern es bleibt noch ein Teil als Überdruck ($H - \frac{c_1^2}{2g}$) verfügbar, der erst im Laufrad frei wird. Dieser bewirkt zunächst die Beschleunigung des Wassers im Laufrad, also eine Erhöhung der relativen Geschwindigkeit ($w_2 > w_1$). Die hierfür erforderliche Druckhöhe ist

$$H_r = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \dots \dots \dots (20)$$

Der Rest des Überdrucks wird verbraucht, um die im Wasser auftretenden Fliehkräfte zu überwinden, die durch die Drehung des Rades entstehen. Dieser Betrag ist

$$H_c = \frac{u_1^2 - u_2}{2g} \dots \dots \dots (21)$$

Die Fliehkraft ist

$$C = \gamma \frac{Q}{g} \omega^2 r,$$

wenn bedeutet

- $\gamma \frac{Q}{g}$ die sekundlich zuströmende Wassermasse,
- $\omega = \frac{u}{r}$ die Winkelgeschwindigkeit,
- r der Halbmesser für die Maße $\gamma \frac{Q}{g}$.

Die Arbeit ist

$$A = \gamma Q H_c = \int_{r_2}^{r_1} \gamma \frac{Q}{g} \omega^2 r dr = \gamma \frac{Q}{g} \omega^2 \frac{r_1^2 - r_2^2}{2} = \gamma \frac{Q}{g} \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}.$$

Der Anteil an Gefällhöhe ist also

$$H_c = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}.$$

Demnach gilt für die ganze in Arbeit umgesetzte Gefällhöhe

$$H_a + H_r + H_c = \varepsilon H = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \dots \dots (22)$$

Für den stoßfreien Ein- und Austritt des Wassers muß die absolute Geschwindigkeit c die Resultierende aus der relativen w und Umfangsgeschwindigkeit u sein. Aus den Geschwindigkeitsdreiecken (Abb. 252 u. 253) ergibt sich

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1, \dots \dots \dots (23)$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2, \dots \dots \dots (24)$$

wenn für den Austritt zur Vereinfachung $\alpha_2 = 90^\circ$, $c_2 \perp u_2$ gesetzt wird. Das Einsetzen dieser Werte in Gl. 22 führt zu der Hauptgleichung

$$\varepsilon g H = c_1 u_1 \cos \alpha_1 \dots \dots \dots (25)$$

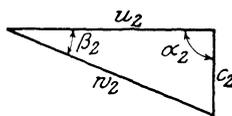
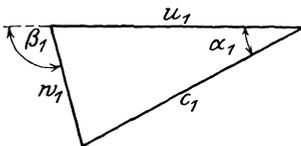


Abb. 252. Eintrittsdreieck.

Abb. 253. Austrittsdreieck.

Um die weiteren Betrachtungen zu vereinfachen, sollen ε und $\cos \alpha_1$ einander gleichgesetzt werden, denn beide Größen halten sich bei praktischen Ausführungen in engen Grenzen und weichen nur wenig von 1 ab.

Dann entsteht

$$g H = c_1 u_1 \dots \dots \dots (26)$$

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck (Abb. 252) folgt

$$\frac{c_1}{u_1} = \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} \dots \dots \dots (27)$$

Nutzt man zur Erzeugung von c_1 das volle zur Verfügung stehende Gefälle aus, so wird

$$c_1 = \sqrt{2gH}, \quad u_1 = \frac{1}{2} c_1 \text{ (Gl. 26)}, \quad \beta_1 \cong 2\alpha_1 \text{ (Gl. 27)}.$$

Da aber für diese Turbinen die Bedingung gilt, daß im Eintrittsquerschnitt noch ein Überdruck vorhanden ist, damit das ganze Rad mit Wasser angefüllt ist und im Unterwasser laufen kann, muß sein

$$c_1 < \sqrt{2gH}, \quad u_1 > \frac{1}{2} \sqrt{2gH}, \quad \beta_1 > 2\alpha_1.$$

Durch die Wahl des Schaufelwinkels $\beta_1 > 2\alpha_1$ wird dies Ziel erreicht, denn je stärker der eintretende Wasserstrom durch die Laufschaufel abgelenkt wird, um so mehr staut er sich.

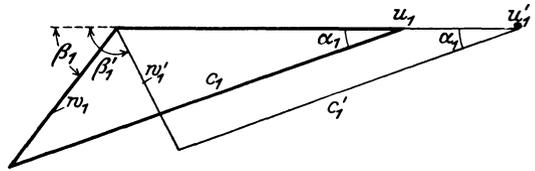


Abb. 254. Eintrittsdreiecke.

Die Beziehungen lassen sich sofort aus dem Geschwindigkeitsdreieck erkennen. Vergrößert man u_1 auf u_1' (Abb. 254) und trägt unter dem gleichen Eintrittswinkel α_1 die hierzu gehörige neue Geschwindigkeit c_1' (Gl. 26) auf, so ist durch die Schlußlinie w_1' nach Lage und Größe festgelegt. Man erkennt, daß der Schaufelwinkel β_1 größer geworden ist als früher.

Bei praktischen Ausführungen sind die Grenzwerte etwa

$$c_1 = 0,47 \sqrt{2gH}, \quad u_1 = 0,96 \sqrt{2gH}.$$

In diesen Grenzen kann man die Größe von c_1 und u_1 aus den gewählten Schaufelwinkeln bestimmen. Es folgt aus Gl. 25 und 27

$$c_1 = \sqrt{g \varepsilon H} \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1) \cos \alpha_1} \quad (28)$$

$$u_1 = \sqrt{g \varepsilon H} \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin \beta_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{g \varepsilon H} \left(1 - \frac{\text{tg } \alpha_1}{\text{tg } \beta_1}\right) \quad (29)$$

Der Eintrittswinkel α_1 wird möglichst klein gemacht, etwa $\alpha_1 = 15$ bis 20° . Der hydraulische Wirkungsgrad ε liegt in den Grenzen von 0,85 bis 0,94.

Francis-Räder können für verschiedene Schnellläufigkeit konstruiert werden, und zwar wird der schnellere Gang im wesentlichen durch Vergrößerung des Schaufelwinkels β_1 erreicht. Räder, die nur wenig schneller als Freistrahlturbinen $u_1 = \frac{1}{2} \sqrt{2gH}$, $\beta_1 = 2\alpha_1$ (Gl. 27) laufen, heißen Langsamläufer, solche, die in der Nähe der größten durch die praktische Ausführungsmöglichkeit bedingten Schnelligkeit liegen, Schnellläufer. Dazwischen stehen mit etwa

$$u_1 = 0,58 \text{ bis } 0,78 \sqrt{2gH}$$

die Normalläufer.

Die Abhängigkeiten zwischen u_1 und c_1 sind in Abb. 255 gemäß Gl. 26 aufgetragen.

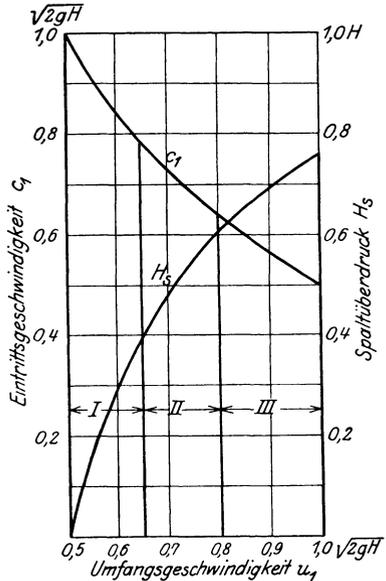


Abb. 255. Schnellläufigkeit.

- I Langsamläufer,
- II Normalläufer,
- III Schnellläufer.

Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 kann in den Grenzen von 0,5 bis $1,0 \sqrt{2gH}$ gewählt werden; je größer sie sein soll, um so mehr muß c_1 herabgesetzt werden (Gl. 26). Damit wächst aber der Überdruck beim Eintritt in das Laufrad

$$H_s = H - \frac{c_1^2}{2g}, \dots \dots \dots (30)$$

der sich als Spaltdruck unangenehm bemerkbar macht. Um Wasserverluste durch den Spalt möglichst einzuschränken, muß er so klein gemacht werden, als es die Werkstattsausführung eben zuläßt. Außerdem ruft der Überdruck erhöhte Reibung des Wassers an den Wandungen hervor; Schnellläufer haben einen schlechteren Wirkungsgrad als Langsamläufer. Der Spaltdruck steigt bei Schnellläufern bis auf 0,76 H und liegt bei Normalläufern etwa zwischen 0,4 und 0,6 H.

In neuester Zeit sind von Prof. Kaplan von der Deutschen Technischen Hochschule in Brünn Laufräder entworfen und geprüft, die die bisherigen Grenzen der Schnellläufigkeit weit überschreiten¹⁾. Der Wirkungsgrad ist bei Vollbelastung gut, fällt aber bei Teilbelastungen schnell ab. Umfangreiche Versuche stehen noch bevor. Auch in Amerika sind ähnliche Turbinen ausgeführt. Erfolge in dieser Hinsicht können die Anlagekosten von Niederdruckanlagen wesentlich herabsetzen.

Radformen und Radgrößen. Wie vorher gezeigt, ist durch das Gefälle die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades in den Grenzen der Schnellläufigkeit festgelegt. Für einen Laufraddurchmesser D_1 ergibt sich die minutliche Drehzahl

$$n = \frac{60 u_1}{\pi D_1} \dots \dots \dots (31)$$

Kleinere Räder ergeben unter sonst gleichen Verhältnissen größere Drehzahlen. Die Radbreiten ergeben sich aus der für alle Querschnitte geltenden Beziehung

$$\text{Wassermenge} = \text{Querschnitt} \times \text{Geschwindigkeit.}$$

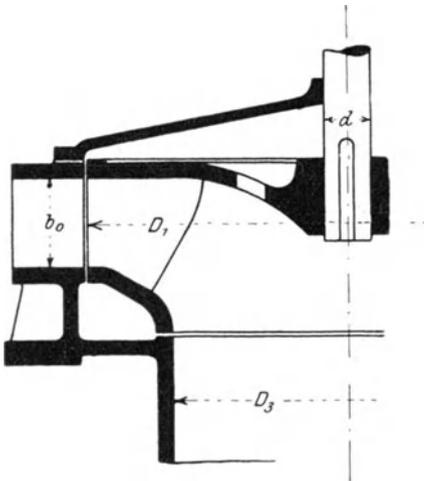


Abb. 256. Langsamläufer.

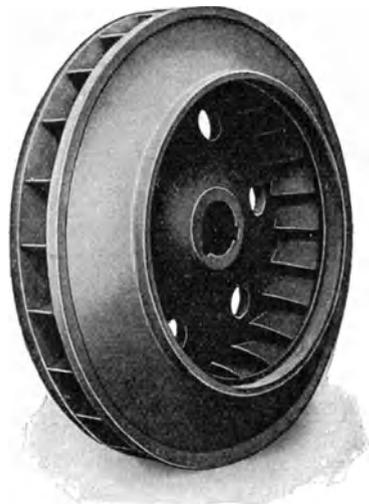


Abb. 257. Langsamläufer.

Das aus der Turbine ausströmende Wasser ist durch das Saugrohr abzuführen. Sein Querschnitt ergibt sich aus der Austrittsgeschwindigkeit. Man entwirft den Schaufelplan so, daß etwa wird

$$c_2 = \sqrt{2g(0,04 \text{ bis } 0,08)H} \dots \dots \dots (32)$$

¹⁾ Oesterlen: Schnelllaufende Wasserturbinen. Z. d. V. d. I., 1921, S. 403.

Turbinen für große Gefälle müssen als Langsamläufer konstruiert werden und außerdem große Raddurchmesser erhalten, damit die Drehzahl nicht zu hoch wird. In solchen Rädern (Abb. 256 und 257) strömt das Wasser in annähernd radialer Richtung, es ist $D_1 > D_3$.

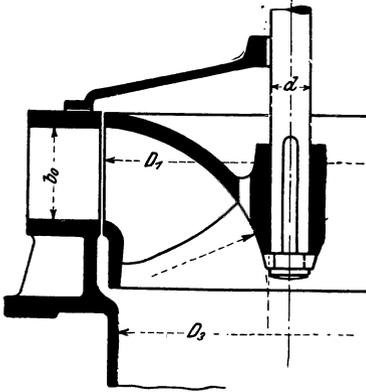


Abb. 258. Normalläufer.

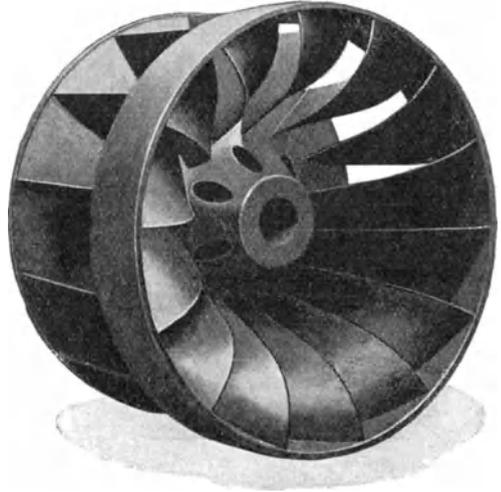


Abb. 259. Normalläufer.

Bei Normalläufern (Abb. 258 und 259) ist meist $D_1 = D_3$ und bei Schnelläufern (Abb. 260 und 261) $D_1 < D_3$; die Schaufeln werden so geformt, daß die Wasserfäden sich allmählich in die Richtung der Achse stellen. Ein sehr wirksames Mittel, um die Drehzahl noch weiter zu erhöhen,

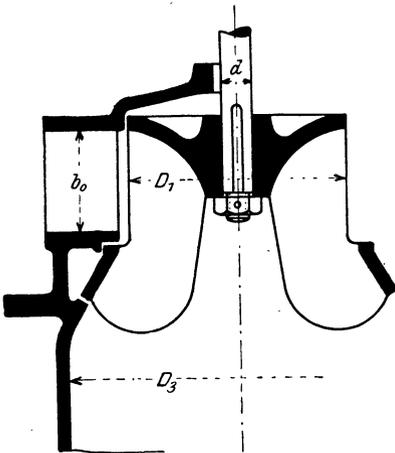


Abb. 260. Schnelläufer.

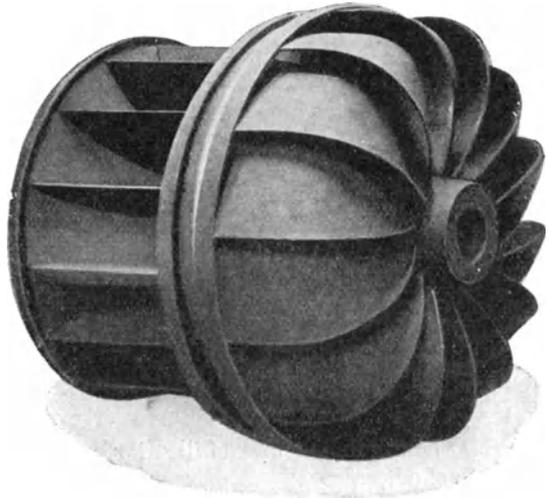


Abb. 261. Schnelläufer.

besteht darin, daß man die von einer Turbine zu verarbeitende Wassermenge auf mehrere Räder verteilt (vgl. Abb. 247 und 249), denn dann werden die Saugrohre enger und können die Räder kleiner sein. Die Durchflußquerschnitte sind proportional den Wassermengen und ändern sich bei einem festen Verhältnis von Radbreite zum Raddurchmesser mit D_1^2 . Ein Vergleich einer

mehrkränzigen Turbine, von denen jedes Rad die Wassermenge Q/x verarbeitet, mit einer einkränzigen, führt zu der Beziehung

$$\frac{D'_1{}^2}{D_1{}^2} = \frac{Q/x}{Q} = \frac{n'^2}{n^2}.$$

Demgemäß wird unter sonst gleichen Verhältnissen die Drehzahl bei Mehrfachturbinen

$$\begin{aligned} \text{mit 2 Rädern} \quad n' &= \sqrt{2} \cdot n = 1,41 n, \\ \text{„ 3 „} \quad n' &= \sqrt{3} \cdot n = 1,73 n, \\ \text{„ 4 „} \quad n' &= \sqrt{4} \cdot n = 2 n. \end{aligned}$$

Spezifische Größen, Hauptabmessungen. Wenn man eine gegebene Turbine unter ein anderes Gefälle setzt, so ändern sich proportional mit \sqrt{H} die Umfangsgeschwindigkeiten und Drehzahlen. Für die von n auf n_x geänderte Drehzahl ist also

$$\frac{n_x}{n} = \sqrt{\frac{H_x}{H}} \dots \dots \dots (33)$$

Setzt man $H_x = 1$ m, $n_x = n_1$, so erhält man die „Einheitsdrehzahl“, also die Drehzahl für 1 m Gefälle

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \dots \dots \dots (34)$$

Die Schluckwassermengen Q hängen bei einer gegebenen Turbine von den Durchflußgeschwindigkeiten ab, und da diese proportional \sqrt{H} sind, ist

$$\frac{Q_x}{Q} = \sqrt{\frac{H_x}{H}} \dots \dots \dots (35)$$

Mit $H_x = 1$ $Q_x = Q_1$ erhält man die „Einheitswassermenge“

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} \dots \dots \dots (36)$$

Ebenso ergibt sich für die Leistungen in PS

$$\frac{N_x}{N} = \frac{Q_x H_x}{Q H} = \frac{H_x}{H} \sqrt{\frac{H_x}{H}}, \dots \dots \dots (37)$$

und man erhält mit $H_x = 1$ die „Einheitsleistung“

$$N_1 = \frac{N}{H\sqrt{H}} \dots \dots \dots (38)$$

Vergleicht man nun mit der gegebenen Turbine eine andere, deren Abmessungen im gleichen Verhältnis geändert sind, also eine geometrisch ähnliche Turbine, so zeigt die Rechnung und Erfahrung, daß der Ausdruck $n_1 \sqrt{N_1}$ ein Festwert ist. Dieser Wert stellt die Drehzahl einer Turbine von 1 PS Leistung bei 1 m Gefälle dar und wird als „spezifische Drehzahl“ n_s bezeichnet, also

$$n_s = n_1 \sqrt{N_1} \dots \dots \dots (39)$$

Es ist hiermit ein Maß für die Schnelläufigkeit gewonnen, und zwar gilt für

Langsamläufer	$n_s = 50$ bis 150 ,
Normalläufer	$n_s = 150$ „ 250 ,
Schnelläufer ¹⁾	$n_s = 250$ „ 350 .

¹⁾ Neuerdings sind vereinzelt höhere Werte (Kaplan-Räder bis $n_s = 900$) erreicht. Z. d. V. d. I., 1921, S. 409.

Weiter müssen die Durchmesser des Laufrads D_1 und des Saugrohrs D_s bei geometrisch ähnlichen Turbinen proportional $\sqrt{Q_I}$ sein, also

$$D_1 = k_1 \sqrt{Q_I}, \dots \dots \dots (40)$$

$$D_s = k_s \sqrt{Q_I}. \dots \dots \dots (41)$$

Die Werte von k_1 und k_s enthält Abb. 262.

Mit diesen spezifischen Größen lassen sich in einfacher Weise die Hauptabmessungen einer Turbine festlegen.

Beispiel. Es sei gegeben:

$$Q = 6 \text{ cbm/s} \quad H = 9 \text{ m} \quad N = 10 \text{ QH} = 540 \text{ PS (Gl. 12, S. 106).}$$

Hieraus folgt

$$N_I = \frac{N}{H \cdot \sqrt{H}} = \frac{540}{9 \cdot \sqrt{9}} = 20 \quad Q_I = \frac{Q}{\sqrt{Q}} = \frac{6}{\sqrt{9}} = 2.$$

Die Turbine werde als Schnellläufer mit $n_s = 350$ gebaut, dann wird nach Gl. 34

$$n_I = \frac{n_s}{\sqrt{N_I}} = \frac{350}{\sqrt{20}} = 78,$$

$$n = n_I \sqrt{H} = 78 \sqrt{9} = 234,$$

$$D_1 = k_1 \sqrt{Q_I} = 0,8 \sqrt{2} = 1,13 \text{ m},$$

$$D_s = k_s \sqrt{Q_I} = 1,1 \sqrt{2} = 1,55 \text{ m}.$$

Für einen Langsamläufer gleicher Leistung würde sich mit $n_s = 100$ ergeben

$$n = 67 \text{ (statt 234),}$$

$$D_1 = 2,48 \text{ (1,13),} \quad D_s = 1,98 \text{ (1,55).}$$

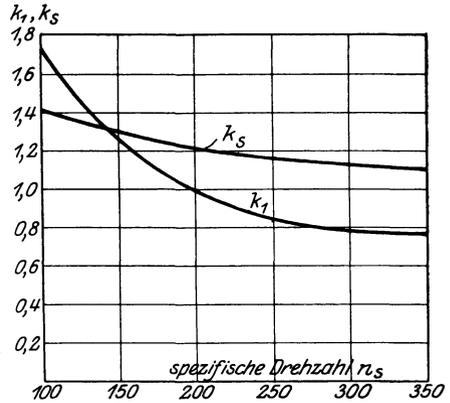


Abb. 262. Koeffizienten.

In den meisten Fällen dürfte diese Drehzahl zu niedrig sein, so daß man sich zu einem Schnellläufer entschließen wird. Um die Drehzahl noch weiter zu steigern, müßte man Mehrfachturbinen wählen, also die Wassermenge auf mehrere Räder, die auf derselben Welle sitzen, verteilen. Für eine Zweifachturbinen würde sein:

$$Q = 3 \text{ cbm/s} \quad H = 9 \text{ m} \quad N = 10 \text{ QH} = 270 \text{ PS}.$$

$$N_I = 10 \quad Q_I = 1,$$

$$n_s = 350 \quad n_I = 110,$$

$$n = 330 \text{ (statt 234).}$$

4. Betriebseigenschaften und Wirtschaftlichkeit.

Konstantes Gefälle. Wenn man eine Turbine bei gleichbleibendem Gefälle mit einer Bemse untersucht, so zeigt die Wage (vgl. Abb. 226, S. 100) bei festgebremster Maschine ($n = 0$) das größte Drehmoment. Wird die Bremse gelüftet, so stellt sich bei jeder Belastung eine bestimmte Drehzahl ein, die bei ganz gelöster Bremse ihren Höchstwert (Freilauf) erreicht. Die Abhängigkeiten des Drehmomentes von der Drehzahl sind in Abb. 263 aufgetragen; die Linie für M_d verläuft in Wirklichkeit zwar nicht gradlinig, wie hier angenommen, jedoch sind die Abweichungen nicht erheblich, wenigstens nicht im Sinne dieser Betrachtung.

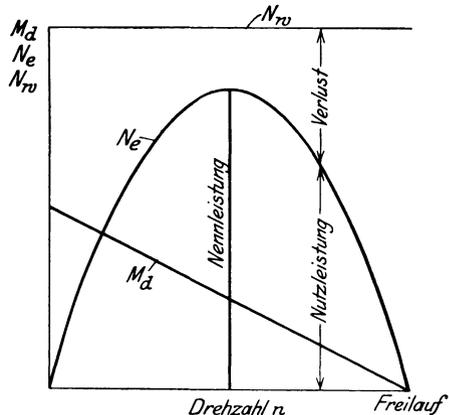


Abb. 263. Betriebsbild bei konstantem Q und H .

Aus den gemessenen Werten läßt sich die Nutzleistung berechnen; es ist

$$N_e = \frac{Md \cdot 2\pi n}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

Die Auftragung liefert eine Kurve und läßt die Drehzahl erkennen, bei der N_e ihren Größtwert hat. Diese Leistung ist die Normalleistung oder Nennleistung, für die die Turbine konstruiert war, denn bei dieser Arbeitsgewwindigkeit sind die Verluste (stoßfreier Eintritt) am kleinsten.

Die durchfließende Wassermenge ist bei Becherturbinen konstant, denn sie hängt nur vom Gefälle und der Strahldicke ab; demgemäß ist die Wasserleistung, d. i. das dem Wasser innewohnende Arbeitsvermögen (N_w) konstant. Bei Francis-Turbinen nimmt allerdings die Wassermenge mit wachsender Drehzahl etwas ab, schon deshalb, weil die Fliehkraft des im Laufrade rotierenden Wassers dem Gefälle entgegenwirkt. Das Verhältnis N_e/N_w ist der Wirkungsgrad; er hat bei der Nennleistung seinen Höchstwert.

Für jedes Gefälle gibt es nur eine Drehzahl, für die die Turbine mit ihrem besten Wirkungsgrad läuft. Bei höherem Gefälle ist sie größer und umgekehrt.

Konstante Drehzahl. Im Betriebe soll die Drehzahl der Turbine unverändert sein. Der Regulator greift ein, sobald infolge Änderung der äußeren Belastung sich eine andere Drehzahl auszubilden sucht, und stellt die Wasser-

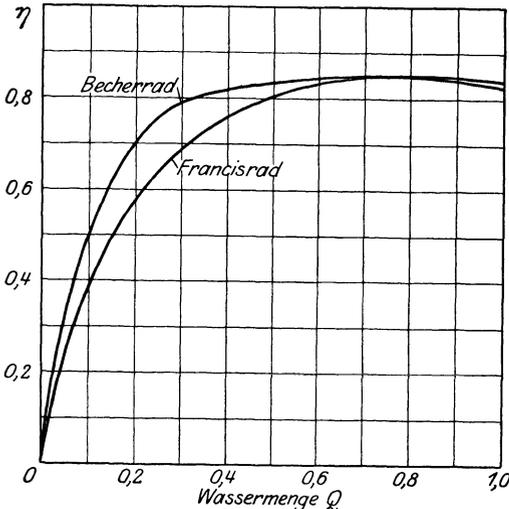


Abb. 264. Wirkungsgrade.

menge (Füllung) durch die Düsenadel bei Becherturbinen oder die Drehschaufeln bei Francis-Turbinen so ein, daß die alte Drehzahl wieder hergestellt wird. Durch diesen Eingriff werden die Strömungsverhältnisse beeinflusst und bei abnehmender Last werden alle Verluste im Verhältnis zur Leistung größer, der Wirkungsgrad (Abb. 264) sinkt. Francis-Turbinen verhalten sich ungünstiger als Becherturbinen, und unter den ersteren sind Normalläufer besser als Schnelläufer. In größeren Wasserkraftanlagen wählt man zweckmäßig die Maschineneinheiten so, daß sie einzeln auch bei schwacher Inanspruchnahme des Werkes noch gut belastet sind; dadurch wird der Gesamtwirkungs-

grad besser, als wenn zu große Maschinen da sind und diese häufig nur schwach belastet werden können.

Veränderliches Gefälle. Da die Witterungseinflüsse die Zu- und Ablaufverhältnisse eines Stromgebietes stark beeinflussen, so kann kein konstantes Gefälle den Turbinen zur Verfügung gestellt werden. Am meisten leiden hierunter die Niederdruckanlagen, wenn nicht durch Stauweiher (Talsperren) eine gewisse Regelung der Abflußverhältnisse gegeben ist.

Mit dem Gefälle ändert sich die Schluckwassermenge in dem Verhältnis

$$\frac{Q_x}{Q} = \sqrt{\frac{H_x}{H}} \quad (\text{Gl. 35, S. 116}),$$

demnach wird die Leistung

$$N_x = 10 Q_x H_x.$$

Die letztere Gleichung gilt jedoch nur unter der Voraussetzung, daß die Turbine mit einer dem neuen Gefälle entsprechenden günstigsten Drehzahl läuft, und diese ergibt sich aus (Gl. 33)

$$\frac{n_x}{n} \sqrt{\frac{H_x}{H}}.$$

Soll aber, wie der praktische Betrieb es verlangt, die alte Drehzahl beibehalten werden, so arbeitet sie mit schlechterem Wirkungsgrad und die Leistung wird kleiner. In welchem Maße dies geschieht, läßt sich nicht vorausberechnen. Aus Bremsversuchen kann man nach Pfarr als Faustregel annehmen, daß sich die Leistung 1,5mal so stark ändert als das Gefälle, also

$$\frac{N - N_x}{N} = 1,5 \cdot \frac{H - H_x}{H},$$

$$N_x = N \left(1,5 \frac{H_x}{H} - 0,5 \right) \dots \dots \dots (42)$$

Mit abnehmendem Gefälle geht die Leistung einer Turbine stark zurück. Um den Ausfall in der Kraftanlage wieder auszugleichen, müssen weitere Turbinen zugeschaltet werden. Das ist in vielen Fällen möglich, weil die Verringerung des Gefälles meist durch erhöhten Wasserzulauf entsteht, denn der Unterwasserspiegel hebt sich schneller als der Oberwasserspiegel.

Beispiel. In dem Beispiel S. 117 war

$$H = 9 \text{ m} \quad Q = 6 \text{ cbm/s} \quad N = 540 \text{ PS} \quad n = 234.$$

Es möge das Gefälle auf 6 m heruntergehen ($H_x = 6$), dann wird

$$Q_x = Q \sqrt{\frac{H_x}{H}} = 4,9 \text{ cbm/s} \quad (6)$$

und die günstigste Drehzahl

$$n_x = n \sqrt{\frac{H_x}{H}} = 191 \quad (234) \text{ bei } N_x = 10 Q H = 294 \quad (540).$$

Soll die alte Drehzahl $n = 234$ erhalten bleiben, so wird

$$N_x = N \left(1,5 \frac{H_x}{H} - 0,5 \right) = 270 \quad (546).$$

Es muß eine weitere Turbine (Hochwasserturbine) aufgestellt werden, die den Fehlbetrag deckt.

Wirtschaftlichkeit. In den meisten Wasserkraftanlagen wird elektrische Energie erzeugt und in dieser Form an viele Abnehmer verteilt. Der Bedarf ist sehr schwankend. Die Anlage muß so ausgebaut sein, daß sie den größten Bedarf (Spitzenbedarf) decken kann; je mehr dieser von dem mittleren Verbrauch abweicht, um so schlechter wird sie ausgenutzt. Der Ausnutzungsfaktor ist das Verhältnis der jährlichen Energiemenge, die wirklich abgegeben ist, zu der, die mit den vorhandenen Maschinen im vollbelasteten Tag- und Nachtbetrieb hätte erzeugt werden können; er überschreitet selten 30%.₀.

Durch den Grad der Ausnutzung werden die Energiekosten stark beeinflusst. Das zeigt ein allgemeines Wirtschaftsbild (Abb. 265). Auf der Abszisse sind die jährlichen Energiemengen, auf der Ordinate die zugehörigen Kosten aufgetragen. Diese lassen sich in feste Jahreskosten und laufende Betriebsführungskosten zerlegen. Die ersteren sind Zinsen, Abschreibungen und Unterhaltung (Besitzkosten), sie sind von der Leistung unabhängig; die letzteren enthalten die Löhne, Putz- und Schmiermittel usw.; sie nehmen mit

der Leistung zu, allerdings nur mäßig, denn der eigentliche Betriebsstoff, das Wasser, kostet nichts. Ermittelt man hieraus die Einheitskosten, d. s. M/kWh (Quotient der Ordinaten und Abszissen), so entsteht eine mit zunehmender

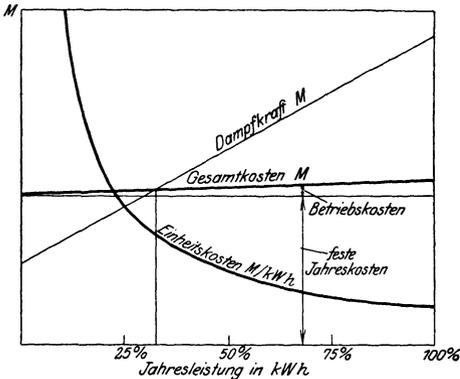


Abb. 265. Wirtschaftsbild.

Leistung stark abnehmende Kurve. Je stärker die Anlage ausgenutzt wird, um so billiger kann die Energie verkauft werden. Natürlich spielt auch die Höhe des Anlagekapitals für die Wirtschaftlichkeit eine große Rolle; aber auch teure Anlagen können wirtschaftlich sein, wenn sie ein günstiges Absatzgebiet haben.

Wirtschaftlichkeit ist ein relativer Begriff. Ob eine Wasserkraftanlage wirtschaftlich ist, kann nur durch Vergleich mit andern gleichwertigen Anlagen beurteilt werden. Als solche kommen meist Dampfkraftanlagen in Betracht. Diese sind in der Beschaffung wesentlich billiger;

vor dem Kriege erforderte ihre Einrichtung je nach Größe 100 bis 200 M/kW, während Wasserkraftanlagen 500 bis 1000 M/kW gekostet haben. Dafür sind aber ihre laufenden Betriebskosten hoch, denn es muß der Betriebsstoff, die Kohle, gekauft werden. Die Gesamtkostenlinie einer Dampfkraftanlage setzt tiefer an, verläuft aber steiler als die einer Wasserkraftanlage (Abb. 265). Der Schnittpunkt beider Linien gibt die Jahresleistung an, bei der beide Anlagen gleichwertig sind; bis dahin ist die Dampfkraftanlage, darüber hinaus die Wasserkraftanlage wirtschaftlicher.

Man erkennt aus der Gegenüberstellung, daß Wasserkraftanlagen entweder billig sein oder ein günstiges Absatzgebiet haben müssen, um mit Dampfkraftanlagen in Wettbewerb treten zu können. Unter den Baukosten spielen die Maschinen nur eine kleine Rolle (oft nur 10% der Gesamtkosten), die Hauptausgaben liegen im wasserbaulichen Teil (Wehre, Speicher, Zu- und Ableitungskanäle, Rohrleitungen). Niederdruckanlagen sind verhältnismäßig teurer als Hochdruckanlagen, weil sie eine große Wassermenge aufnehmen müssen. Was das Absatzgebiet anlangt, so wirkt die Lichtversorgung wegen ihres wechselnden Bedarfs am ungünstigsten auf die Ausnutzung der Anlage; günstig sind Industrien mit gleichmäßigem Verbrauch, namentlich auch zur Nachtzeit. Auch die elektrische Zugförderung kann sehr günstig auf die Ausnutzung einwirken, wenn man den Fahrplan so gestalten kann, daß ein guter Spitzenausgleich eintritt.

Manche Wasserkraftanlagen haben so viel gekostet, daß sie als solche nicht rentieren können. Ihre Berechtigung haben sie dadurch, daß die Wasserbauten in erster Linie der Flußregulierung oder dem Hochwasserschutz dienen.

C. Dampfkraftanlagen.

1. Allgemeines.

Arbeitsverfahren. Dampfmaschinen sind Wärmekraftmaschinen, der Wärmeträger ist Wasserdampf. In einem Heizkessel *K* (Abb. 266) wird durch die Verbrennungswärme der Brennstoffe Wasser verdampft, der Dampf fließt der Maschine *D* zu und setzt hier einen Teil seiner Wärme in Arbeit um. Der Abdampf wird ins Freie (Auspuffmaschinen) oder in einen Kühlkessel oder Kondensator *C* (Kondensationsmaschinen) geleitet.

Im letzteren Falle entsteht durch die Abkühlung des Dampfes ein größeres Wärmegefälle und eine größere Nutzarbeit. Es sind hierzu aber besondere Einrichtungen und eine große Menge Kühlwasser nötig. Bei manchen Maschinen, z. B. Lokomotiven, ist dies Verfahren nicht anwendbar, und bei kleinen Anlagen nicht lohnend. Das durch die Abkühlung des Dampfes im Kondensator gewonnene Wasser wird durch eine Speisepumpe *P* wieder dem Kessel zugeführt, so daß die noch vorhandene Wärme (etwa 60° C) wiedergewonnen wird. Bei Auspuffmaschinen muß der Kessel durch Frischwasser gespeist werden.

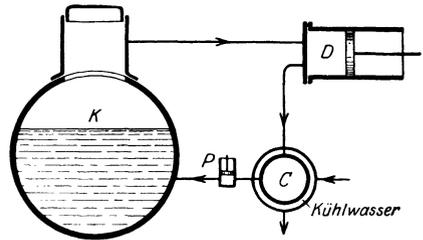


Abb. 266. Schema einer Dampfkraftanlage.

Energiefluß. Die Umsetzung von Wärme in Arbeit erfolgt in einem festen Verhältnis, für jede gewonnene Pferdestärkenstunde sind 632 WE (vgl. S. 99) erforderlich. Diese Wärme wird dem Dampfe entzogen; um sie aber entziehen zu können, muß eine erheblich größere Wärmemenge in dem ganzen Prozesse tätig sein. Von der unter dem Dampfkessel erzeugten Brennstoffwärme (Abb. 267) geht zunächst ein Teil mit den Abgasen durch den Schornstein, ein weiterer Teil durch unvollständige Verbrennung, Leitung

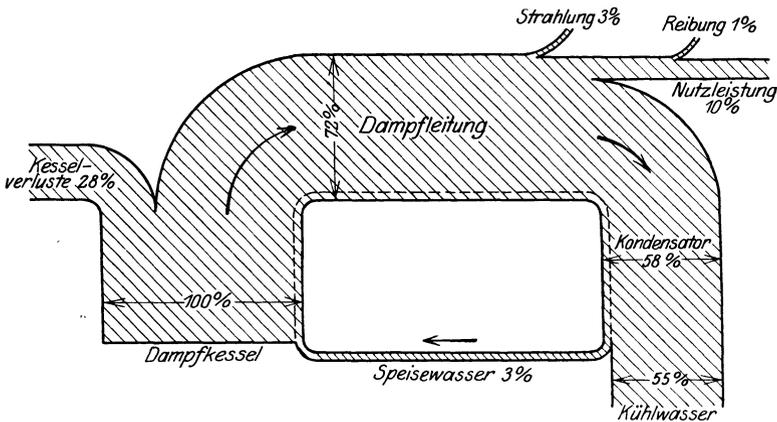


Abb. 267. Energiebild einer Dampfkraftanlage.

und Strahlung verloren, so daß nur etwa 72% dem Kesselwasser zugute kommen. Von der als Dampf der Maschine zuströmenden Wärme wird nur ein sehr kleiner Teil in Arbeit umgesetzt, der größere Teil strömt wieder ab, denn der Dampf muß als Dampf die Maschine verlassen und hat als solcher noch einen großen Wärmeinhalt. Bei Kondensationsmaschinen kann ein Teil dieser Wärme wieder nutzbar gemacht werden, wenn das noch warme Kondensat als Kesselspeisewasser benutzt wird. Der Hauptverlust liegt in der Abwärme, die bei Auspuffmaschinen im Abdampf steckt, bei Kondensationsmaschinen auf das Kühlwasser übertragen wird und verloren geht, wenn nicht Gelegenheit vorhanden ist, sie zu Heiz- und Kochzwecken oder zur Warmwasserversorgung verwenden zu können.

Wärmeausnutzung. Eine andere Darstellung des Wärmeaufwands ist in Abb. 268 gegeben; die Wärmemengen sind auf die Leistungseinheit (PS-st) bezogen. Zur Deckung der Nutzarbeit sind 632 WE/PS-st erforderlich, hierzu kommt ein kleiner Betrag für die Reibungsarbeit der Maschine, dann der

große Abwärme- und Kesselverlust. Der Gesamtaufwand an Wärme beträgt bei kleinen, unvollkommenen Auspuffmaschinen bis 10000 und geht bei den besten Kondensationsmaschinen auf 3500 WE/PS-st zurück. Setzt man hierzu

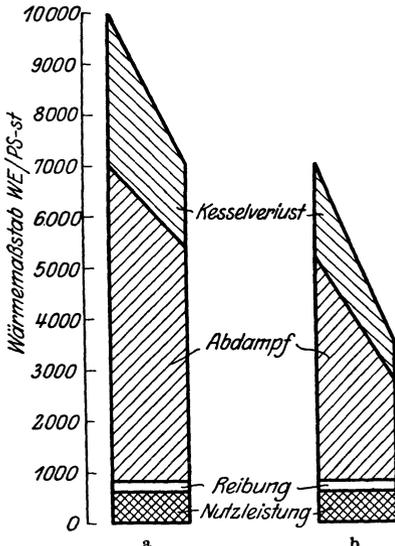


Abb. 268. Wärmeverbrauch
 a von Auspuffmaschine
 b „ Kondensationsmaschine.

die für die Leistung notwendige Wärme von 632 WE/PS-st in Verhältnis, so bekommt man einen Maßstab über die Wärmeausnutzung. Hierbei ist von dem Brennstoffverbrauch auszugehen. Verbraucht eine Maschine eine Brennstoffmenge von B kg/PS-st bei einem Heizwert von H WE/kg, so werden BH WE/PS-st aufgewendet. Demnach ist die Wärmeausnutzung oder der wirtschaftliche Wirkungsgrad

$$\eta_{\omega} = \frac{632}{BH}, \dots (1)$$

er beträgt nur 6 bis 18%.

Art der Energieumsetzung. Im mechanischen Sinne erfolgt die Energieumsetzung in zweierlei Art:

1. durch die Energie des Druckes in den Kolbendampfmaschinen,
2. durch Strömungsenergie in den Dampfturbinen.

Im ersten Falle wirkt der Dampf auf einen Kolben, den er vermöge seiner Spannkraft vor sich herschiebt. Hierbei entspannt er sich während der Arbeitsverrichtung infolge der Volumvergrößerung so weit, daß er noch mit eigener Kraft die Maschine verlassen kann. Im zweiten Falle wird der Dampf schon vor der Arbeitsverrichtung entspannt und sein Druck in Geschwindigkeit umgesetzt. Durch Vorbeiströmen an gekrümmten Schaufeln am Umfang eines Rades teilt er seine Geschwindigkeit diesem mit und verliert sie bis auf einen kleinen Betrag, der zum Verlassen der Maschine noch nötig ist. Bei den Kolbenmaschinen entsteht eine hin und her gehende Bewegung; sie wird durch einen Kurbeltrieb in eine drehende umgesetzt. Die Schwerfälligkeit dieses Mechanismus gestattet nur mäßige Arbeitsgeschwindigkeiten, demnach wird die Maschine verhältnismäßig groß und die Leistung auf etwa 6000 PS beschränkt. Bei den Turbinen entsteht unmittelbar eine drehende Bewegung, und zwar bei vorteilhafter Arbeitsausnutzung nur mit großen Arbeitsgeschwindigkeiten. Die Maschine wird daher wesentlich kleiner und gerade für große Leistungen (bisher bis 90000 PS) geeignet. Beide Maschinenarten bestehen nebeneinander. Die Dampfturbine ist nur für sehr schnell laufende Arbeitsmaschinen geeignet und erst bei Leistungen über 500 PS wirtschaftlich, sie findet namentlich für elektrische Stromerzeuger und für den Schiffsantrieb Verwendung; in allen anderen Fällen kommt die Kolbenmaschine in Betracht.

2. Physikalische Eigenschaften des Wasserdampfs.

Verdampfung. Jede Flüssigkeit verdampft bei einer bestimmten Temperatur, die von dem Drucke abhängt, unter dem sie steht. Wasser siedet in offenem Gefäß unter normalen Luftdruck (760 mm Quecksilbersäule oder 1,033 kg/qcm) bei 100° C. Bei einem niedrigeren oder höheren Druck beginnt die Verdampfung früher oder später. Die Abhängigkeit vom Druck p (at) und Temperatur t° zeigt Abb. 269. Mit wachsendem Druck steigt die Verdampfungs-

temperatur anfänglich schnell, nachher aber sehr langsam und bleibt bis zu den höchsten praktisch vorkommenden Kesseldrücken (< 20 at) in Grenzen, die für die Festigkeit des Konstruktionsmaterials noch ohne Einfluß sind.

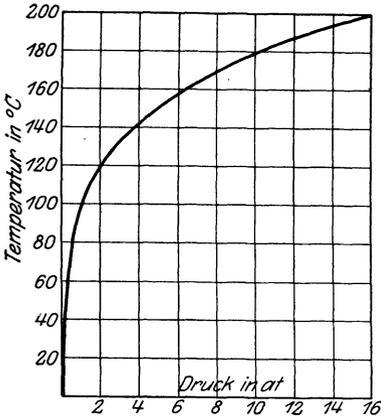


Abb. 269. Temperatur und Druck für Sattedampf.

Wenn man 1 kg Wasser von 0° C beginnend unter konstantem Druck erwärmt (Abb. 270a), so steigt zunächst die Temperatur bis zur Verdampfungstemperatur t_s , ohne daß sich Dampf bildet, die spezifische Dampfmenge ist $x = 0$. Bei einer weiteren Erwärmung (Abb. 270b) bildet sich Dampf, das Vo-

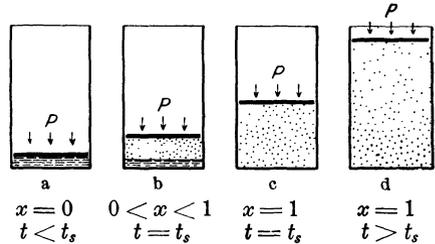


Abb. 270. Verdampfung bei konstantem Druck.

lumen wächst, die Temperatur bleibt aber unverändert; die spezifische Dampfmenge x liegt zwischen 0 und 1 kg und erreicht den Höchstwert $x = 1$, wenn der letzte Tropfen Wasser verdampft ist (Abb. 270c). Der bisher gebildete Dampf heißt gesättigter Dampf oder Sattedampf; er ist in Berührung mit seiner Flüssigkeit und hat das Maximum seiner Spannkraft. Alle zugeführte Wärme verändert den Aggregatzustand des noch vorhandenen Wassers und bildet neuen Dampf, bis der letzte Tropfen verdampft ist (trocken gesättigter Dampf). Wird über diesen Zustand hinaus weiter Wärme zugeführt (Abb. 270d), so findet außer der Volumvergrößerung auch eine Temperatursteigerung statt, der Dampf wird überhitzt (Heißdampf), er entfernt sich von seinem Sättigungspunkt und kann durch Abkühlung erst dann wieder zu Wasser kondensieren, wenn er auf die Sättigungstemperatur gefallen ist.

Eine graphische Darstellung (Abb. 271) macht diese Vorgänge anschaulicher; auf der Abszisse werden die spezifischen Volumina (cbm/kg), auf der Ordinate die Temperaturen aufgetragen. Die Temperatur steigt anfänglich stark an, bis im Punkte A die dem Drucke entsprechende Verdampfungstemperatur erreicht ist. Nunmehr beginnt die Verdampfung, das Volumen wächst, die

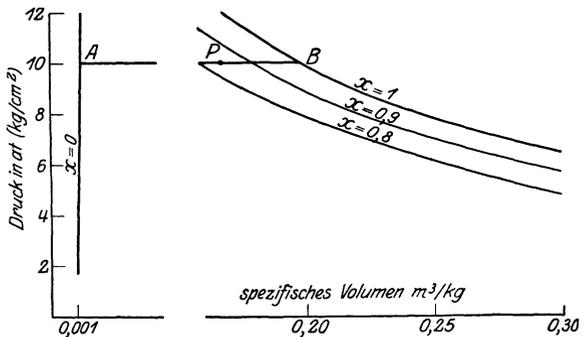


Abb. 271. Druck und Volumen für Sattedampf.

Temperatur bleibt aber konstant, bis im Punkte B alles Wasser verdampft ist ($x = 1$). Bei der weiteren Wärmezufuhr steigt auch die Temperatur, es entsteht Heißdampf. Legt man für verschiedene Dampfdrücke bzw. Temperaturen die Punkte A und B fest, so erhält man in der Verbindung die sog. Grenzkurven, von denen die untere Grenzkurve bei $x = 0$ für Wasser, die obere bei $x = 1$ für trocken gesättigten Dampf gilt. Jeder Punkt rechts von

der oberen Grenzkurve gehört dem Gebiete des Heißdampfes an, ein Punkt P zwischen den Kurven bedeutet eine Mischung von Wasser und Dampf im Verhältnis $x = \frac{AP}{AB}$; hiernach lassen sich die Kurven gleicher spezifischer Dampfmengen eintragen.

Sattdampf und Heißdampf. Die praktische Erzeugung des Wasserdampfes erfolgt in schmiedeeisernen Gefäßen, den Dampfkesseln, die zu etwa $\frac{2}{3}$ mit Wasser gefüllt und außen vom Feuer umspült sind. Der Dampf im Kessel ist immer gesättigter Dampf, da er mit seiner Flüssigkeit in Berührung steht.

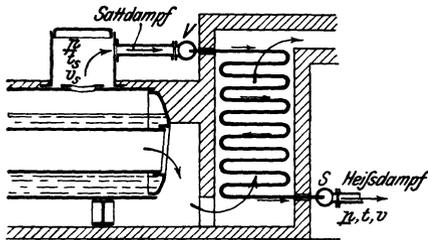


Abb. 272. Überhitzung des Dampfes.

Wird er aus dem Kessel an einer hochliegenden Stelle, dem Dampfdom, abgezapft (Abb. 272), so hat man, wenn kein Wasser mit geht, trocken gesättigten Dampf. Um Heißdampf zu machen, wird dieser Dampf auf dem Wege zur Maschine nochmals erwärmt, indem man ihn in Rohren mit vielen Windungen durch den Feuerraum des Kessels leitet, also ihm nochmals Wärme zuführt. Hierbei ändert sich das Volumen und die Temperatur,

nicht aber der Druck, da ja der Dampf mit dem Kessel in Verbindung bleibt; er wird also nur lockerer und heißer gemacht.

Die Abhängigkeiten zwischen Volumen, Druck und Temperatur beruhen auf physikalischen Eigenschaften und sind durch Versuche bestimmt. Für Sattdampf sind die zusammengehörigen Werte aus der Zeunerschen Dampftabelle zu entnehmen; hier ist das spezifische Volumen in cbm/kg gemessen, der reziproke Wert ist das spezifische Gewicht, also

$$\frac{1}{v} = \gamma \text{ kg/cbm.} \dots \dots \dots (2)$$

Angenähert ist $\gamma = 0,58 p$.

Für Heißdampf kann das spezifische Volumen aus der Lindeschen Formel berechnet werden, die lautet

$$Pv = 47,1 T - 0,016 P, \dots \dots \dots (3)$$

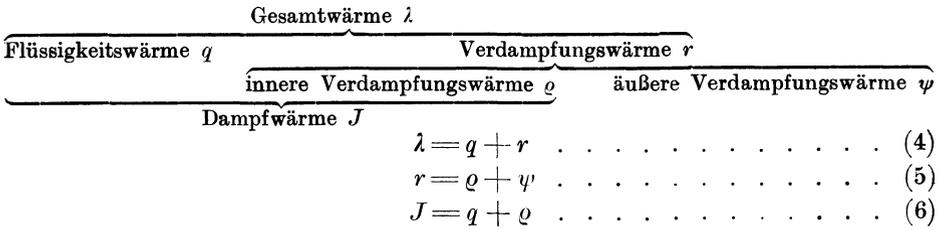
worin bedeutet

P den Dampfdruck in kg/qm,

$T = 273 + t$ die absolute Temperatur (vgl. Abb. 222, S. 99).

Wärmeaufwand. Um 1 kg Wasser von 0°C in Dampf von t zu verwandeln, ist eine bestimmte Wärmemenge, die Gesamtwärme λ nötig. Von dieser wird ein Teil zur Erwärmung der Flüssigkeit, Flüssigkeitswärme q , der übrige größere Teil zur Bildung des Dampfes, Verdampfungswärme r , verbraucht.

Die Verdampfungswärme zerfällt wiederum in zwei Teile, die innere Verdampfungswärme q , die den Aggregatzustand des Wassers ändert, und die äußere Verdampfungswärme ψ , die die Volumänderung herbeiführt. Denn bei der Dampfbildung vergrößert sich das Volumen, der Dampf muß sich Platz schaffen und hierbei äußere Widerstände überwinden. Die äußere Verdampfungswärme geht für den Wert des Dampfes verloren; für die Arbeitsverrichtung in der Maschine bleibt dem Dampf die Dampfwärme J , die sich aus Flüssigkeitswärme und innere Verdampfungswärme zusammensetzt. Die einzelnen Wärmewerte sind hiernach die folgenden:



Alle diese Größen haben für trocken gesättigten Dampf bestimmter Spannung bzw. Temperatur einen ganz bestimmten Wert, der in den Dampftabellen enthalten ist. Das graphische Bild (Abb. 273) läßt ihren Verlauf erkennen; ferner sind nachstehend einige Zahlen zusammengestellt:

Auszug aus der Dampftabelle.

Spannung <i>P</i> kg/qcm	Temperatur <i>t</i> °C	Gesamtwärme <i>λ</i> WE/kg	Flüssigkeitswärme <i>q</i> WE/kg	Verdampfungswärme <i>r</i> WE/kg	Dampfwärme <i>J</i> WE/kg	Volumen <i>v''</i> cbm/kg	Gewicht <i>γ</i> kg/cbm
1	99,1	639,3	99,6	539,7	599,0	1,722	0,583
5	151,0	658,1	152,6	505,5	613,3	0,382	2,618
10	178,9	666,1	181,5	484,6	619,4	0,199	5,018
15	197,2	670,5	200,7	469,8	622,7	0,136	7,352
0,5	80,9	631,7	81,2	550,5	593,1	3,294	0,304
0,1	45,6	616,0	45,7	570,4	581,1	14,920	0,067

Die Zusammenstellung zeigt zunächst, daß der größte Teil der aufgewendeten Wärme ($\lambda = q + r$) zur Bildung des Dampfes, d. h. zur Änderung des Aggregatzustandes verbraucht wird. Ferner fällt die geringe Zunahme der Gesamtwärme bei höheren Dampfdrücken auf. Für 1 kg Dampf von 15 at sind nur 31,2 WE oder 5% mehr erforderlich als bei 1 at. Für den Brennstoffverbrauch im Kesselbetrieb ist es daher praktisch unerheblich, ob Dampf von hoher oder niedriger Spannung erzeugt wird, da die Verluste im Kessel sich in viel weiteren Grenzen bewegen. Weiter erkennt man die große Eigenwärme (*J*), die der die Maschine verlassende Dampf noch besitzt; er beträgt bei Auspuffmaschinen noch 599 WE/kg, die nutzlos in die Luft entweichen, und hat selbst bei Kondensationsmaschinen mit 0,1 at Enddruck noch 581 WE/kg in sich, die zum größten Teil an das Kühlwasser abgeführt werden und für den Arbeitsprozeß verloren gehen. Aus dem hohen Wärmewert des Abdampfes erklärt sich hauptsächlich die schlechte Brennstoffausnutzung der Dampfmaschine.

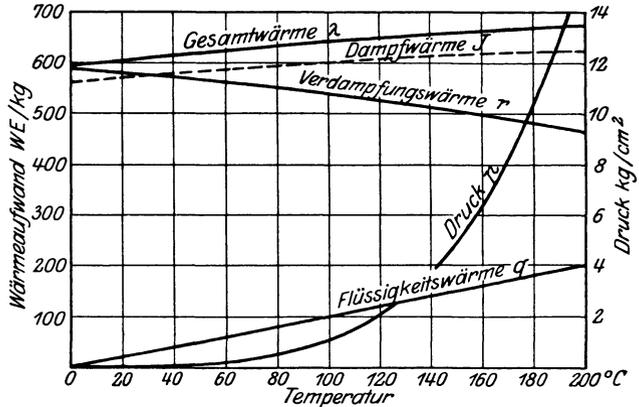


Abb. 273. Druck, Temperatur und Wärmeaufwand für Sätttdampf.

Weiter ist an Hand der Zusammenstellung auf das große Volumen hinzuweisen, das der Dampf bei niedriger Spannung namentlich im Vakuum be-

sitzt. Bei Kondensationsmaschinen sind deshalb weite Abflußleitungen und Kondensatorräume erforderlich.

Überhitzter Dampf nähert sich dem Verhalten der Gase, denn ein Gas ist auch nur ein stark überhitzter Dampf und läßt sich bei einem bestimmten Druck und Temperatur verflüssigen. Demnach kann die dem trocken gesättigten Dampf zur Überhitzung zuzuführende Wärme wie bei den Gasen gesetzt werden

$$Q = \int c_p dt = c_p (t - t_s) = c_p \tau. \dots \dots \dots (7)$$

wenn bezeichnet

- t_s die Temperatur des Sattedampfs,
- t " " " Heißdampfs bei gleichem Druck,
- c_p " spezifische Wärmemenge in WE/kg.

Der Wert c_p ist nicht konstant, sondern ändert sich mit dem Druck und der Temperatur. Für die hauptsächlich in Betracht kommenden Verhältnisse kann $c_p = 0,5$ gesetzt werden; demnach sind für 100° Überhitzung nur 50 WE/kg erforderlich. Der gesamte Wärmeverbrauch für Heißdampf ist

$$\lambda_1 = \lambda + c_p (t - t_s). \dots \dots \dots (8)$$

Mit der Temperatur des Heißdampfs geht man heute bis auf 350° C, höhere Temperaturen können Schwierigkeiten in der Schmierung und Dichtung verursachen.

Den Wert der Überhitzung im Maschinenbetriebe erkennt man am besten an einem Zahlenbeispiel. Ein Vergleich von Heißdampf von 350° C bei 10 at und Sattedampf gleicher Spannung führt zu folgenden Werten:

Zahlenbeispiel.

Bezeichnung		Sattedampf	Heißdampf
Spannung	at	10	10
Temperatur	° C	178,9 (nach Dampftabelle)	350 (angenommen)
Spezifisches Volumen	cbm/kg	0,199 "	0,277 (Gl. 3)
" Gewicht	kg/cbm	5,018 "	3,62 (Gl. 2)
Wärmeverbrauch	WE/kg	666,1 "	751,6 (Gl. 8)
Angenommene Zylinderfüllung	1	30	30
Dampfgewicht hierfür	kg	0,151	0,109
Wärmeverbrauch "	WE	105	82

Kennzeichnend für den Heißdampf ist das kleine spez. Gewicht, denn er ist durch die Überhitzung lockerer geworden; demnach wird von der Maschine weniger Dampfgewicht aufgenommen (vorletzte Reihe), und der hierfür notwendige Wärmeverbrauch (letzte Reihe) ist kleiner als bei Sattedampf. Der Vorteil der Überhitzung liegt also darin, daß an Brennstoff gespart wird und weniger Wasser zu verdampfen ist, also die Dampfkessel kleiner sein können.

Expansion. Der Dampf expandiert in der Maschine ohne Wärmezufuhr oder -abfuhr (adiabatische Zustandsänderung). Der Verlauf der Spannungs-kurve im $p v$ -Diagramm folgt dem Gesetz für

$$\text{Sattedampf } p v^\mu = \text{Const}, \quad \mu = 1,035 + 0,1 x, \dots \dots \dots (9)$$

(trocken gesättigter Dampf $x = 1, \mu = 1,135$)

$$\text{Heißdampf } p v_1^k = \text{Const}, \quad k = 1,33. \dots \dots \dots (10)$$

Ist irgendein Dampfzustand durch Druck und Volumen gegeben, so kann jeder andere während der Expansion bestimmt werden, denn es ist

$$p_1 v_1^\mu = p_2 v_2^\mu = p_3 v_3^\mu$$

oder

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^\mu.$$

Die Auftragung dieser Kurven vom gleichen Anfangszustand aus (Abb. 274) ergibt, daß die Adiabate für Heißdampf etwas tiefer liegt und daher die Arbeitsleistung während der Expansion kleiner ist als bei Sattdampf. Der Unterschied ist jedoch sehr gering und beeinträchtigt die früher erörterten Vorteile des Heißdampfs nur wenig.

Wärme- oder Entropiediagramm.

Um die vom Wasser und Dampf auf-

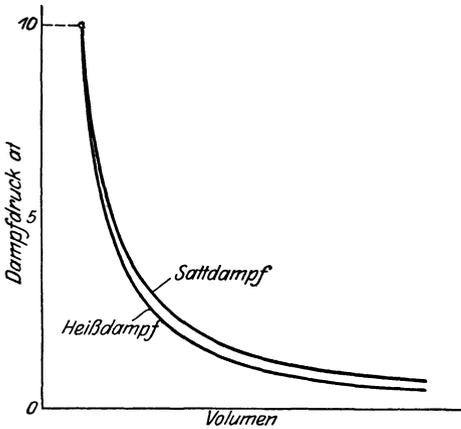


Abb. 274. Expansionslinien.

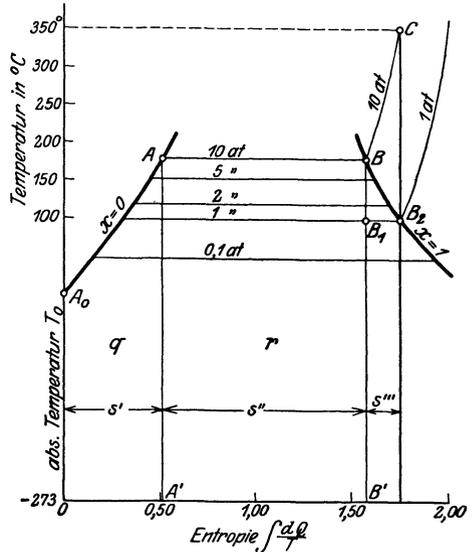


Abb. 275. Entropiediagramm.

genommene Wärme als Flächen darzustellen, trägt man auf der Ordinate (Abb. 275) die absoluten Temperaturen und auf der Abszisse die Entropien $\int \frac{dQ}{T}$ (vgl. S. 99) auf. Man beginnt bei Wasser von $t=0$, $T=273^\circ$. Die Entropie des Wassers ist

$$s' = \int \frac{dq}{T} = \int c \frac{dT}{T} = c \ln \frac{T}{T_0} \quad (T_0 = 273^\circ). \quad (11)$$

Die Auftragung der zugehörigen Temperaturen ergibt die untere Grenzkurve und die unter ihr liegende Fläche die Flüssigkeitswärme q , die bis zu der Verdampfungstemperatur vom Wasser aufgenommen wird.

Bei der Verdampfung wächst die Entropie und hat für trocken gesättigten Dampf die Größe

$$s'' = \frac{r}{T}. \quad (12)$$

Da die Temperatur während der Verdampfung unveränderlich ist, so ist der Verlauf z. B. für 10 at Dampfspannung durch die Linie AB bestimmt; die unter ihr liegende Fläche $AB B_1 A'$ stellt die Verdampfungswärme dar. Trägt man für verschiedene Temperaturen die Entropien auf, so erhält man die obere Grenzkurve (trocken gesättigter Dampf, $x=1$). Jeder Punkt zwischen den Grenzkurven gilt für eine Mischung von Wasser und Dampf ($x < 1$).

Führt man dem trocken gesättigten Dampf weiter Wärme zu, so steigt die Temperatur und die Entropie auf (vgl. Gl. 7)

$$s''' = \int \frac{c_p dT}{T} = c_p \ln \frac{T}{T_s}. \quad (13)$$

Für jeden Druck lassen sich solche Kurven eintragen. Die unter ihnen liegenden Flächen stellen die Überhitzungswärme dar und lassen ihr Verhältnis zu den übrigen Wärmemengen erkennen.

Auch Zustandsänderungen lassen sich im Entropiediagramm veranschaulichen. Von besonderem Interesse ist die adiabatische Expansion. Da hierbei weder Wärme zu- noch abgeführt wird, ist der Entropiezuwachs $\frac{dQ}{T} = 0$,

es wird also die Adiabate eine gerade Linie parallel zur Ordinatenachse. Expandiert trocken gesättigter Dampf von 10 at (Punkt B) auf 1 at, so verläuft die Zustandsänderung nach der Linie BB_1 ; mit Ausnahme des Anfangszustandes im Punkte B liegen alle weiteren Punkte zwischen den Grenzkurven, der Dampf ist also feucht geworden und hat sich infolge des Verlustes an Eigenwärme durch die Arbeitsabgabe teilweise kondensiert. Am

Ende im Punkte B_1 ist die spezifische Dampfmenge $x = \frac{A_1 B_1}{A_1 B_2}$. In diesem Zustande strömt der Dampf aus der Maschine aus und nimmt die ihm noch innewohnende Wärme, die durch die Fläche $A_1 B_1 B' O A_0$ dargestellt ist, mit. Aufgewendet war die durch $A_0 A B B' O$ dargestellte Wärme, der Unterschied der zugeführten Wärme, Fläche $A_1 A B B_1$, ist verbraucht und in mechanische Arbeit umgesetzt. Aus dem Verhältnis dieser zu der aufgewendeten Wärme erkennt man die Wärmeausnutzung (thermischer Wirkungsgrad). Wird der ausströmende Dampf kondensiert und dadurch ein Vakuum geschaffen, so kann die Expansion weiter getrieben werden, z. B. bis 0,1 at, so daß bei gleichem Wärmeaufwand die abzuführende Wärme kleiner und die nutzbare Wärme größer wird.

In der gleichen Weise lassen sich derartige Betrachtungen für Heißdampf anstellen. Insbesondere erkennt man, daß bei der Expansion, z. B. bei C beginnend, der Dampf sich immer mehr der Sättigung nähert und sie bei B_2 auf der Grenzkurve erreicht. Eine weitere Expansion macht den Dampf naß.

3. Dampfkessel.

a) Kesselbauarten.

Allgemeines. Dampfkessel sind schmiedeiserne Gefäße, deren Wandungen auf der einen Seite geheizt, auf der andern vom Wasser umspült werden. Der Wasserraum umfaßt nur einen Teil des Kesselinhalts (Abb. 276); darüber muß ein genügend großer Dampfraum sein, damit bei der Verdampfung mitgerissenes Wasser sich wieder ausscheiden kann. Aus diesem Grunde wird der Dampfraum noch durch eine Dampfhaube, den Dampfdom, erhöht, an den die Dampfleitung zur Maschine angeschlossen wird. Zur Erzielung trockenen Dampfes ist eine große verdampfende Oberfläche notwendig; in dieser Hinsicht sind stehende Kessel schlecht, sie werden nur in kleinen Größen da verwendet, wo auf eine kleine Grundfläche besonderer Wert gelegt wird.

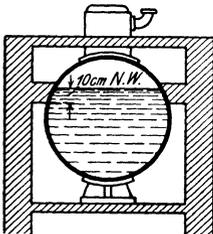


Abb. 276. Kesselquerschnitt.

Bei einem im Betrieb befindlichen Kessel stellt die Wassermasse einen großen Wärmespeicher dar, so daß bei Dampfentnahme sofort sich neuer Dampf aus dem Wasser bilden kann. Großwasserraumkessel sind bei wechselnder Dampfentnahme weniger empfindlich, d. h. geringeren Druckschwankungen unterworfen, als Kleinwasserraumkessel, erfordern aber ein längeres Anheizen. Dieser Wärmespeicher kann aber auch in sehr nachteiliger Weise wirken, wenn durch einen

Riß der Kesselwandung eine plötzliche Entlastung stattfindet. Alsdann verwandelt sich fast augenblicklich alles Wasser in Dampf und ruft die bekannten Explosionen hervor. Wegen der Gefährlichkeit des Kesselbetriebes sind Kesselanlagen in allen Staaten genehmigungs- und untersuchungspflichtig.

Die von den Feuergasen bestrichenen Wandungen bilden die Heizfläche. Ihre Wirkung hängt von dem Temperaturgefälle zwischen Heizgasen und Kesselwasser ab und ist über dem Rost, wo der Brennstoff verbrannt wird, am größten und in der Nähe des Schornsteins am kleinsten. Unter 300°C sollen sich im allgemeinen die Heizgase an den Heizflächen nicht abkühlen. Auf dem Rost herrschen Temperaturen bis 1300°C , die das Kesselblech nicht aushalten könnte, wenn es nicht auf der andern Seite durch das Wasser gekühlt würde. Wasser ist ein gutes Kühlmittel, Dampf infolge seines lockeren Gefüges nicht. Es dürfen deshalb die Heizgase nicht den Dampfraum umspülen oder in Ausnahmefällen erst dann, wenn sie sich genügend abgekühlt haben. Nach den gesetzlichen Vorschriften soll der höchste von den Heizgasen bestrichene Punkt bei ortsfesten Kesseln noch um 10, bei beweglichen um 15 cm von Wasser überdeckt sein (Abb. 276). Jeder Kessel muß zwei Wasserstandszeiger besitzen, an denen der jeweilige Wasserstand und das niedrigste zulässige Maß deutlich erkennbar sind. Sinkt der Wasserstand unter diese Marke, so besteht die Gefahr eines Risses infolge Überhitzung des Bleches, was häufig eine Explosion zur Folge hat.

Für die Wärmeübertragung durch das Kesselblech ist die Wandstärke infolge der hohen Wärmeleitfähigkeit des Materials nicht von Einfluß, dagegen können große Übergangswiderstände auftreten, wenn die Wandflächen nicht rein sind. Auf der Feuerseite setzt sich Ruß und Flugasche ab; für eine zweckmäßige Formgebung der Heizkanäle und eine gute Reinigungsmöglichkeit muß gesorgt werden. Auf der Innenseite des Kessels scheidet natürliches Wasser bei der Verdampfung Kalzium- und Magnesiumsalze aus, die als Kesselstein in einer festen Kruste die Wände überziehen und den Wärmedurchgang ganz erheblich beeinträchtigen. Zur Verhinderung dieser Ablagerung ist der Kessel öfter auszuwaschen, oder es ist bei sehr hartem Wasser ein Speisewasserreiniger vorzuschalten, in dem auf chemischem Wege durch Zusatz von Kalk und Soda die Kesselstein bildenden Bestandteile ausgefällt werden. Weiter ist ein guter Wasserumlauf im Kessel anzustreben, denn dadurch wird das Temperaturgefälle vergrößert und das Absetzen von Dampfbläschen an den Wandungen verhindert. Der Wasserumlauf entsteht durch die Temperaturunterschiede an den Heizflächen und durch die Form des Kessels, denn das wärmere Wasser steigt nach oben und läßt das kältere nachströmen.

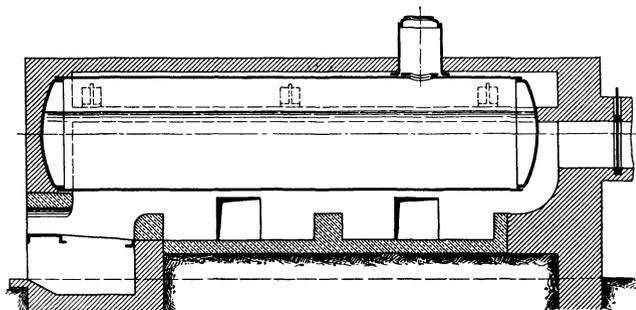


Abb. 277. Einfach-Walzenkessel.



Abb. 278. Mehrfach-Walzenkessel.

In der Bauart der Kessel haben sich bestimmte Formen herausgebildet. Bei kleinen Anlagen ist auf große Einfachheit und Zugänglichkeit Wert zu legen, bei beweglichen und im Großbetrieb besteht das Verlangen, möglichst

viel Heizfläche auf einer bestimmten Grundfläche unterzubringen. Die größten bisher gebauten Kessel haben 1000 qm Heizfläche und liefern stündlich bis 30000 kg Dampf.

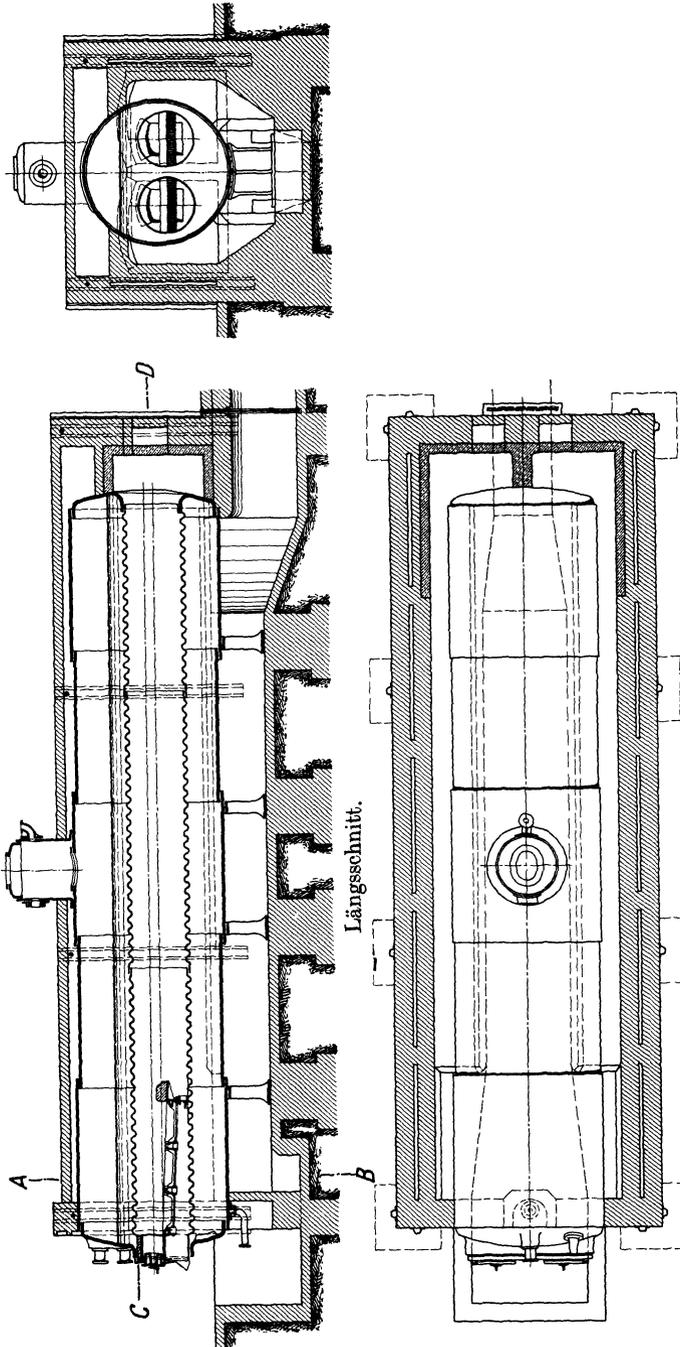


Abb. 279. Zweiflammrohrkessel mit zwei Seitenzügen.

Walzenkessel. Diese einfachsten Kessel werden eingemauert (Abb. 277) und von unten beheizt. Sie erfordern wenig Ausbesserungsarbeiten, sind gut zugänglich, haben einen großen Wasserraum, aber eine verhältnismäßig kleine

Heizfläche (20 qm) und nutzen wegen der großen Wandflächen des Mauerwerks die Heizgase schlecht aus. Besser sind Mehrfach-Walzenkessel. Sie bestehen aus einem Ober- und einem oder mehreren Unterkesseln (Abb. 278), die vorn und hinten durch zylindrische Stützen verbunden sind und werden für Heizflächen bis 200 qm gebaut.

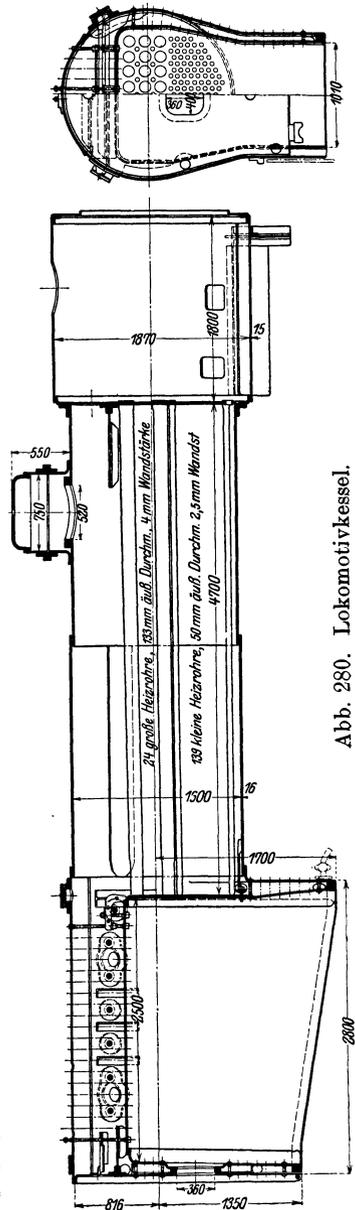
Flammrohrkessel. Der Wasserraum eines zylindrischen Kessels (Abb. 279) wird von einem oder zwei meist aus Wellblech hergestellten Flammrohren durchzogen. In ihnen liegt der Rost mit der Feuerung. Die Heizgase ziehen durch das Flammrohr nach vorn, dann zu beiden Seiten des Kesseläußeren zurück und im letzten Zuge unter dem Kessel zum Fuchs. Der Kessel ist ein Großwasserraumkessel, nutzt die Heizgase besser aus und braucht weniger Platz als der Walzenkessel. Die Reinigung und die Unterhaltung sind einfach und billig. Diese Bauart ist für kleine und mittlere Betriebe vorherrschend. Einflammrohrkessel werden für Heizflächen bis 50 qm, Zweiflammrohrkessel bis 120 qm gebaut.

Heizrohrkessel. Hier durchziehen die Heizgase in vielen engen Rohren von 35 bis 60 mm Lichtweite den Wasserraum des Kessels. Die Heizfläche wird bedeutend vergrößert, der Wasserraum verkleinert, so daß bei wechselnder Dampfentnahme eine sorgfältigere Feuerführung nötig ist als früher. Durch die vielen Einbauten wird die Reinigung erschwert und die Unterhaltung verteuert. Typische Vertreter dieser Gattung sind der Lokomotiv-, Lokomobil- und Schiffskessel. Sie werden nicht eingemauert und sind gegen Erschütterungen unempfindlich.

Bei dem Lokomotivkessel (Abb. 280) liegt der Rost in einer Feuerkiste, deren ebene Wände aus Kupferblech gegen den Außenmantel durch Stehbolzen und Deckenanker versteift werden. An die Feuerkiste schließen sich bis 350 Heizrohre von 35 bis 45 mm Lichtweite, die die Heizgase direkt durch die Rauchkammer zum Schornstein führen. Bei dem beschränkten Raum lassen sich Heizflächen bis 280 qm unterbringen.

Lokomobilkessel (Abb. 281) haben meist eine zylindrische Feuerbuchse mit Rost, aus der die Heizgase durch viele Rohre in die Rauchkammer ziehen. Zur bequemeren Reinigung kann das ganze Röhrensystem mit der vorderen Rohrwand und dem hinteren Kesselboden ausziehbar eingerichtet werden. Für Heißdampf wird der Überhitzer in der Rauchkammer untergebracht. Die Heizflächen dieser Kessel betragen normal 10 bis 120 qm.

Schiffskessel können mit einem großen Außendurchmesser (bis 5 m) gebaut werden (Abb. 282). Sie erhalten drei Flammrohre mit je einer Feu-



zung, die in Wendekammern endigen; von hier ziehen die Heizgase zurück durch viele Heizrohre und strömen durch einen an die hintere Stirnwand angebauten Blechkamin ab. Diese Kessel (Einender) haben Heizflächen bis 300 qm, als Doppelender mit gemeinsamen Wendekammern, die von beiden Seiten geheizt werden, bis 600 qm.

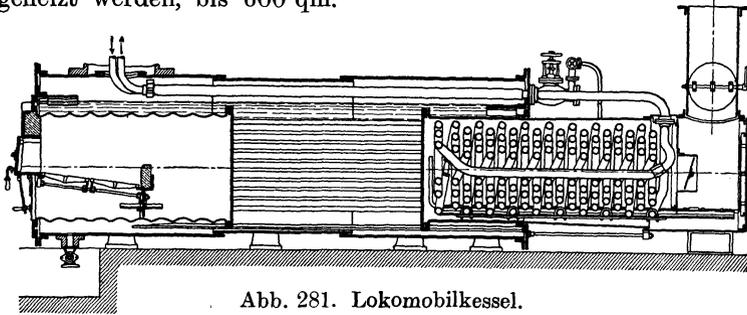


Abb. 281. Lokomobilkessel.

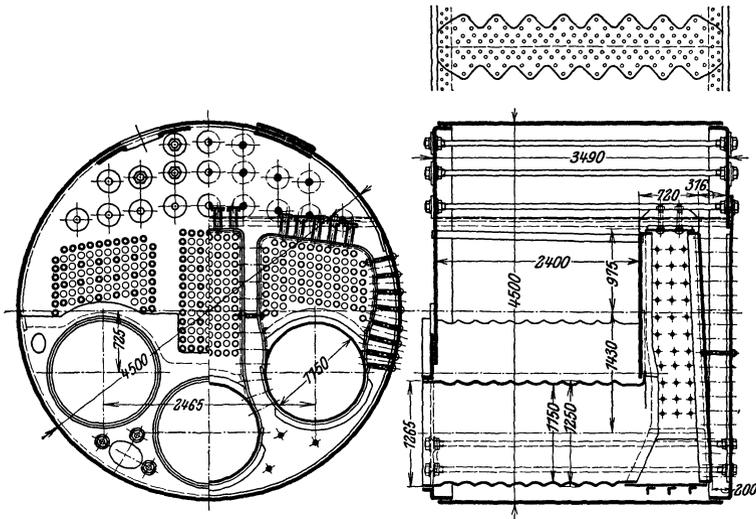


Abb. 282. Schiffskessel.

Wasserrohrkessel. Bei diesem System wird ein Rohrbündel im umgekehrten Sinne, wie früher, benutzt; das Wasser befindet sich in den Rohren und die Heizgase außen. Dieser Kessel findet sein Hauptanwendungsgebiet in den Großkraftanlagen, denn es lassen sich große Heizflächen auf kleiner Grundfläche entwickeln, große Roste anordnen und hohe Leistungen erzielen, da ein starker Wasserumlauf im Kessel stattfindet.

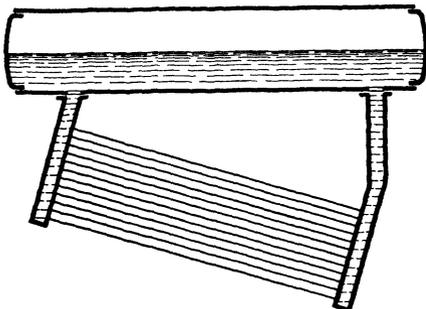


Abb. 283. Schema eines Wasserrohrkessels mit Wasserkammern.

Das Rohrbündel wird entweder mit etwa 15° Neigung an Wasserkammern angeschlossen (Kammer-



Abb. 284. Schema eines Steilrohrkessels

kessel), die mit einem Oberkessel in Verbindung stehen (Abb. 283) oder steil gestellt (Steilrohrkessel) und unmittelbar mit einem Ober- und Unterkessel

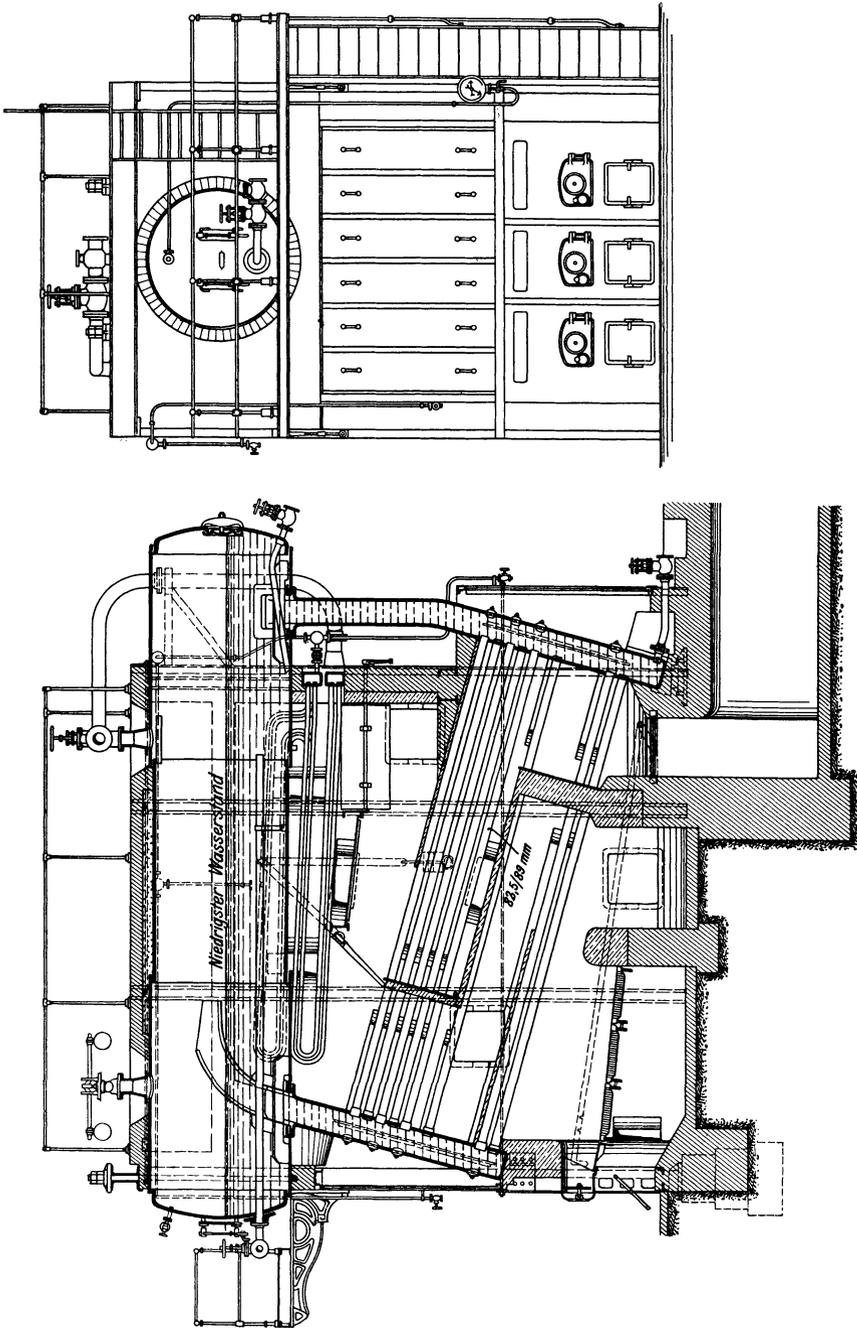


Abb. 285. Wasserkammerkessel.

verbunden (Abb. 284). Beide Arten werden mit Unterfeuerung versehen und für die Führung der Heizgase eingemauert oder bei Marinekesseln mit Blech eingekleidet. Infolge der hohen Wassersäule entsteht, ganz besonders bei

den Steilrohrkesseln, ein starker Wasserumlauf, aber auch nasser Dampf, so daß Überhitzer unentbehrlich sind.

Ein Beispiel der ersten Art zeigt Abb. 285; die Heizfläche wird in der Hauptsache von dem Rohrbündel gebildet, und ihre Wirkung ist besonders gut, weil die Gase die Rohre fast senkrecht treffen und die Bildung von Gassäcken unmöglich machen. Die geneigte Lage der Rohre gibt einen guten Wasserumlauf.

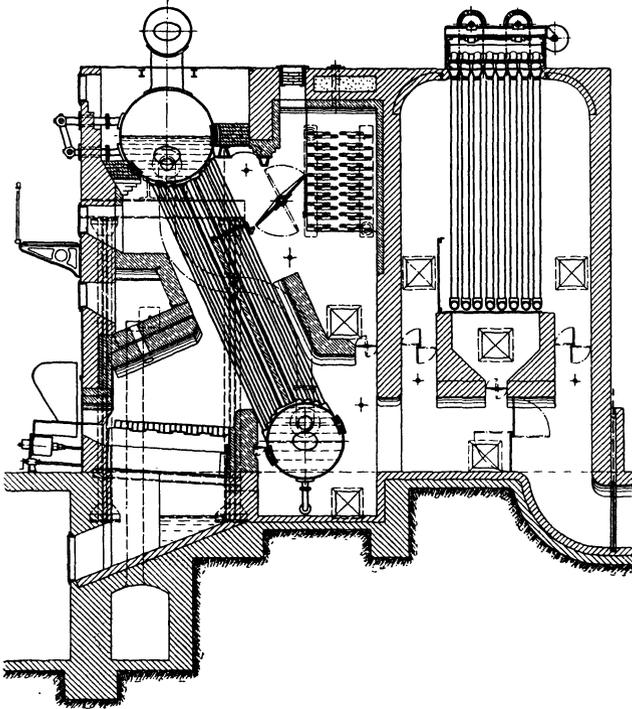


Abb. 286. Steilrohrkessel mit Überhitzer und Vorwärmer.

Heizfläche wird in der Hauptsache von dem Rohrbündel gebildet, und ihre Wirkung ist besonders gut, weil die Gase die Rohre fast senkrecht treffen und die Bildung von Gassäcken unmöglich machen. Die geneigte Lage der Rohre gibt einen guten Wasserumlauf.

Einen Steilrohrkessel zeigt Abb. 286. Hinter dem Kessel ist noch ein Vorwärmer für Speisewasser dargestellt, der von den Heizgasen vor ihrem Eintritt in den Fuchs bestrichen wird.

Wahl des Kessels. Für kleine und mittlere Betriebe kommen Flammrohr- und bei beschränktem Raum Heizrohrkessel (Lokomobilkessel), vielfach mit Flammrohrkessel durch Übereinanderbauen vereinigt, in Betracht. Für

große Anlagen mit vielen Kesseln werden nur Wasserrohrkessel verwendet und so gruppiert, daß die Dampfleitungen zu den Maschinen möglichst kurz werden. Einen zahlenmäßigen Vergleich der hauptsächlich in Betracht kommenden Werte enthält die folgende Zusammenstellung:

Kesselart	Bezogen auf 1 qm Heizfläche				
	Grundfläche	Wasserinhalt	Dampfinhalt	Wasseroberfläche	größtestündliche Dampfmenge
	qm	l	l	qm	kg
Einflammrohrkessel . . .	0,5—0,7	200—250	75—90	0,25—0,40	20—25
Zweiflammrohrkessel . .	0,45—0,5	180—220	80—110	0,22—0,30	22—28
Heizrohrkessel mit vorgehender Flamme . . .	0,25—0,30	110—130	20—30	0,125—0,15	17—22
Heizrohrkessel mit rückkehrender Flamme . .	0,20—0,25	100—120	50—60	0,125—0,15	18—20
Wasserrohrkessel mit Kamern	0,125—0,15	50—75	75—40	0,075—0,10	20—22
Steilrohrkessel	0,075—0,15	35—60	15—20	0,02—0,03	25—30

b) Leistungen.

Brennstoffe und Verbrennung. In Deutschland werden für Kesselfeuerungen vorzugsweise die billigen festen Brennstoffe verwendet. Sie enthalten

an brennbaren Stoffen hauptsächlich Kohlenstoff (bis 82⁰/₁₀₀), der vollständig zu Kohlensäure (CO₂) und unvollständig zu Kohlenoxyd (CO) verbrennen kann. Im ersten Falle werden 8080 WE/kg, im letzten nur 2473 WE/kg frei; es muß daher genügend Sauerstoff durch die Verbrennungsluft zugeführt werden, um eine vollständige Verbrennung zu erzielen. Theoretisch berechnet sich bei guten Brennstoffen die Verbrennungstemperatur zu fast 3000° C; da aber bei dieser Luftmenge infolge ungenügender Mischung der Gase praktisch keine vollständige Verbrennung zu erreichen ist, muß mit erheblichem Luftüberschuß (bis 100⁰/₁₀₀) gearbeitet werden. Dadurch wird die Verbrennungstemperatur, besonders durch den hohen Stickstoffgehalt der Luft (77 Gewichtsteile), auf etwa 1300° C herabgedrückt. Bei unvollständiger Verbrennung infolge Luftmangels raucht der Schornstein; Rauch ist ein Gemisch von unverbranntem Kohlenstoff, kondensierten Kohlenwasserstoffen und Kohlenoxyd. Alle Mittel zur Rauchverhütung haben keinen durchschlagenden Erfolg gehabt; der beste Rauchverhüter ist ein guter Kesselwärter.

Die Güte eines Brennstoffs wird wärmetechnisch nach dem Heizwert bestimmt, der durch Verbrennungsproben in der Bombe festgestellt wird. Er gibt die Anzahl WE/kg an, die bei vollständiger Verbrennung frei werden, und steigt von minderwertiger Braunkohle mit 1800 WE/kg zur besten Steinkohle auf 8300 WE/kg.

Für die Leistungsfähigkeit ist die Verdampfungsziffer maßgebend; sie ist das Verhältnis der Dampfmenge *D* zu der Brennstoffmenge *B*:

$$d = \frac{D}{B}, \dots \dots \dots (14)$$

also die Dampfmenge (kg) ausgehend vom Wasser von 0° C, die von 1 kg Brennstoff stündlich erzeugt wird. Die Verdampfungsziffer hängt außer vom Brennstoff auch von der Güte der Kesselanlage und der Führung des Feuers ab; einige Mittelwerte enthält die nachfolgende Zahlentafel:

Heizwerte und Verdampfungsziffern (Mittelwerte).

Brennstoff	Heizwert (WE/kg)	Verdampfungsziffer (Gl. 14)
Steinkohle	7000	5,6—8,2
Böhm. Braunkohle	4500	2,8—4,6
Braunkohlenbriketts	4800	3,0—4,8
Torf (lufttrocken)	2400	1,5—2,4
Holz (")	3000	1,8—3,0

Wärmeverluste, Wirkungsgrad. Von der in dem Brennstoff enthaltenen Wärme wird nur ein Teil in Dampfwärme verwandelt, der Rest kommt der Verdampfung nicht zugute. Zunächst treten in der Feuerungsanlage Verluste durch mangelhafte Verbrennung auf, wenn unverbrannter Brennstoff zurückbleibt (Durchfallen durch die Rostplatten), oder brennbare Gase wegen ungenügender Mischung mit der Verbrennungsluft gar nicht oder unvollständig verbrennen. Weiter entstehen Verluste durch Leitung und Strahlung, da ein Teil der Wärme von der Umgebung aufgenommen wird, und endlich führen die Heizgase, die sich nur bis auf etwa 300° C an den

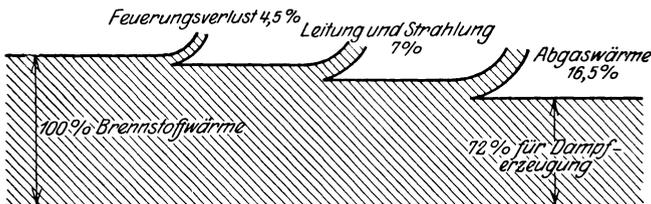


Abb. 287. Wärmediagramm einer Kesselanlage.

weiter entstehen Verluste durch Leitung und Strahlung, da ein Teil der Wärme von der Umgebung aufgenommen wird, und endlich führen die Heizgase, die sich nur bis auf etwa 300° C an den

Heizflächen abkühlen, eine große Wärmemenge durch den Schornstein ab. Die Größe dieser Verluste wird durch die Güte der Anlage und der Feuerführung stark beeinflusst. Mittelwerte enthält Abb. 287, Der Wirkungsgrad der Kesselanlage ist

$$\eta = \frac{\text{vom Dampf aufgenommene Wärme}}{\text{im Brennstoff enthaltene Wärme}} = 0,5 \text{ bis } 0,8.$$

Anstrengung. Die Leistung einer bestimmten Kesselanlage läßt sich durch Steigerung der Brennstoffmenge bis zu einem gewissen Grade „forcieren“. Mit der Anstrengung des Kessels nimmt aber die Wärmeausnutzung oder der Wirkungsgrad ab, denn je mehr Brennstoff verbrannt oder Heizgase erzeugt werden, um so größer ist ihre Geschwindigkeit in den Zügen, so daß zu wenig Zeit zum Wärmeaustausch bleibt und ein hoher Schornsteinverlust die Folge ist. Bezeichnet

B die stündliche Brennstoffmenge in kg,

R die Rostfläche in qm,

D die stündliche Dampfmenge in kg,

H die Heizfläche in qm,

η den Wirkungsgrad der Kesselanlage,

so ist $\frac{B}{R}$ die Anstrengung der Feuerung, also die stündliche Brennstoffmenge, die auf 1 qm Rostfläche verbrannt wird. Bei natürlichem Zuge kann man bis 150 kg Steinkohle und bis 240 kg Braunkohle auf 1 qm Rostfläche stündlich verbrennen.

Die Anstrengung der Heizfläche $\frac{D}{H}$ gibt die Dampfmenge an, die auf 1 qm Heizfläche stündlich erzeugt wird; sie kann bei natürlichem Zuge bis 30 gesteigert werden. Einige Mittelwerte für Steinkohlen enthält die folgende Zusammenstellung:

Mittelwerte für Steinkohlen.

Art der Verbrennung	$\frac{B}{R}$	$\frac{D}{H}$	$\frac{D}{B}$	η
Sehr langsam .	50	8,9	8,9	0,78
Langsam . . .	50	15	7,8	0,68
Normal	75	20	7,3	0,63
Lebhaft	100	30	6,0	0,55
Künstlicher Zug	450	55	5,0	0,50

Bei den heutigen hohen Brennstoffpreisen müssen die Kesselanlagen für mäßige Anstrengungen, also groß gebaut werden, um die Wärme gut auszunutzen, wenn nicht beschränkte Raumverhältnisse, wie bei Lokomotiv- und Schiffskesseln, eine hohe Kesselleistung notwendig machen.

c) Einzelheiten der Kesselanlage.

Feuerungsanlage. Die Hauptaufgabe der Feuerung ist, eine rauchfreie Verbrennung zu erzielen. Dies ist nur möglich, wenn die durch die Rostspalten zuströmende Verbrennungsluft in ausreichender Menge vorhanden ist und sich gut mit dem Brennstoff mischt. Der Brennstoff muß gleichmäßig über den Rost verteilt und um so niedriger geschüttet sein, je feiner er ist. Die Beschickung von Planrosten verlangt einen gelernten Heizer; es darf frischer Brennstoff nur in dünnen Schichten aufgegeben werden, und zuerst da; wo das Feuer hell wird. Die Länge von Hand beschickter Roste darf etwa 2 m nicht überschreiten. Einfacher in der Bedienung sind die Treppen-

roste (Abb. 288). Der Hauptrost ist geneigt und treppenartig mit waagrechten Spalten ausgebildet, an ihn schließt sich ein kurzer Planrost. Der Brennstoff rutscht aus einem Fülltrichter selbsttätig nach, die Bedienung ist dadurch wesentlich vereinfacht. Aber der Treppenrost ist nur für nicht backende und schlackende Kohle, wie Braunkohle und Torf, geeignet; für Steinkohle nicht.

Um für Steinkohle die teure und mühsame Handarbeit auszuschalten, sind mit Erfolg mechanische Roste konstruiert, die in Großkraftanlagen allgemein zur Einführung gekommen sind. Eine vielverbreitete Bauart ist der Kettenrost. Kurze Roststäbe sind, wie bei einer Gelenkkette, durch Bolzen miteinander verbunden und zu einem endlosen breiten Gurt zusammenschlossen, der über Kettenrollen läuft und durch einen Motor angetrieben wird. Die Kohle fällt durch einen Schüttrichter auf den laufenden Rost, und zwar in solchen Mengen, daß sie, am Ende angekommen, verbrannt ist. Durch Veränderung der Schüttmenge und der Rostgeschwindigkeit läßt sich das Feuer regeln. Anwendbar ist dies Verfahren aber nur für feinkörnige Kohle mit genügend gleichmäßiger Stückgröße.

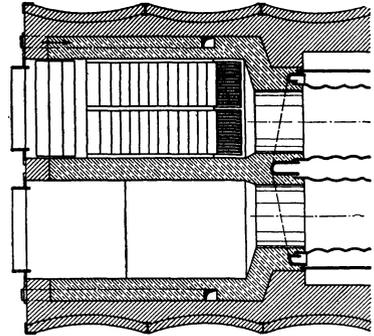
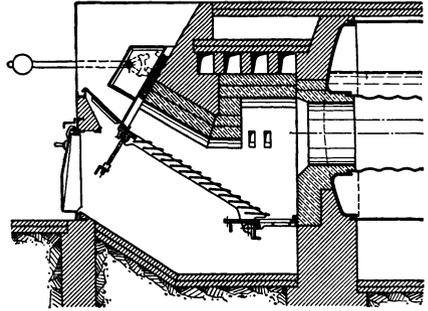


Abb. 288. Treppenrost vor einem Flammenrohrkessel.

An den Feuerraum schließen sich die Heizkanäle. Sie werden in ihrem Querschnitt so bemessen, daß die Geschwindigkeit der Heizgase etwa 3 bis 4 m/s beträgt, und können infolge der Abkühlung nach dem Schornstein enger werden.

Die Zugerzeugung, d. h. die Bewegung der Heizgase, erfolgt in der Regel durch einen hohen Schornstein (40 bis 120 m). Die heiße Gassäule im Schornstein hat ein spezifisch geringeres Gewicht und demnach einen kleineren hydrostatischen Druck im Fuchs, als die Außenluft unter dem Rost. Dadurch ist das Gleichgewicht gestört; kalte Luft tritt durch die Rostspalten ein und saugt, da sie durch die Erwärmung leichter wird und durch den Schornstein abströmen kann, neue Luft nach. Der Unterdruck im Fuchs beträgt unter gewöhnlichen Verhältnissen etwa 10 mm Wassersäule ($\frac{1}{100}$ at).

Wenn hohe Schornsteine nicht anwendbar oder zweckmäßig sind, müssen andere Mittel (künstlicher Zug) zur Bewegung der Heizgase angewendet werden. Bei der Lokomotive wird der Auspuffdampf der Dampfzylinder zur Zugerzeugung benutzt. Er strömt durch das Blasrohr in die Rauchkammer und von dieser in den Schornstein; durch seine Strömungsenergie reißt er die ihn umgebenden Rauchgase mit und erzeugt einen Unterdruck von etwa 120 mm WS. Ein ähnliches Verfahren wird bei ortsfesten Anlagen angewendet, indem man (Abb. 289) Luft durch einen Exhaustor in einen kurzen Blechschornstein bläst und da-

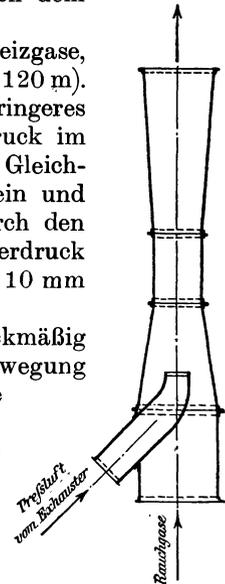


Abb. 289. Künstlicher Zug.

durch die Rauchgase fördert. Bei solchen Saugzuanlagen wird ein teurer Schornstein erspart, die Zugstärke läßt sich in weiten Grenzen regeln, aber es entsteht ein laufender Energieverbrauch (etwa 2% der Kesselleistung) für den Betrieb des Ventilators.

Rauchgasvorwärmer. Um die Wärme der Abgase weiter auszunutzen, als es an den Kesselheizflächen möglich ist, kann man sie zur Erwärmung des Speisewassers benutzen. Solche Vorwärmer (Economiser) bestehen aus einem Bündel gußeiserner Rohre von etwa 100 mm Lichtweite, durch die die Speisepumpe das Speisewasser hindurchdrückt, bevor es in den Kessel kommt. Sie werden zwischen Kessel und Schornstein eingebaut (vgl. Abb. 286, S. 134) und empfehlen sich überall da, wo die Rauchgastemperatur noch mindestens 300° C beträgt. Die Erwärmung des Speisewassers beträgt bis 120° C, der Wirkungsgrad der Kesselanlage kann dann bis auf 85% steigen.

Überhitzer. Die Überhitzung des Kesseldampfs (Heißdampf, S. 123) erfolgt auf dem Wege zur Dampfmaschine (vgl. Abb. 272, S. 124), also bei konstantem Druck. Der Dampf wird in einer Kammer auf viele enge Rohre (30 mm Lichtweite) verteilt und in einer zweiten Kammer wieder gesammelt. Die Überhitzerrohre werden schlangen- oder spiralförmig gebogen und an einer Stelle der Feuerungsanlage angeordnet, wo die Temperatur noch genügend hoch ist (vgl. Abb. 281, S. 132 und Abb. 285, S. 133). Die Heizgase müssen von der Überhitzeranlage absperrbar sein, damit bei längerem Stillstand der Maschine die Rohre nicht ausgeglüht werden. Die Überhitzerfläche beträgt $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ der Heizfläche, die Heißdampf Temperatur bis 350, vereinzelt bis 400° C, darüber entstehen Betriebsschwierigkeiten.

Kesselausrüstung. Hierzu gehören alle die Teile, die zum ordnungsmäßigen Betrieb des Kessels notwendig sind. Unter den wichtigsten ist zunächst das Sicherheitsventil (bei beweglichen Kesseln zwei) zu erwähnen; es ist durch Gewichte oder Federn so zu belasten, daß es bei Überschreitung des zulässigen Dampfdrucks abbläst. Weiter sind zwei voneinander unabhängige Wasserstandzeiger nötig; sie bestehen aus stehenden Glasrohren, deren Enden durch Stützen mit dem Dampf- und Wasserraum des Kessels Verbindung haben und den jeweiligen Wasserstand im Glase erkennen lassen. Der Dampfdruck muß durch ein Manometer jederzeit ablesbar sein. Zur Speisung des Kessels sind zwei voneinander unabhängige Speisepumpen vorgeschrieben. Weiter sind Mannlochdeckel zum Befahren des Kessels, sowie Dampfabsperrentile, Ablaßhähne usw. vorzusehen.

4. Kondensationseinrichtungen.

Allgemeines. Der aus der Maschine austretende Abdampf ist stets nasser Dampf, seinem Druck entspricht also eine bestimmte Temperatur. Bei Auspuffmaschinen hat der ausströmende Dampf einen Druck von rd. 1 at und eine Temperatur von rd. 100° C. Läßt man den Dampf in einen luftdicht abgeschlossenen Behälter (Kondensator) treten und hält hier eine geringere Temperatur, so entsteht, entsprechend Abb. 290, ein geringerer absoluter Druck, also gegen die Atmosphäre ein Vakuum. Der Dampfmaschine ist dadurch zwischen Kessel und Kondensator ein größeres Druckgefälle zur Verfügung gestellt. Einem Kondensatordruck von z. B. 0,1 at abs. oder 90 v. H. Vakuum entspricht nach Abb. 290 eine Temperatur von 45,4° C. Da nun Wasser in Brunnen eine Temperatur von etwa 10° und in Flüssen und Seen bis höchstens 25° besitzt, so steht ein billiges Kühlmittel zur Verfügung, um ein Vakuum zu erzeugen.

Der Abdampf hat i. M. einen Wärmeinhalt von 600 WE/kg. Bei einer Kondensatortemperatur von t_c sind ihm also $(600 - t_c)$ WE/kg zu entziehen, die bei vollständigem Wärmeaustausch auf das Kühlwasser übergehen. Bei einer Kühlwassertemperatur von t_w ergibt sich dann die Kühlwassermenge zu

$$W = \frac{600 - t_c}{t_c - t_w} \dots (15)$$

Sie beträgt meist mehr als 25 kg Wasser für 1 kg Dampf. Wenn man die große Kühlwassermenge nicht in ausreichender Weise beschaffen oder nach dem Gebrauch wegen fehlender Abwasseranlagen wieder loswerden kann, so sind Rückkühlanlagen notwendig, in denen das erwärmte Wasser auf einen Kühlturm gehoben und durch Niederrieseln in fein verteiltem Zustande von der Luft wieder abgekühlt wird (auf etwa 30 bis 40°). Für den Betrieb der Kondensationsanlage sind zum Heranschaffen des Kühlwassers und Abführen der Kondensationsprodukte Pumpen notwendig, deren Arbeitsbedarf etwa 1 bis 3 v. H. der Maschinenleistung beansprucht. Je höher das Vakuum, um so größer und leistungsfähiger müssen die Pumpen sein; die wirtschaftliche Grenze liegt meist bei einem Vakuum von 80 bis 90⁰/₁₀. An sich ist die Kondensation trotz des erhöhten Anlagekapitals bei größeren und gut ausgenutzten Maschinen immer wirtschaftlich; sie scheidet nur da aus, wo der ganze Abdampf für Heiz- und Kochzwecke, oder wie bei der Lokomotive zur Zugerzeugung (vgl. S. 137) gebraucht wird.

Man unterscheidet zwei Hauptarten der Kondensation: die Mischkondensation und die Oberflächenkondensation. Im ersten Falle wird der Dampf mit kaltem Wasser gemischt, so daß sich eine mittlere Temperatur einstellt, im andern Falle streicht der Dampf an durch Wasser gekühlten Flächen vorbei, die ihm die Wärme entziehen; es entsteht ein reines Kondensat.

Misch- oder Einspritzkondensation. Der in den Kondensator eintretende Dampf (Abb. 291) wird mit brausenartig ihm entgegentretem Kühlwasser gemischt. Das „Einspritzwasser“ muß bei Beginn des Betriebes mit Druck

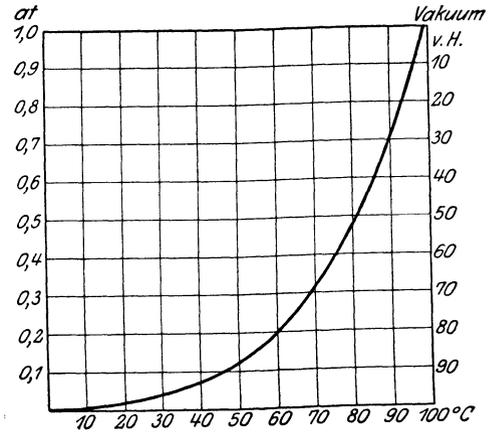


Abb. 290. Dampfspannung und Temperatur in Vakuum.

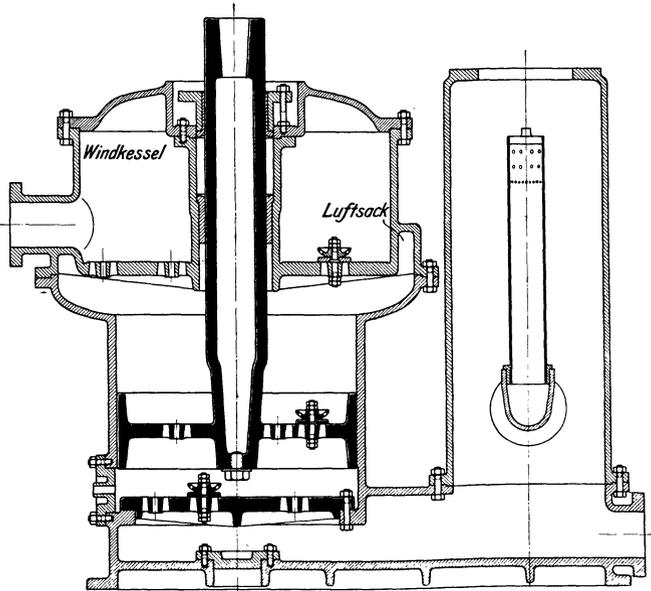


Abb. 291. Einspritzkondensator und Pumpe.

Man unterscheidet zwei Hauptarten der Kondensation: die Mischkondensation und die Oberflächenkondensation. Im ersten Falle wird der Dampf mit kaltem Wasser gemischt, so daß sich eine mittlere Temperatur einstellt, im andern Falle streicht der Dampf an durch Wasser gekühlten Flächen vorbei, die ihm die Wärme entziehen; es entsteht ein reines Kondensat.

Misch- oder Einspritzkondensation. Der in den Kondensator eintretende Dampf (Abb. 291) wird mit brausenartig ihm entgegentretem Kühlwasser gemischt. Das „Einspritzwasser“ muß bei Beginn des Betriebes mit Druck

(Wasserleitung) zugeführt werden; kann nachher aber, wenn das Vakuum entstanden ist, angesogen werden, wenn die Saughöhe 7 m (besser 5 m) nicht überschreitet. Die sich im Kondensator ansammelnden Produkte müssen durch eine Pumpe fortlaufend entfernt werden; diese hat also zu fördern: Einspritzwasser, Kondensat, nicht niedergeschlagene Dampfreste und Luft. Die Luft kommt, abgesehen von Undichtigkeiten, durch das Einspritzwasser in den Kondensator, denn in diesem ist Luft absorbiert (etwa 0,02 l/kg), die sich bei dem geringen Kondensatordruck ausscheidet und ausdehnt. Die Pumpe hat dem Volumen nach vorzugsweise Luft zu fördern und heißt deshalb „Luftpumpe“ und, wenn sie gleichzeitig das Wasser mit fördert, „nasse“ Luftpumpe. Die Ventile werden als Gruppenventile mit Gummiklappen gebaut. Um kleinere Pumpenabmessungen zu erhalten, kann man Luft- und Wasserförderung trennen, also eine „Trockenluftpumpe“ und „Warmwasserpumpe“ anwenden. Die letztere läßt sich wieder entbehren und durch ein „barometrisches Fallrohr“ mit selbsttätigem Wasserablauf ersetzen, wenn man den Kondensator hoch genug legt und ein Fallrohr in das Abflußwasser führt, denn in dieses kann von unten das Wasser nur bis zur größten Saughöhe (~ 10 m) steigen. Bei dieser Höhenlage kann natürlich das Einspritzwasser nicht mehr angesogen werden, sondern ist durch eine Kaltwasserpumpe zuzuführen.

Der Kühlwasserverbrauch beträgt 20 bis 30 l für 1 kg Dampf und ist geringer als bei andern Systemen. Deshalb und wegen der einfachen Bauart und des geringen Kraftbedarfs findet die Einspritzkondensation bei ortsfesten Anlagen und Lokomobilen eine sehr ausgedehnte Anwendung.

Oberflächenkondensation. Dampf und Kühlwasser durchströmen durch Flächen voneinander getrennt den Kondensator, man braucht etwa 0,02 bis 0,03 qm Kühlfläche für 1 kg Dampf. Um eine gedrängte Bauart zu erhalten, werden stets Röhrenkühler verwendet, deren Röhren aus Messing innen vom

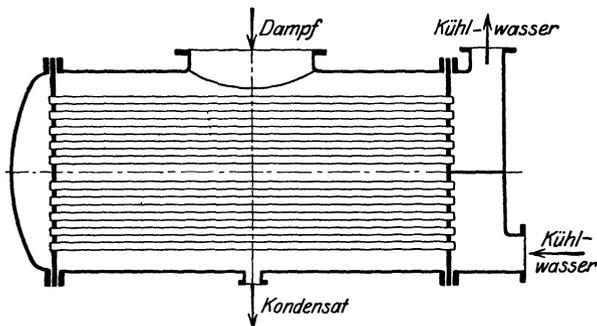


Abb. 292. Oberflächenkondensator.

Wasser durchströmt und außen vom Dampf umspült werden (Abb. 292). Der Kondensator ist meist in mehrere Abteilungen durch Scheidewände geteilt, die vom Wasser und Dampf nacheinander auf einem langen Wege durchströmt werden. Die Fortschaffung des Kondensats erfolgt, wie früher, durch Naßluftpumpe oder durch Trockenluftpumpe für Wasser und

Luft getrennt (höheres Vakuum). Das Kühlwasser muß stets durch eine Pumpe (Kühlwasserpumpe, Zirkulationspumpe) zugeführt werden, die fast immer als Kreiselpumpe gebaut wird. Die ganze Anlage wird größer und teurer, der Kühlwasserverbrauch ist höher (25 bis 50 l für 1 kg Dampf), als bei der Einspritzkondensation. Dem steht aber als Vorteil gegenüber, daß man in dem reinen Kondensat ein vorzügliches Kesselspeisewasser erhält, das keinen Kesselstein mehr absetzt. Allerdings enthält es bei Kolbenmaschinen Öl, den der Dampf aus der Maschine mitnimmt und der im Kessel schädlich ist; dieser kann aber durch Ölabscheider vor dem Kessel entfernt werden. Notwendig wird dies System bei Seeschiffen, da Seewasser für die Kessel ungeeignet ist.

5. Kolbendampfmaschinen.

a) Arbeitsverrichtung des Dampfes.

Einleitung der Maschinen. Der äußeren Bauart nach unterscheidet man stehende und liegende Maschinen. Die ersteren brauchen weniger Platz, sind aber schwerer zugänglich. Dampfzylinder und Kurbellager

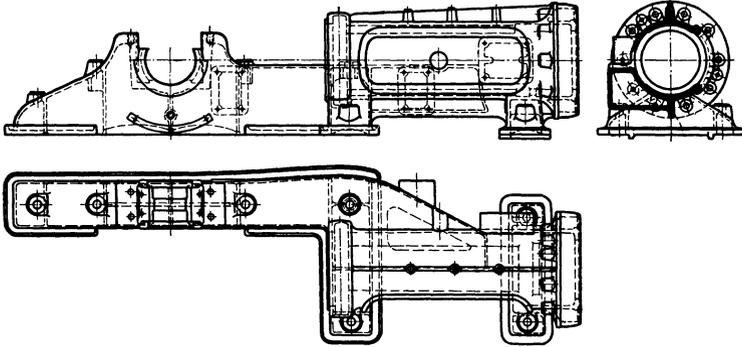


Abb. 293. Rahmen einer liegenden Dampfmaschine.

müssen wegen der gegeneinander gerichteten Kräfte eine kräftige Verbindung erhalten. Für liegende Maschinen werden sog. Bajonettrahmen gebaut (Abb. 293), die die Kreuzkopfführung, an die der Dampfzylinder angeschraubt ist, mit dem Kurbellager verbinden. Stehende Maschinen (Abb. 294) erhalten auf der einen Seite einen kräftigen gußeisernen Rahmen, auf der andern dünne schmiedeiserne Stangen, so daß sie von hier aus leicht zugänglich sind.

Nach der Durchführung des Arbeitsprozesses sind zunächst zu unterscheiden Auspuff- und Kondensationsmaschinen. Bei den ersteren tritt der Arbeitsdampf aus der Maschine ins Freie, also mit einer Spannung von rd. 1 at, bei den letzteren wird er in einem geschlossenen Gefäß wieder zu Wasser verdichtet, so daß infolge der Volumverkleinerung ein Unterdruck gegenüber der Außenluft entsteht.

Bei beiden Arten kann die Arbeitsverrichtung ganz in einem Zylinder (Einzylindermaschinen) oder der Reihe nach in mehreren (Mehrzylinder- oder Mehrfachexpansionsmaschinen) erfolgen.

Wirkungsweise des Dampfes. Die Dampfmaschinen werden stets doppelwirkend gebaut, d. h. der Dampf arbeitet abwechselnd vor und hinter den Kolben. Durch die Einlaßorgane *E* der Steuerung (Abb. 295) tritt er ein und die darunter liegenden Auslaßorgane aus. Während der Einströmung, der sog. Füllungsperiode, legt der Kolben den Weg s_1 zurück, frischer Dampf strömt vom Kessel ständig nach, so daß der Druck in dieser Zeit konstant bleibt. In dem

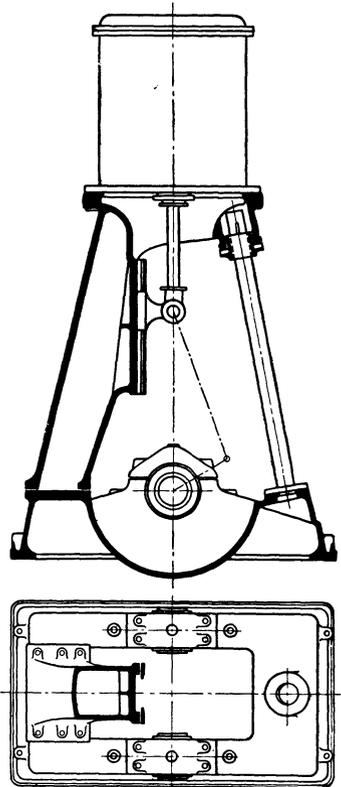


Abb. 294. Stehende Dampfmaschine.

Dampfdiagramm (Abb. 296), in dem auf der Abszisse die Kolbenwege oder Volumina, auf der Ordinate die Kolbendrücke in at aufgetragen werden, verläuft die Druckkurve nach der Linie *ab*. Alsdann schließt das Einlaßorgan

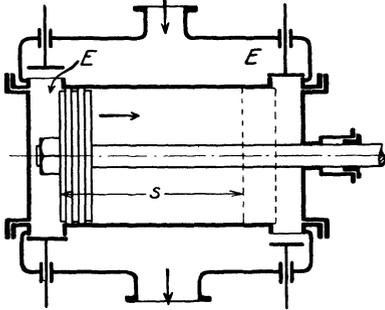


Abb. 295. Dampfzylinder mit Ventilsteuerung.

und der Dampf expandiert bis zum Hubende (ganzer Kolbenweg *s*). Die Expansionslinie *bc* ist für den Sattedampf annähernd eine gleichzeitige Hyperbel, deren Konstruktion punktiert angegeben ist, für Heißdampf liegt sie etwas tiefer (über die genauere Form der Expansionslinie vgl. Gl. 9 und 10, S. 126). Am Hubende öffnet das Auslaßorgan und läßt den Dampf während des ganzen Rückweges des Kolbens austreten. Die Druckkurve (Abb. 296) fällt zunächst von p_2 auf den Außendruck p_a (Linie *cd*) und bleibt dann, während der Kolben den Dampf herauschiebt, konstant, Linie *de*. Auf der andern

Kolbenseite verlaufen die Vorgänge genau ebenso, nur zeitlich verschoben; es entspricht also der Füllung und Expansion auf der einen Seite die Auströmung auf der andern Seite des Kolbens. Demgemäß stellt jede Ordinate innerhalb des Kurvenzuges den treibenden Druck und die eingeschlossene

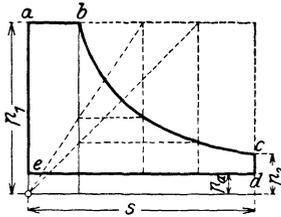


Abb. 296. Ideal-diagramm.

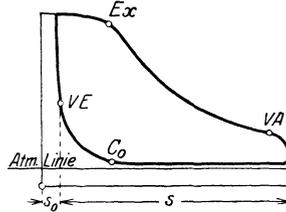


Abb. 297. Wirkliches Diagramm.

Fläche (Kraft \times Weg) die Arbeit dar, die während eines Hin- und Rückgangs auf 1 qcm Kolbenfläche übertragen wird. Die Arbeitsfläche ließe sich noch vergrößern, wenn man die Expansion bis zur Austrittsspannung fortsetzt, also die Expansionslinie bis zum Schnittpunkt mit

der Auspufflinie verlängert. Dies bedingt jedoch eine bedeutende Vergrößerung des Hubes und Verlängerung des Zylinders, deren Nachteile durch den nur geringen Gewinn nicht ausgeglichen werden. Man bricht daher die Expansion vorzeitig ab, und zwar etwa so, daß $p_2 = p_a + 0,5$ at bis 1 at wird.

Das beschriebene Dampfdiagramm gilt für die verlustlose Dampfmaschine. In Wirklichkeit treten infolge praktischer Unvollkommenheiten und Notwendigkeiten verschiedene Abweichungen ein. Zunächst erkennt man aus Abb. 295, daß im Totpunkt des Kolbens noch ein Raum im Zylinder vorhanden ist, der vorerst mit Dampf gefüllt werden muß, ehe eine Kolbenbewegung eintreten kann. Dieser „schädliche“ Raum beträgt je nach der Art der Steuerung 4 bis 12% des Hubraums und ist im Dampfdiagramm dadurch zu berücksichtigen, daß man den Koordinaten-Anfangspunkt um das Maß s_0 zurücklegt (Abb. 297), denn um diesen Betrag sind die Dampf-volumina größer als die Hubvolumina. Über die Einzelvorgänge ist weiter das Folgende zu bemerken:

1. Einströmung. Die Einströmungslinie hat immer, namentlich am Schluß, einen fallenden Charakter, denn der Dampf staut sich in den Zuleitungswegen und kann nicht schnell genug dem Kolben folgen; ferner kann das Einlaßorgan nicht plötzlich schließen, der Übergang zur Expansion vollzieht sich daher allmählich.

2. Expansion. Der Dampf im schädlichen Raum expandiert mit, die Expansionslinie ist von dem neuen Koordinaten-Anfangspunkt aus zu kon-

struieren. Sie läuft aber nicht bis zum Hubende, sondern hört schon vorher (etwa 5 bis 7⁰/₀ des Hubes) auf.

3. Vorausströmung. Bereits bei *V. A.* (Abb. 297) öffnet das Auslaßorgan, damit bis zum Hubende der Dampf ganz entspannt ist und der auf der andern Seite eintretende Frischdampf, der die ganzen Massen von neuem in Gang setzen muß, einen möglichst kleinen Gegendruck vorfindet.

4. Ausströmung. Die Spannung im Zylinder ist infolge der Stauungen in den Ausströmungsleitungen etwas größer als der Gegendruck; sie beträgt bei Auspuffmaschinen 1,1 bis 1,25 at, bei Kondensationsmaschinen i. M. 0,2 at. Auch diese Periode wird vorzeitig bei *C₀* unterbrochen.

5. Kompression. Bei *C₀* schließt das Ausströmorgan, der Dampf ist im Zylinder eingeschlossen und wird durch den rücklaufenden Kolben zusammengeschoben. Die Kompressionslinie ist annähernd eine gleichseitige Hyperbel. Der Zweck der Dampfverdichtung ist einmal, den schädlichen Raum mit höherer Spannung und Temperatur zu füllen, damit an Frischdampf gespart wird, und weiter der, den von der andern Seite getriebenen Kolben gegen einen wachsenden Druck auslaufen zu lassen und dadurch einen sanften Druckwechsel in den Getrieben herbeizuführen. Maschinen, die ohne Kompression arbeiten, klopfen in den Lagern.

6. Voreinströmung. Kurz vor dem Hubende bei *V. E.* öffnet das Einlaßorgan, damit bei Beginn der neuen Bewegung der volle Dampfdruck erreicht ist.

Infolge dieser Maßnahmen wird das wirkliche Diagramm etwas kleiner als das Idealdiagramm (Abb. 296).

Indikatordiagramm. Über die Arbeitsleistung gibt das Dampfdiagramm Aufschluß. Bei einer vorhandenen Maschine kann ein solches mit einem Instrument, dem „Indikator“, aufgenommen und damit ein getreues Bild der Vorgänge im Zylinder gewonnen werden. Der Indikator Abb. 298 besitzt einen kleinen Zylinder mit eingeschliffenem Kolben und wird auf den Indikatorstutzen am Ende des Dampfzylinders aufgeschraubt. Der Kolben ist mit einer geeichten Feder belastet und außen mit dem Schreibzeug versehen, dessen Schreibstift, stark übersetzt, gegen eine Papiertrommel gedrückt werden kann. Die Trommel wird durch Schnur und Rückziehfeder in eine hin und her schwingende Drehung versetzt und vom Kreuzkopf oder der Kurbel mit zwischen-geschaltetem Hubverminderer (Hub etwa 100 mm) so angetrieben, daß ihre Bewegungen denen des Dampfkolbens entsprechen. Wird der Indikatorzylinder durch den Absperrhahn mit dem Dampfzylinder in Verbindung gebracht und gleichzeitig die Trommel in Bewegung gesetzt, so zeichnet der Schreibstift die Dampfdrücke als Funktion des Kolbenwegs auf und beschreibt ein geschlossenes Diagramm. Vorher wird bei geschlossenem Hahn die Atmosphärenlinie als Meßbasis aufgetragen. Aus der Stärke der gewählten Indikatorfeder, dem Federmaßstab (z. B. 6 mm = 1 at), lassen sich die Drücke unmittelbar von der Atmosphärenlinie aus ablesen.

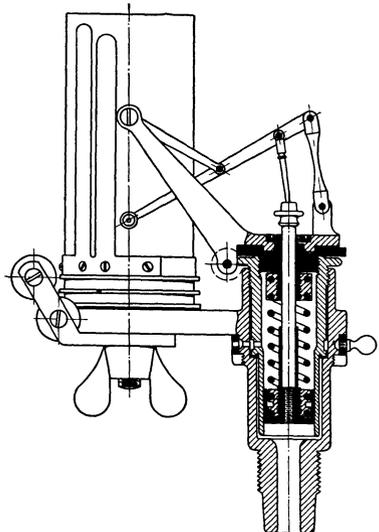


Abb. 298. Indikator.

Ermittlung der Leistung. Zur Bestimmung der Arbeitsleistung ermittelt man aus dem Indikator-diagramm den „mittleren indizierten Druck“ p_i , in-

dem man die Diagrammfläche in ein gleichgroßes Rechteck von derselben Länge verwandelt (Abb. 299). Die Höhe des Rechtecks kann man mit dem Planimeter oder nach der Simpsonschen Regel bestimmen. Im letzteren Falle teilt man das Diagramm in etwa zehn gleichbreite Flächenstreifen und bildet aus den mittleren Höhen das arithmetische Mittel, also gemäß Abb. 299

$$h_m = \frac{h_1 + h_2 + \dots + h_{10}}{10} \text{ mm} = p_i \text{ at.}$$

Die Arbeitsverrichtung kann nun so aufgefaßt werden, als wenn der Kolben während jeden Hubes mit dem konstanten Druck p_i belastet wäre, so daß bei einer Kolbenfläche von F qcm eine konstante Kolbenkraft $F \cdot p_i$ entsteht. Hieraus ergibt sich die indizierte Leistung zu

$$N_i = \frac{F \cdot p_i \cdot c}{75} = F \cdot p_i \frac{2 \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ PS}_i, \dots (16)$$

wobei bedeutet

F die wirksame Kolbenfläche nach Abzug des Stangenquerschnitts in qcm,

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/s,

s den Kolbenhub in m,

n die minutliche Drehzahl.

Die indizierte Leistung ist die auf den Kolben übertragene Dampfarbeit; an der Kurbelwelle wird nur ein Teil η (Wirkungsgrad) hiervon nutzbar, da außerdem noch die Reibungsarbeit zu decken ist. Die effektive Leistung ist demnach

$$N_e = \eta N_i = \eta \frac{F \cdot p_i \cdot c}{75} = \eta \frac{F \cdot p_i \cdot 2 \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \dots \dots \dots (17)$$

Der Wirkungsgrad η hängt von den baulichen Verhältnissen und dem jeweiligen Betriebszustand ab und liegt in den Grenzen von 0,75 bis 0,95, wobei die hohen Werte nur für sehr große und sehr vollkommene Maschinen gelten. Über die Messung der effektiven Arbeit mittels Bremse vgl. S. 100.

Für die Berechnung der Abmessungen einer zu entwerfenden Dampfmaschine wird ebenfalls die Arbeitsgleichung benutzt und hieraus die Kolbenfläche F ermittelt. Zur Bestimmung von p_i kann das Dampfdiagramm benutzt werden, das unter Berücksichtigung der zu erwartenden Drosselverluste möglichst genau aufzuzeichnen ist. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit wählt man zu $c = 2$ bis 3 m/s, bei Schnelläufern bis 4 m/s. Aus der angenommenen Drehzahl ergibt sich dann der Hub.

Veränderung der Leistung. Um bei wechselndem Arbeitsbedarf die Maschine im Gleichgewicht zu halten, muß das Dampfdiagramm entsprechend vergrößert oder verkleinert werden. Dies ist zunächst dadurch möglich, daß man die Eintrittsspannung ändert, indem man das Dampfabsperrenteil teilweise schließt oder eine Drosselklappe in die Dampfzuleitung setzt und vom Regler beeinflussen läßt. Diese Regelungsart ist aber unwirtschaftlich, da ein Teil der verfügbaren Energie zur Drosselung verbraucht wird. Besser ist die Füllungsregelung. Hier wird stets mit voller Spannung gearbeitet, aber mit verschiedener Füllung (Abb. 300), so daß die Expansion früher oder später beginnt und die Diagramme größer oder kleiner werden. Diese Änderungen werden durch den selbsttätigen Regler herbeigeführt, der unmittelbar die Steuerungsorgane verstellt. Man erkennt aus den Diagrammen, daß

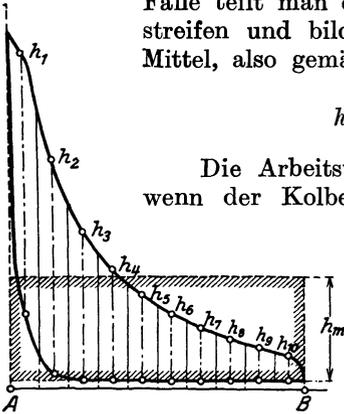


Abb. 299. Bestimmung des mittleren Drucks.

sich die Leistung in weiten Grenzen regeln, insbesondere erheblich über die normale Größe steigern läßt, und zwar ohne daß die Getriebe überanstrengt werden, da sie ja auch so für den höchsten Dampfdruck berechnet sein müssen. Hiervon macht besonders die Lokomotive Gebrauch; sie fährt beim Anfahren mit 80% Füllung und erreicht dadurch eine große mittlere Anzugskraft, die die Massenwiderstände schnell zu überwinden vermag. Natürlich sind solche Überlastungen auf die Dauer unwirtschaftlich, da der Dampf mit zu hoher Spannung den Zylinder verläßt und zu wenig ausgenutzt wird.

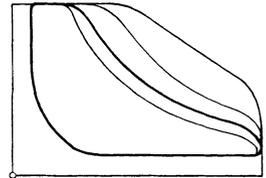


Abb. 300. Veränderung der Leistung.

b) Mittel zur besten Dampfausnutzung.

Übersicht. Der geschilderte Arbeitsprozeß ist seinem Wesen nach bei allen Kolbendampfmaschinen unverändert geblieben. Das Studium der Einzelvorgänge, besonders in wärmetechnischer Hinsicht, hat jedoch Mängel erkennen lassen und die Wege zu deren Verringerung gezeigt. Das Ziel ist, die dem Dampf innewohnende Energie möglichst vollkommen in nutzbare Arbeit umzusetzen, also bei gegebener Leistung mit dem kleinsten Wärmeaufwand auszukommen. Die heute für die Praxis in Betracht kommenden Mittel sind:

1. hohe Kesseldrücke oder Eintrittsspannungen,
2. kleine Austrittsspannungen (Kondensation),
3. Heizung der Dampfzylinder (Dampfmantel),
4. mehrfache Expansion (Verbundwirkung),
5. Überhitzung des Dampfes (Heißdampf),
6. Gleichstrom.

Dampfspannungen. Hohe Anfangsdrücke vergrößern das Diagramm nach oben (Abb. 301), ergeben also eine größere Arbeitsleistung für das gleiche Dampfgewicht. Das Mehr an Wärme für die Erzeugung des Dampfes ist, wie die Dampf Tabellen zeigen, so gering, daß es praktisch keine Rolle spielt. So ist z. B. die Erzeugungswärme bei

$$p = 10 \text{ at: } 666,1 \text{ WE/kg,}$$

$$p = 15 \text{ „: } 670,5 \text{ „, oder } \frac{1}{2}\% \text{ mehr.}$$

Der Gewinn an Arbeit ist aber, wie die schraffierte Fläche in Abb. 301 zeigt, wesentlich größer. Für kleine Anlagen wählt man die Kesseldrücke zu 8 bis 10, für mittlere zu 10 bis 12, für große zu 12 bis 16 at und mehr.

Kondensation. Der kleinste Druck bei der Ausströmung beträgt bei Auspuffmaschinen, die den Dampf in die Luft auspuffen, infolge der Stauungen in den Auspuffleitungen etwas mehr als 1 at, etwa 1,1 bis 1,15 at. Man kann aber einen geringeren abs. Druck erzielen, wenn

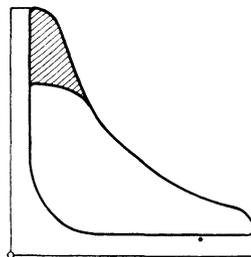


Abb. 301. Diagramm.

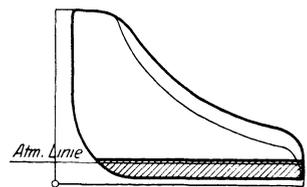


Abb. 302. Kondensation.

man den Auspuffdampf in einem geschlossenen Gefäß mit Wasser abkühlt und niederschlägt (Kondensationsmaschinen, vgl. S. 138), so daß durch die starke Volumverringerng ein Vakuum entsteht. Es lassen sich ohne Schwierigkeiten Drücke von 0,1 at erreichen. Das Diagramm wird dann durch den hinzukommenden breiten Flächenstreifen (Abb. 302) erheblich größer, oder es

wird bei gleicher Leistung mit stärkerer Expansion (schwache Linie, Abb. 302), also mit kleinerer Füllung und geringerer Dampfmenge gearbeitet. Die Ersparnisse können bis 25 v. H. betragen.

Dampfmantel. Einem hohen Druckgefälle entspricht ein hohes Temperaturgefälle des Dampfes. Dem schnellen Temperaturspiel kann das Zylindermaterial nicht folgen, es nimmt eine mittlere Temperatur an, die erheblich kleiner ist als die des einströmenden Dampfes. Die Folge ist, daß der heiß einströmende Dampf sich zunächst an den kälteren Flächen des schädlichen Raums abkühlt und, sofern er Naßdampf ist, kondensiert. Für diesen gewissermaßen verschwundenen Dampf strömt in der Einströmungsperiode neuer Dampf nach, und es wird dadurch der Dampfverbrauch erheblich größer (nachgewiesen bis 50⁰/₀), als dem Füllungsvolumen entspricht. Bei der Expansion schreitet die Abkühlung und Kondensation fort, bis die Dampftemperatur auf die Zylindertemperatur gefallen ist; von da ab findet das Umgekehrte statt, der heißere Zylinder erwärmt den Dampf und ruft eine Nachverdampfung der früheren Kondensationsprodukte hervor. Diese Nachverdampfung findet aber vorzugsweise in der langen Ausströmungsperiode statt und kommt daher der Arbeitsleistung nicht mehr zugute. Die Eintrittskondensation ist also als ein erheblicher Verlust zu buchen.

Um diesen Verlust zu verringern, käme es darauf an, die mittlere Zylinderwandtemperatur zu heben, und das ist möglich durch Heizung des Zylinders, indem man diesen doppelwandig macht und den Mantel mit Frischdampf füllt oder von dem späteren Arbeitsdampf durchströmen läßt. Die hierdurch eintretenden Dampfersparnisse können bis 20 v. H. betragen.

Mehrfache Expansion. Ein weiteres Mittel, die Eintrittskondensation zu verringern, besteht in der stufenförmigen Expansion in zwei oder drei Zylindern, die in Hintereinanderschaltung von derselben Dampfmenge durchströmt werden. Man geht hierbei von der Einzylindermaschine aus und legt hierfür das Diagramm (Abb. 303) fest. Bei zweifacher Expansion (Verbundmaschine) teilt man das Diagramm durch eine wagerechte Linie in zwei annähernd gleiche Teile und stellt dem Zylinder der ursprünglichen Einzylindermaschine nur den untern Teil zur Verfügung, so daß er nur noch die halbe Arbeit leisten kann. Für den oberen Teil wird ein neuer Zylinder vorgeschaltet, der Hochdruckzylinder, in dem also der Dampf zuerst arbeitet und einen Teil seiner Arbeit abgibt, um dann den Rest in dem zweiten, dem Niederdruckzylinder, zu verrichten. Durch

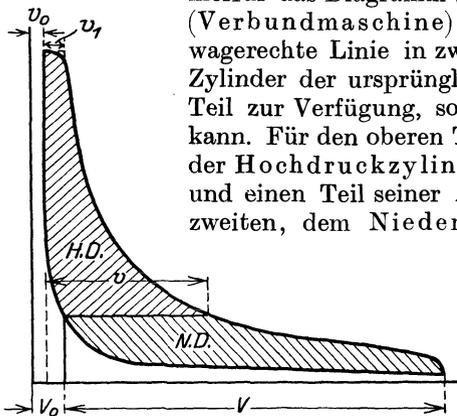


Abb. 303. Teilung eines Diagramms.

die Teilung des Diagramms sind die Volumina v bzw. V beider Zylinder festgelegt. Da nun praktisch beide für gleichen Hub gebaut werden, so müssen ihre Durchmesser ungleich sein. Beide Kolben arbeiten auf dieselbe Kurbelwelle mit in der Regel um 90⁰ versetzten Kurbeln, jeder Zylinder erhält eine besondere Steuerung für den

Dampf- ein- und -auslaß. Zwischen beiden Zylindern muß ein „Aufnehmer“ R (Receiver) liegen (Abb. 304), in dem der bei B aus dem Hochdruckzylinder kommende Dampf solange aufgenommen wird, bis ihm die Steuerung des Niederdruckzylinders durch C den Eintritt gestattet; bei D tritt der ganz entspannte Dampf ins Freie oder in den Kondensator. Durch die Überströmung von einem zum andern Zylinder entstehen durch Drosselung Druckverluste, die man deutlich aus den Indikatorgrammen erkennt. Legt man

die Einzeldiagramme (Abb. 305 und 306), die hier in verschiedenem Höhenmaßstab gezeichnet sind, zusammen, indem man sie auf gleichen Maßstab für Druck und Volumen bringt (Abb. 307), so erkennt man, daß ihre Gesamtfläche kleiner ist, als das Diagramm einer Einzylindermaschine von gleichem Druckgefälle sein würde (Volligkeitsgrad 0,6 bis 0,75). Weiter wird der bauliche Teil der Maschine vierteiliger und in der Beschaffung teurer, der Ölverbrauch größer und der mechanische Wirkungsgrad etwas kleiner als bei der Einzylindermaschine. Diese Nachteile werden aber durch die Vorteile der Dampfersparnis reichlich aufgewogen, so daß wenigstens für größere Maschinen ein wirtschaftlicher Gewinn

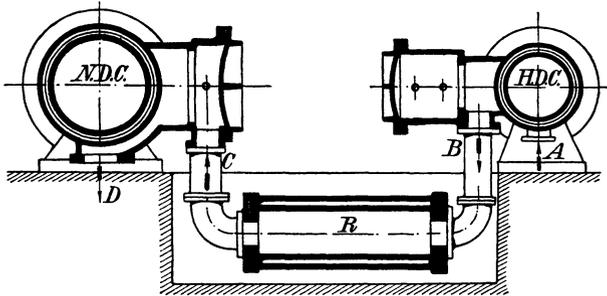


Abb. 304. Verbundmaschine.

entsteht. Um die letzteren begründen zu können, sind nachstehend für einen bestimmten Fall vergleichsweise die maßgebenden Werte zusammengestellt:

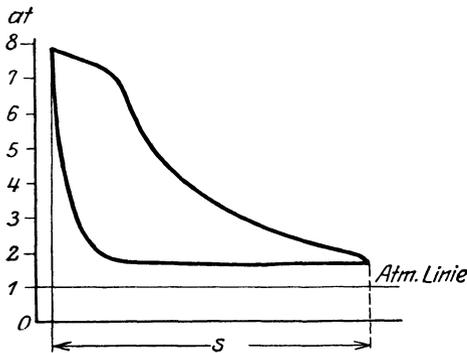


Abb. 305. Hochdruckzylinder.

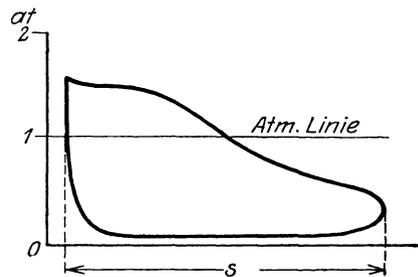


Abb. 306. Niederdruckzylinder.

entsteht. Um die letzteren begründen zu können, sind nachstehend für einen bestimmten Fall vergleichsweise die maßgebenden Werte zusammengestellt:

Zahlenbeispiel.

	Einzylindermaschine	Verbundmaschine	
		Hochdr.-Zyl.	Niederdr.-Zyl.
Eintrittsspannung	12 at	12 at	2 at
Austrittsspannung	0,2 "	2 "	0,2 "
Druckunterschied	11,8 "	10 "	1,8 "
Temperaturunterschied	127° C	67° C	60° C

Hieraus ergeben sich folgende Vorteile der Verbundmaschine gegenüber der Einzylindermaschine:

1. Kleinerer Druckunterschied vor und hinter dem Kolben, daher geringere Undichtigkeiten am Kolben und der Steuerung. Dies gilt auch für den Hochdruckzylinder, wenn man berücksichtigt, daß der Kolben und die Steuerungsteile kleiner sind als im Niederdruckzylinder.
2. Geringeres Temperaturgefälle, daher kleinere Eintrittskondensation.
3. Größere Füllungen (v_1/v bzw. v/V gegenüber v_1/V , vgl. Abb. 303), daher höhere mittlere Zylinderwandtemperatur.

4. Das im Hochdruckzylinder bei der Ausströmung wieder verdampfende Kondenswasser kommt dem Niederdruckzylinder zugute.
5. Leichtere Gestänge, allerdings doppelt.
6. Gleichmäßigere Drehkräfte bei versetzten Kurbeln.

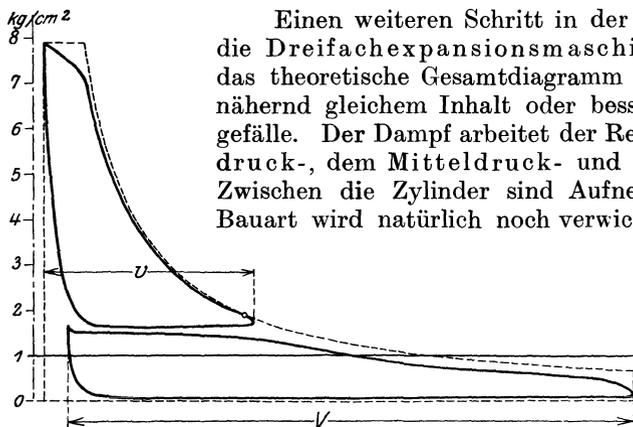


Fig. 307. Zusammengelegte Diagramme.

Einen weiteren Schritt in der gleichen Richtung stellt die Dreifachexpansionsmaschine dar. Hier teilt man das theoretische Gesamtdiagramm in drei Flächen von annähernd gleichem Inhalt oder besser gleichem Temperaturgefälle. Der Dampf arbeitet der Reihe nach in dem Hochdruck-, dem Mitteldruck- und Niederdruckzylinder. Zwischen die Zylinder sind Aufnehmer zu schalten. Die Bauart wird natürlich noch verwickelter und empfiehlt sich daher nur für große Leistungen über etwa 500 PS. Eine vierfache Expansion ist nicht mehr vorteilhaft.

Heißdampf. Wie schon S. 126 gezeigt, hat der Heißdampf bei gleichem Druck ein größeres spez. Volumen (cbm/kg) als Satttdampf, während das Mehr an Erzeugungswärme nur klein ist. Infolge dieser Eigenschaft wird bei gleichem Füllungsvolumen im Zylinder weniger Dampf in kg gebraucht. Ein weiterer Vorteil liegt aber in der Verringerung der schädlichen Wandungseinflüsse, denn der Heißdampf kann erst dann beim Eintritt in den kälteren Zylinder kondensieren und dadurch eine erhebliche Volumverkleinerung erfahren, wenn seine Temperatur unter die Sättigungstemperatur gefallen ist, was während der kurzen Füllungsdauer in der Regel nicht stattfindet. Aus diesen beiden Gründen ist Heißdampf immer wirtschaftlich (Kohlensparnis 10 bis 20 v. H.) und wird heute bis zu Temperaturen von 350° allgemein angewendet, seitdem es gelungen ist, die durch die hohe Dampftemperatur entstehenden Schwierigkeiten, wie gefährliche Temperaturspannungen im Zylinder, Verbrennen des Öls und der Stopfbüchsenpackungen, Verziehen der Steuerungsorgane usw., zu beherrschen. Die Vorteile des Heißdampfes sind aber nicht so groß, daß das Verbundsystem überflüssig würde, wohl aber verschieben sich die Grenzen, indem man z. B. zu einer Zweifachexpansionsmaschine zurückkehrt, wo für Satttdampf die dreifache Expansion vorteilhafter wäre. Auch der Dampfmantel hat an Bedeutung verloren und wird häufig weggelassen.

Gleichstrom. Das Schlußglied in der Entwicklung bildet die Gleichstromdampfmaschine von Stumpf (Abb. 308); hier wird wieder zu der einfachen Einzylinderanordnung zurückgekehrt und durch eine besondere Bauart erreicht, daß der Dampfverbrauch nicht größer wird, als bei der Verbundmaschine. Der

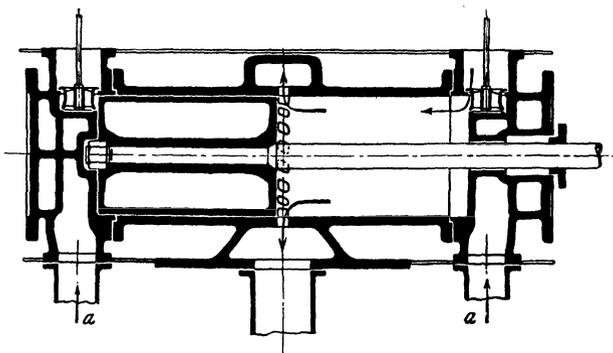


Abb. 308. Zylinder einer Gleichstrommaschine.

Dampf tritt bei *a* ein, heizt den Deckel und gelangt durch ein Einlaßventil in den Zylinder; er folgt der Bewegung des Kolbens und tritt am Hubende durch Schlitze, die durch den Kolben selbst freigelegt werden und einen sehr großen Ausströmungsquerschnitt ermöglichen, nach der Mitte aus. Ein Zurückströmen des kalten Dampfes während der langen Ausströmungsperiode wie bei der gewöhnlichen (Wechselstrom)-Maschine und ein damit verbundenes starkes Auskühlen des Zylinders findet hier nicht statt. Die Erwartung, daß vielmehr die Dampfschichten am Deckel auch noch beim Auspuff heißer sind als am Kolben, ist durch Versuche bestätigt. Da ferner der schädliche Raum sehr klein und seine Hauptfläche, der Deckel, geheizt ist, so können die Wandungseinflüsse nur eine sehr untergeordnete Rolle spielen. und diesem Umstand ist der günstige Dampfverbrauch zuzuschreiben. Die Auspuffdauer ist nur kurz, Linie *a b c* im Diagramm Abb. 309; sie hört auf, wenn der Kolben beim Rückgang die Schlitze zugedeckt hat. Alsdann beginnt eine lange Kompression, *c d*, deren Enddruck fast den Anfangsdruck erreicht.

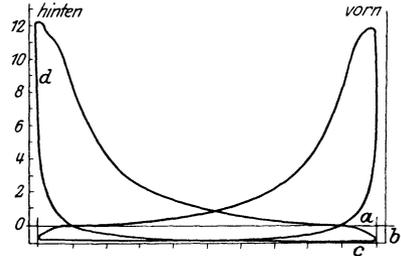


Abb. 309. Dampfdiagramm einer Gleichstrommaschine.

Die Art der Auslaßsteuerung verlangt bei den stets doppelt wirkenden Maschinen einen langen und schweren Kolben, dessen Massenwirkung aber wieder der großen Kompressionsarbeit zugute kommt. Sonst ist der mechanische Teil wesentlich einfacher als bei der Verbundmaschine, und daraus ergeben sich einfachere Wartung, Unterhaltung und geringerer Ölverbrauch. Wenn auch heute die Ansichten über den Wert des Gleichstromsystems immer noch geteilt sind, so ist doch die stark zunehmende Verwendung der beste Beweis für den Erfolg.

Energieverbrauch. Um durch die vorstehend besprochenen Maßnahmen zur Verringerung des Dampfverbrauchs auch ein zahlenmäßiges Bild zu bekommen, sind nachstehend die mittleren Dampf- und Wärmeverbrauchszahlen zusammengestellt. Die Schwankungen werden durch die Größe, Betriebsart und Bauart der Maschine bedingt.

Maschinenart	Art des Dampfes	Bezogen auf die ind. Pferdestärkenstunde		
		Dampfmenge kg/PS _r -st	Wärmeaufwand WE/PS _r -st	Kohlenverbrauch bei 7500 WE, kg kg/PS _r -st
Einzylinder- maschine ohne Kondensation	Sattdampf Heißdampf	10—16	6400—10000	1,25—2,0
		8—11,5	5000—7300	1,0—1,45
Einzylinder- maschine mit Kondensation	Sattdampf Heißdampf	8—11	5000—7000	1,0—1,4
		6,5—8,5	4000—5500	0,8—1,1
Zweifachexpansions- maschine mit Kondensation	Sattdampf Heißdampf	6,25—7,5	4000—4800	0,8—0,95
		5,0—6,25	3200—4000	0,63—0,8
Dreifachexpansions- maschine mit Kondensation	Sattdampf Heißdampf	5,5—6,25	3500—4000	0,7—0,8
		4,85—5,85	3100—3700	0,6—0,725

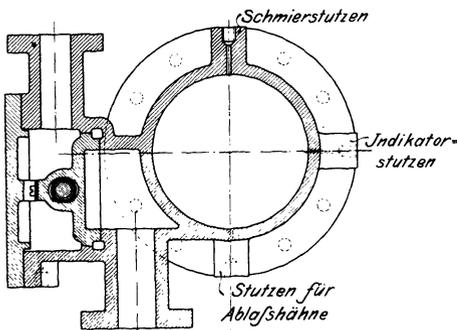
Bei der Vorausbestimmung des Dampfverbrauchs ist zu beachten, daß sich der Gesamtverbrauch zusammensetzt aus 1. dem nutzbaren Dampfverbrauch, 2. den Abkühlungsverlusten und 3. den Undichtigkeitsverlusten. Der

nutzbare Dampfverbrauch läßt sich aus dem Diagramm (Füllungsvolumen und Anteil des schädlichen Raums, berechnen. Über die Verluste zu 2 und 3 sind soviel Erfahrungen gesammelt und verarbeitet, daß der Fabrikant eine weitgehende Gewähr über den kleinsten Dampfverbrauch eingehen kann.

Die praktische Messung des Dampfverbrauchs erfolgt durch Dampfmesser, die in die Dampfleitung eingeschaltet werden, oder durch Messung des Speisewassers am Kessel, oder durch Messung des Kondensats am Kondensator. In allen Fällen ist ein langer Dauerversuch (etwa 8 Stunden) bei möglichst gleichbleibenden Betriebsverhältnissen notwendig.

c) Steuerungen.

Zweck und Einteilung. Die Steuerung der Dampfmaschine hat die Aufgabe, die Dampfwege so zu öffnen oder zu schließen, wie es die Durchführung des Arbeitsprozesses nach dem Dampfdiagramm (vgl. Abb. 297) verlangt. Die Bewegung der Steuerungsorgane wird von der Kurbelwelle abgeleitet und muß bei wechselnder Maschinenleistung von Hand oder durch den Regler beeinflusst werden können. Als Abschlußorgane kommen zur Verwendung



1. Schieber, und zwar
 - a) mit hin und her gehender Bewegung,
 - b) mit drehender Bewegung,
2. Ventile mit axialer Bewegung (Hubventile).

Die zu stellenden Forderungen sind in erster Linie gute und zuverlässige Abdichtung auch bei hohen Temperaturen (Heißdampf), schnelles Öffnen und Schließen, leichter Gang. Diese Forderungen sind um so leichter zu erfüllen, je kleiner die Öffnungsquerschnitte sind; da aber hiermit die Drosselverluste wachsen, so ist man an Grenzen gebunden, man geht mit der Dampfgeschwindigkeit bis auf 40 m/s.

Einfache Schieber. Das einfachste Steuerungsorgan ist der sog. Muschelschieber (Abb. 310). Er läuft in dem an den Zylinder angegossenen Schieberkasten auf einer ebenen Fläche, dem Schieberspiegel, und wird von der Kurbelwelle durch ein Exzenter angetrieben. Von dem Schieberspiegel führen breite Kanäle ab, und zwar: die äußeren zu dem Zylinder, der innere zu dem Auspuffrohr. An den Schieber-

Abb. 310. Dampfzylinder mit Schiebersteuerung.

kasten oberhalb des Schiebers ist das Dampfzuleitungsrohr angeschlossen. In der Mittellage des Schiebers steht das Exzenter auf Mitte Hub (Abb. 311), der Schieber hält die beiden äußeren Kanäle geschlossen und überdeckt sie nach außen mit der „äußeren Überdeckung“ *e* und nach innen mit der „inneren Überdeckung“ *i*. Soll auf die linke Kolbenseite Dampf in den

Zylinder eintreten, so muß sich zunächst der Schieber um das Maß e nach rechts bewegen, hierbei wird der rechte Kanal ebenfalls, und zwar schon nach dem Wege i geöffnet, aber mit dem Mittelkanal, also mit dem Auspuffrohr, in Verbindung gebracht. Wenn der Kolben in seiner Endlage, also die Kurbel im Totpunkte steht, ist wegen der Voreinströmung die Einströmung bereits um ein kleines Maß (lineares Voreilen) geöffnet (Abb. 312), das Exzenter hat von seiner Mittellage einen bestimmten Winkel δ zurückgelegt, es muß also der Kurbel um den Winkel $90 + \delta$ voreilen, wobei man δ den Voreilungswinkel nennt. Der Schieberweg ist $r \sin \delta$. Drehen sich nun Kurbel und Exzenter um den beliebigen Winkel α (Abb. 313), so gilt allgemein für den Schieberweg

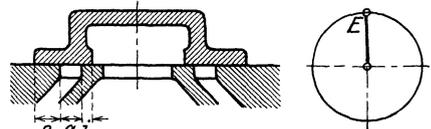


Abb. 311. Schieber in Mittelstellung.

$\xi = r \cdot \sin(\alpha + \delta) \dots \dots \dots (18)$

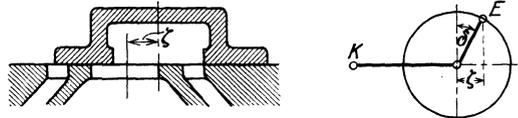


Abb. 312. Schieber in der Totpunktlage der Kurbel.

und für die Öffnungsweite nach außen und innen

$o = \xi - e$ bzw. $\xi - i \dots \dots \dots (19)$

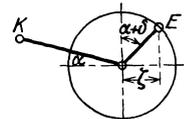


Abb. 313. Exzenter und Kurbellage.

Eine Übersicht über die Schieberbewegung erhält man in einer graphischen Darstellung (Abb. 314), indem man über der Kolbenlinie OB die Schieberwege von der Mittellage gerechnet aufträgt. Es entsteht dann ein ellipsenartiger Linienzug, die Schieberellipse. Zieht man von den Ordinaten die äußere bzw. innere Überdeckung ab, so erhält

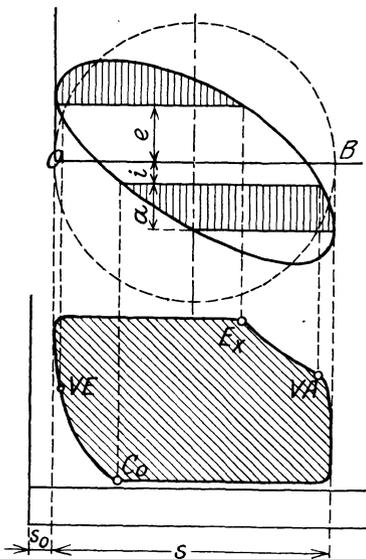


Abb. 314. Schieberellipse.

man gemäß Gl. 19 die Öffnungsweiten und findet im Beginn und Schluß des Öffnens die charakteristischen Punkte im Dampfdiagramm für Voreinströmung, Expansion, Vorausströmung und Kompression. Auch die Mängel der Steuerung werden erkennbar; sie liegen hauptsächlich in dem langsamen Schließen, so daß am Schluß der Einströmungsperiode namentlich bei hohen Kolbengeschwindigkeiten ein starker Spannungsabfall durch Dampfrosselung eintreten muß. Dieser Übelstand läßt sich in gewissem Maße vermindern durch Schieber besonderer Art, wie z. B. durch

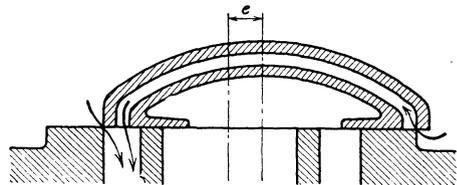


Abb. 315. Kanalschieber.

den Trickschen Kanalschieber (Abb. 315). Hier strömt der Dampf nicht nur an der äußeren steuernden Kante, sondern auch durch einen Hilfskanal im Schieber von der anderen Seite zu, so daß also die Querschnitte vergrößert werden oder unter sonst gleichen Verhältnissen der Schieberhub verkleinert wird.

Kolbenschieber. Die bisher besprochenen Flachschieber können sich bei hohen Dampftemperaturen verziehen und undicht werden; außerdem ergeben sie bei hohen Dampfdrücken eine große Reibungsarbeit. Diese Nachteile vermeidet man, wenn man den Schieber nicht auf einer ebenen Fläche, sondern auf einer Zylinderfläche laufen läßt und ihn als geschlossenen Drehkörper ausführt.

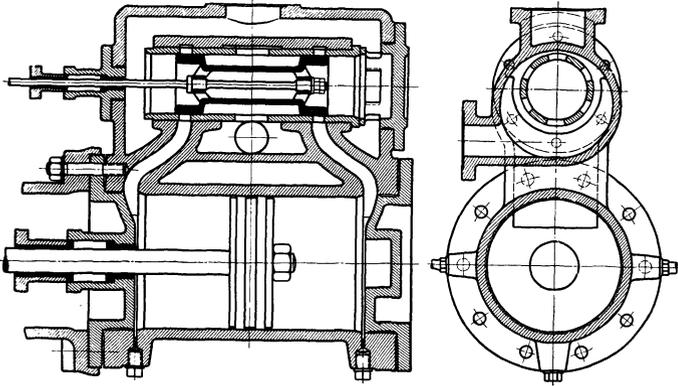


Abb. 316. Dampfzylinder mit Kolbenschieber.

Diese Kolbenschieber (Abb. 316) sind vollkommen entlastet, sie werden eingeschliffen oder besser mit federnen Dichtungsringen versehen.

Doppelschieber. Der einfache Schieber ist nur für große Füllungen (über 45 %) geeignet, da andernfalls die Vorausströmung, Kompression und Voreinströmung ungünstig beeinflusst werden. Sie genügen daher im allgemeinen nur für Mitteldruck- und Niederdruckzylinder. Bei Hochdruckzylindern ist meist eine kleine Füllung nötig, die auch noch zur Leistungsregelung (vgl. S. 144) verändert werden muß. In solchen Fällen verteilt man die Aufgaben der Steuerung auf zwei Schieber, die sich unabhängig voneinander bewegen und durch je einen Exzenter angetrieben werden.

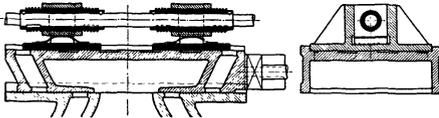


Abb. 317. Doppelschieber.

Der neu hinzukommende Schieber, der Expansionsschieber, soll nur die Einströmung beendigen, also den Beginn der Expansion festlegen, während alle andern Aufgaben dem Haupt- oder Grundschieber verbleiben.

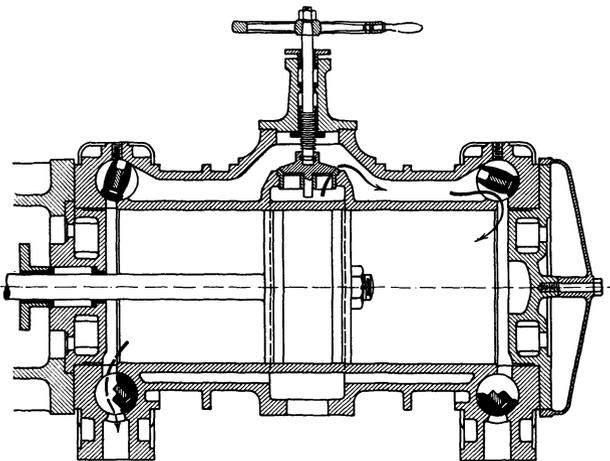


Abb. 318. Dampfzylinder mit Drehschieber.

Der Grundschieber erhält Durchgangskanäle für den einströmenden Dampf; auf seinem Rücken läuft der Expansionsschieber, der diese Kanäle verschließen kann. Bei der Meyer'schen Steuerung besteht der Expansionsschieber aus zwei Schieberlappen (Abb. 317), die mit Rechts- und Linksgewinde auf der Schieberstange sitzen. Durch Drehung der letzteren von Hand oder durch den Regler nähern oder

entfernen sie sich und bewirken eine frühere oder spätere Expansion, also eine Veränderung der Leistung.

entfernen sie sich und bewirken eine frühere oder spätere Expansion, also eine Veränderung der Leistung.

Drehschieber (Corliss). Statt der hin und her gehenden Bewegung lassen sich auch hin und her schwingende Drehschieber in sonst gleicher Anordnung der Kanäle ausführen. Diese haben aber erst besondere Vorteile, wenn man sie für den Ein- und Auslaß getrennt (Abb. 318) anordnet. Die oberen Schieber dienen für den Einlaß des Dampfes, der vorher den Zylinder zum Heizen umspült, die unteren zum Dampfauflaß. Bei dieser Ausbildung entstehen sehr kleine schädliche Räume. Der Antrieb erfolgt durch eine Schwingenscheibe, die ihre Bewegung von einem Exzenter empfängt und durch je eine Steuerstange an die Drehschieber weitergibt. Bei großen Dampfdrücken und hohen Überhitzungen halten die Schieber nicht gut dicht, vorteilhafter sind sie für Mitteldruck- und Niederdruckzylinder. Immerhin finden sie seltener Anwendung als

Ventile. Auch hier sind Ein- und Auslaßorgane getrennt, also vier Dampfwege vorhanden. Die Ventile werden als doppel-sitzige Rohrventile (Abb. 319) ausgebildet und sitzen in einem Ventilkorb. In dieser Form sind sie fast vom Dampfdruck entlastet und brauchen zum Öffnen nur einen kleinen Hub. Sie bestehen, wie der Ventilkorb, aus dichtem Grauguß und werden warm (unter Dampf) eingeschliffen. Damit der Dampf sie auf ihren Sitz drückt, müssen die Einlaßventile nach außen, die Auslaßventile nach innen öffnen. Die Bewegung erfolgt durch die Ventilspindel;

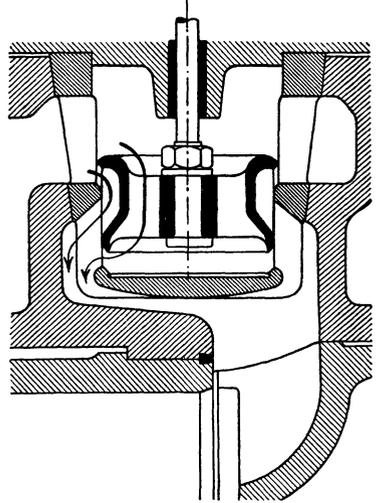


Abb. 319. Ventil.

jedes Ventil erhält einen besonderen Antrieb durch eine Nockenscheibe oder Exzenter, dessen Bewegung von einer neben dem Zylinder liegenden und der Kurbelwelle durch Winkelräder angetriebenen Steuerwelle abgeleitet wird. Die Ausbildung der äußeren Steuerungsteile ist sehr mannigfaltig. Abb. 320 zeigt

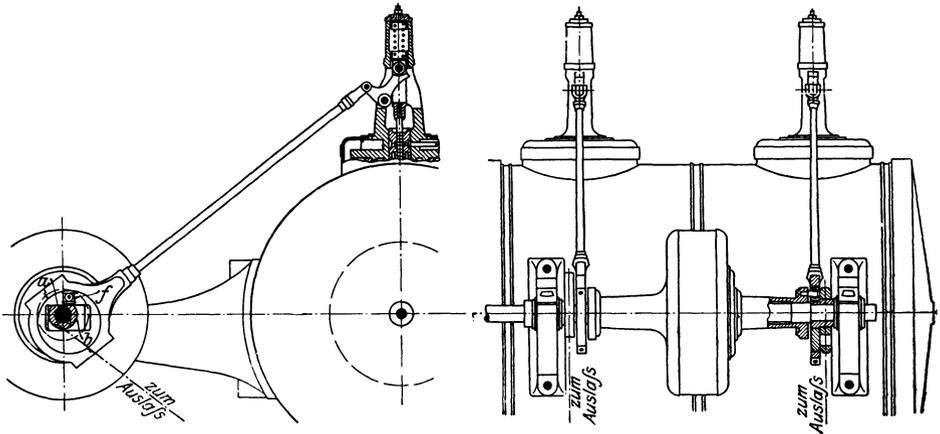


Abb. 320. Ventilsteuerung.

die Bewegung des Einlaßventils durch einen Schwingdaumen, der, vom Exzenter bewegt, das Ventil anhebt, während es durch eine Feder wieder zurückgeführt wird. Für die Füllungsänderung werden vielfach Flachregler (vgl. S. 101) verwendet, die das Exzenter auf der Steuerwelle verdrehen, d. h. den Verteilungswinkel verändern.

Ventilsteuerungen sind im Vergleich zu den Schiebersteuerungen teurer und daher nur für große Maschinen am Platze; sie arbeiten aber genauer als diese und ergeben wegen des schnellen Ventilschlusses geringere Drosselverluste bei der Dampfeinströmung. Als ein weiterer Vorteil wird vielfach auch die Trennung der Ein- und Auslaßorgane angesehen, weil der austretende kalte Dampf nicht mehr die Einlaßwege benutzt und auskühlen kann. Als ein Nachteil ist die größere Empfindlichkeit namentlich bei schnellem Gang hervorzuheben; im allgemeinen wendet man Ventile nur bei Drehzahlen bis 150 minutlich an.

6. Dampfturbinen.

Wirkungsweise. Bei den Kolbendampfmaschinen wird das verfügbare Druckgefälle als potentielle Energie unmittelbar verwendet, der Dampf leistet während der ganzen Expansion Arbeit, indem er den Kolben vor sich herschiebt. Bei den Dampfturbinen

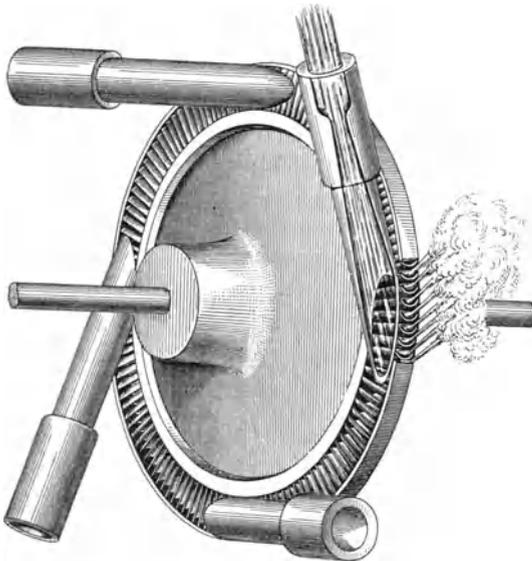


Abb. 321. Turbinenrad mit Dampfdüsen.

wird aus dem Dampfdruck zunächst Geschwindigkeit erzeugt, d. h. die potentielle Energie in besonderen Apparaten (Dampfdüsen, Leitvorrichtungen) in kinetische oder Strömungsenergie verwandelt und diese in einem Schaufelrad in mechanische Arbeit umgesetzt. Die Wirkungsweise im Schaufelrad ist prinzipiell die gleiche wie bei den Wasserturbinen (vgl. S. 103); der Dampfstrahl strömt an den Schaufeln (Abb. 321) entlang und erzeugt durch die Ablenkung den Schaufeldruck und das Drehmoment. Nur hat man es hier mit einem Medium zu tun, das mit wesentlich größerer Geschwindigkeit fließt und außerdem mit jeder Druckänderung auch sein Volumen ändert.

Der Dampf strömt ununterbrochen durch die Maschine, Steuerungsorgane sind nicht erforderlich; es wird weiter unmittelbar eine drehende Bewegung erzeugt, der schwerfällige Kurbelmechanismus der Kolbenmaschinen fällt fort. Die Maschine wird deshalb einfach, klein und billig, die Bedienungs- und Unterhaltungskosten gering. Da auch der Dampfverbrauch nicht größer, bei großen Einheiten sogar kleiner als bei den Kolbenmaschinen ist, so würden die Turbinen diese ganz verdrängen, wenn nicht bestimmte Betriebseigenschaften ihr Anwendungsgebiet einschränkten.

Dampfdüse, Leitvorrichtungen. Wenn Dampf durch eine gewöhnliche Öffnung (Abb. 322) aus einem Raum höheren in einen solchen niederen Drucks überströmt und zunächst der Druckunterschied klein gewählt wird, so expandiert er beim Durchströmen von p_1 auf p_2 und erreicht im Mündungsquerschnitt den Gegendruck p_2 . Er tritt als geschlossener Strahl mit einer dem Druckverhältnis entsprechenden Geschwindigkeit aus. Wenn man das Druckgefälle durch Vergrößerung von p_1 oder Verkleinerung von p_2 immer mehr steigert, so wächst die Geschwindigkeit bis zu einer gewissen Grenze von

rd. 450 m/s und der Druck im Mündungsquerschnitt bleibt auf einer unveränderlichen Höhe, dem „kritischen Mündungsdruck“, stehen. Der kritische Druck und die entsprechende Geschwindigkeit, die „Schallgeschwindigkeit“, sind für

Sattdampf $p_k = 0,577 p_1$; $c_s = \sim 450$ m/s,
 Heißdampf $p_k = 0,546 p_1$; $c_s = \sim 550$ m/s bei 350° C.

Bei noch so kleinem Gegendruck $p_2 > p_k$ ist keine größere als die Schallgeschwindigkeit erreichbar, der Strahl bleibt nicht geschlossen, sondern flattert auseinander. Die Anwendung großer Druckgefälle hat bei derartigen Öffnungen keinen Zweck. Diese Verhältnisse lassen sich sowohl durch Versuche wie durch Rechnung nachweisen.

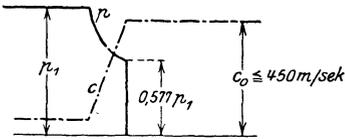
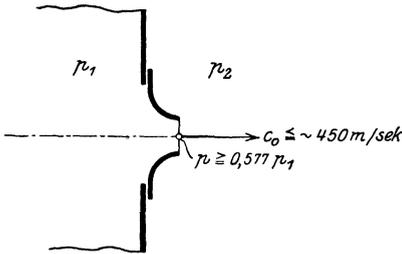


Abb. 322. Dampfströmung durch eine zylindrische Düse.

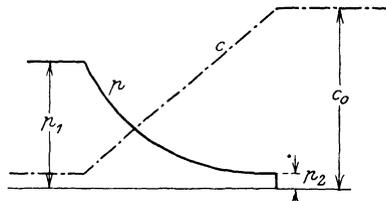
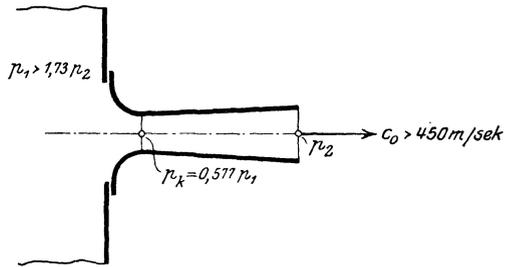


Abb. 323. Dampfströmung durch eine erweiterte Düse.

Nun hat de Laval das Mittel gefunden, um auch große Druckgefälle ganz in Strömungsenergie umzusetzen und „Überschallgeschwindigkeiten“ zu erzielen. Er verlängert das Ausströmungsorgan (Abb. 323) und erweitert es so, daß der durchfließende Dampf weiter expandieren kann. In einer richtig geformten „Dampfdüse“ läßt sich bei jedem Druckverhältnis eine Expansion bis zum Gegendruck und ein geschlossener Strahl beim Austritt erreichen.

Bei $p_2 > p_k$ werden zur Gewinnung von Strömungsenergie gewöhnliche Durchflußorgane verwendet, die stets zu mehreren nebeneinander liegend (Leitvorrichtungen, Leitapparat, Leitrad) schräg gegen die Radebene gerichtet sind. Bei großen Druckgefällen kommen die de Lavalschen Dampfdüsen zur Anwendung.

In beiden Fällen wird dann das ganze Druckgefälle mit dem Arbeitswert L_0 für 1 kg Dampf in Strömungsenergie von der Geschwindigkeit c_0 umgesetzt, es ist also

$$L_0 = \frac{c_0^2}{2g} \dots \dots \dots (20)$$

Dieser Wert ist graphisch im $p v$ -Diagramm (Abb. 324) durch die Fläche $ABCD$ dargestellt; v_1 und v_2 sind die spezifischen Volumina (cbm/kg) für den Anfangs- und Endzustand. Die Expansionslinie BC verläuft adiabatisch

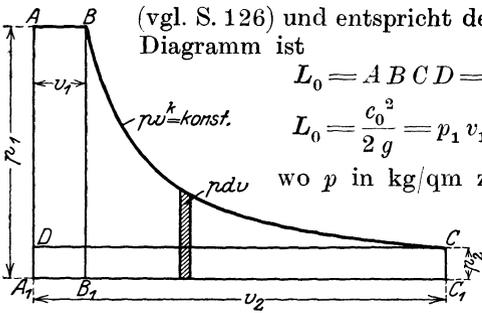


Abb. 324. Dampfdiagramm.

(vgl. S. 126) und entspricht der Gleichung $p \cdot v^k = \text{Const.}$ Nach dem Diagramm ist

$$L_0 = ABCD = AB B_1 A_1 + B C C_1 B_1 - D C C_1 A_1,$$

$$L_0 = \frac{c_0^2}{2g} = p_1 v_1 + \int p dv - p_2 v_2, \dots \dots \dots (21)$$

wo p in kg/qm zu messen ist, um die Arbeit in mkg zu erhalten.

Unter Benutzung der Gleichung der Adiabate

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

läßt sich der Ausdruck auf die Form

bringen

$$L_0 = \frac{c_0^2}{2g} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \dots \dots \dots (22)$$

$$c_0 = \sqrt{2g L_0} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \dots \dots \dots (23)$$

hierbei ist (vgl. Gl. 10, S. 126)

$k = 1,135$ für trocken gesättigten Dampf,

$k = 1,33$ für Heißdampf.

Ist F (m) der engste Querschnitt der erweiterten oder der Mündungsquerschnitt der nicht erweiterten Düse und fließen G kg Dampf sekundlich durch, so ist

$$F \cdot c = G \cdot v,$$

$$G = F \cdot \frac{c}{v} = \frac{F}{v_1} \cdot \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot c = F \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Der Ausdruck wird ein Maximum, wenn der Klammerausdruck unter dem Wurzelzeichen ein Maximum ist, und das ist der Fall für den (kritischen) Druck

$$p = p_k = p_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

also für trocken gesättigten Dampf mit $k = 1,135$, $p_k = 0,577 p_1$,
für Heißdampf $\dots \dots \dots k = 1,33$, $p_k = 0,546 p_1$.

Mit diesem Wert ergibt sich die Größtgeschwindigkeit in diesem Querschnitt

für trocken gesättigten Dampf $c_s = 3,23 \sqrt{p_1 v_1}$ (p in kg/qm),

für Heißdampf $\dots \dots \dots c_s = 3,33 \sqrt{p_1 v_1}$

und die sekundlich durchfließende Dampfmenge

für trocken gesättigten Dampf $G = 1,99 F \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}$ (p in kg/qm),

für Heißdampf $\dots \dots \dots G = 2,1 F \cdot \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}$.

Einige Zahlenwerte von c_0 für erweiterte Düsen und Satttdampf bei verschiedenen Anfangsdrücken sind in Abb. 325 dargestellt, und zwar einmal für einen Enddruck von 1 at (Auspußmaschinen) und einmal für einen solchen von 0,1 at (Kondensationsmaschinen). Man sieht, daß ein niedriger Enddruck höhere Werte von c_0 liefert; auch das Diagramm Abb. 326 zeigt, daß bei Kondensation ein großer Arbeitsgewinn (schraffierte Fläche) entsteht. Es ist daher immer vorteilhaft, mit einem möglichst großen Vakuum (bis 98 v. H.) zu arbeiten. Auch Heißdampf ist vorteilhaft; die Diagrammfläche wird größer, weil das spezifische Volumen des Heißdampfs (vgl. S. 126), also hier v_1 größer ist als bei Satttdampf. Die Verwendung von Heißdampf ist allgemein, denn

sie macht infolge des Fehlens von gleitenden Teilen weniger Schwierigkeiten als bei Kolbenmaschinen. Auch sonst zeigt das Diagramm, daß die Arbeitsausnutzung des Dampfes theoretisch vollkommener ist als bei Kolbenmaschinen, denn einmal reicht die Expansion bis zum Gegendruck, was bei Kolbenmaschinen zwar möglich, aber wegen des sehr langen Hubes unpraktisch wäre, andererseits fehlt die Kompression.

Die ermittelte Dampfgeschwindigkeit c_0 gilt für die verlustfreie Düse; in Wirklichkeit treten Reibungsverluste auf, die die Geschwindigkeit herabsetzen auf

$$c_1 = \varphi \cdot c_0, \dots (24)$$

wobei $\varphi = 0,9$ bis $0,97$ ist, je nach der Länge und Erweiterung der Düse. Sehr glatte Innenflächen sind notwendig, man verwendet für die Düsen Stahl mit polierten Innenflächen, macht häufig den Austrittsquerschnitt rechteckig, um den Strahl den Laufradzellen gut anzupassen.

Laufrad.

Der Umfang des Laufrades (vgl. Abb. 321) ist ganz mit Schaufeln aus Nickelstahl besetzt, die zur guten Führung des Dampfstrahls einen sehr geringen Abstand (5 bis 20 mm) erhalten. Der Dampf strömt bei den meisten Systemen in axialer Richtung (Axialturbinen), bei einzelnen auch in radialer Richtung (Radialturbinen) durch den Schaufelkranz. Es können ferner alle Schaufelkanäle oder nur einzelne mit Dampf gefüllt sein (volle und teilweise Beaufschlagung). Endlich ist zu unterscheiden zwischen Gleichdruck- und Überdruckturbinen; bei den

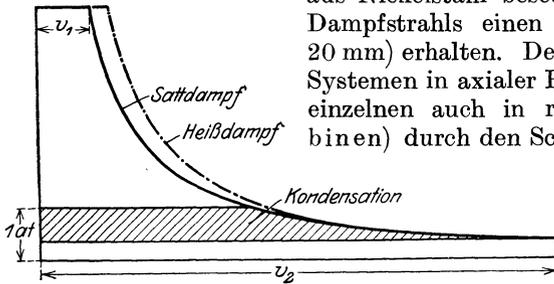


Abb. 326. Dampfdiagramm.

ersteren geht der Dampf mit gleichem Druck als freier Strahl durch das Rad, bei den letzteren tritt er mit Überdruck ein und expandiert in den Schaufelkanälen. Von den Gleichdruckturbinen mit axialer Beaufschlagung soll hier zunächst die Rede sein.

Der schräg gegen die Radebene gerichtete Dampfstrahl (Abb. 327) tritt aus Düsen oder Leitvorrichtungen mit der absoluten Geschwindigkeit c_1 in das Rad ein und der Geschwindigkeit c_2 aus. Der diesen Geschwindigkeiten entsprechende Energieunterschied wird an das Laufrad abgegeben; es ist also die Arbeit für 1 kg Dampf in mkg/s

$$L_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \dots (25)$$

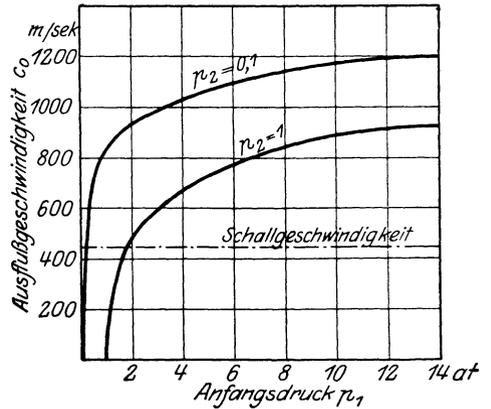


Abb. 325. Ausflußgeschwindigkeiten bei verschiedenen Druckgefällen.

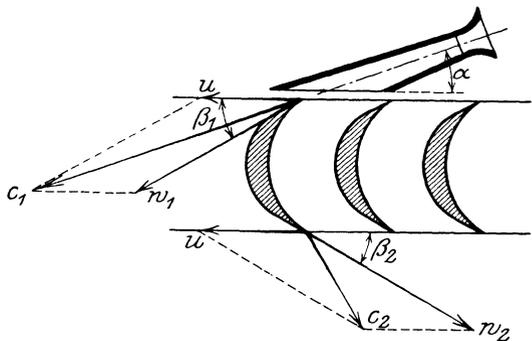


Abb. 327. Geschwindigkeitsverhältnisse.

oder in PS_i für G kg/s Dampf

$$N_i = \frac{G \cdot L_i}{75} \dots \dots \dots (26)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades ist so zu wählen, daß der Dampf stoßfrei ein- und austritt. Diese Bedingung ist erfüllt, wenn die absoluten Geschwindigkeiten c_1 bzw. c_2 , die relativen Geschwindigkeiten im Schaufelkanal w_1 bzw. w_2 sich mit der Umfangsgeschwindigkeit u zu einem Parallelogramm zusammensetzen, also für Ein- und Austritt geschlossene Dreiecke bilden. Trägt man von einem Pol O (Abb. 328) die Geschwindigkeiten nach Größe und Richtung auf, so erhält man einen übersichtlichen Geschwindigkeitsplan. Für reibungsfreie Strömung ist $w_1 = w_2$ (bei Gleichdruckturbinen), gewöhnlich macht man die

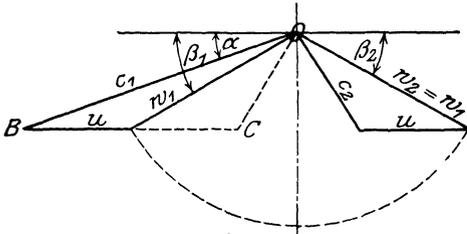


Abb. 328. Geschwindigkeitsdreiecke.

Schaufelwinkel auf der Ein- und Austrittseite gleich, also $\beta_1 = \beta_2$. Unter diesen Annahmen kann der Einfluß verschiedener Größen auf die Arbeitsausnutzung festgestellt werden. Der indizierte Wirkungsgrad ist das Verhältnis der abgegebenen zur verfügbaren Energie, also

$$\eta_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{c_1^2} \dots \dots \dots (27)$$

Klappt man im Geschwindigkeitsplan (Abb. 328) das Geschwindigkeitsdreieck der Austrittseite um die Polachse um, so erhält man aus dem großen Dreieck OBC nach dem Kosinussatz

$$c_2^2 = c_1^2 + (2u)^2 - 2 \cdot c_1 \cdot 2u \cdot \cos \alpha \dots \dots \dots (28)$$

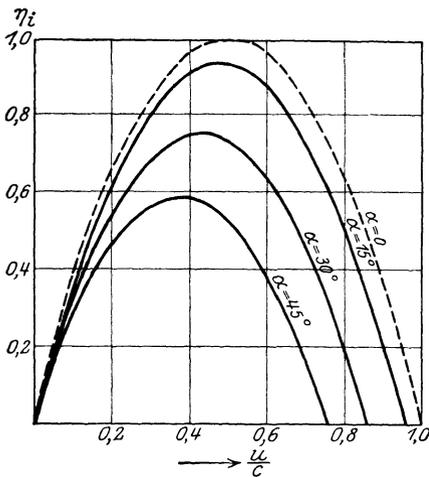


Abb. 329. Wirkungsgrade η_i .

und entsprechend zusammengezogen für den indizierten Wirkungsgrad

$$\eta_i = 4 \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha - \frac{u}{c_1} \right) \dots (29)$$

Die Abhängigkeiten sind in Abb. 329 für verschiedene Eintrittswinkel graphisch aufgetragen. Man erkennt, daß ein kleines α günstig ist, man kann praktisch heruntergehen bis auf $\alpha = 10^\circ$, und daß ferner die günstigste Umfangsgeschwindigkeit zwischen $\frac{1}{3}$ und $\frac{1}{2} c_1$ liegt. Daraus folgt, daß Turbinen nur bei großen Geschwindigkeiten vorteilhaft arbeiten können.

Der Größtwert von η_i findet sich aus einer Maximumuntersuchung für

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2} \cos \alpha,$$

so daß im Grenzfall mit $\alpha = 0$ sein müßte

$$u = \frac{1}{2} c_1, \text{ entsprechend } \eta_i = 1.$$

Diese Betrachtungen gelten nur für die verlustfreie Strömung. In Wirk-

lichkeit treten, ebenso wie in den Düsen und Leitvorrichtungen, auch im Schaufelkanal Reibungsverluste auf, die w_2 herabsetzen auf

$$w_2 = \psi \cdot w_1, \quad \dots \dots \dots (30)$$

wo $\psi = 0,7$ bis $0,9$ (im Mittel $= 0,8$) anzunehmen ist.

Weitere, aber wesentlich geringere Verluste entstehen durch die Reibung der Laufradscheibe in dem umgebenden Dampf und durch die Ventilation der nicht beaufschlagten Radschaufeln, da diese wie ein Ventilator wirken und die umgebenden Dampfschichten herumwirbeln.

Einstufige Druckturbine. Diese von de Laval durchgebildete Konstruktion, die schematisch Abb. 330 zeigt, stellt das denkbar einfachste System dar.

In einer oder mehreren parallel geschalteten Düsen wird der Dampf voll expandiert und auf die größtmögliche Geschwindigkeit gebracht. In einem einzigen Laufrad wird die ganze Energie verarbeitet; der Dampf strömt dann aus dem das Rad umgebenden Gehäuse ins Freie oder in den Kondensator. Leider haften dem System Mängel an, die seine Verwendbarkeit beschränken. Um eine gute Dampfausnutzung im Laufrade zu erhalten, ist der Geschwindigkeitsplan (vgl. Abb. 328) so zu entwerfen, daß der Austrittsverlust oder die Austrittsgeschwindigkeit c_2 möglichst klein wird. Das ist aber nur durch die Wahl einer großen Umfangsgeschwindigkeit u erreichbar, die, wie die Wirkungsradkurven in Abb. 329 zeigen, zwischen $\frac{1}{3}$ und $\frac{1}{2} c_1$ liegen muß. Bei einer Dampfgeschwindigkeit von 1200 m/s würde demnach das Rad mit mehr als 400 m/s Umfangsgeschwindigkeit laufen müssen. Bei so ungeheuren Geschwindigkeiten lassen sich die Spannungen im Radkörper nicht mehr in den zulässigen Grenzen halten, bei dem besten Material dürften 400 m/s die Grenze sein. Der großen Umfangsgeschwindigkeit entspricht eine große Drehzahl, die nur bei sehr großen, aber praktisch unmöglichen, Rädern auf ein brauchbares Maß gebracht werden könnte. Laval verwendet nur kleine Räder von 160 bis 760 mm Durchmesser und nimmt hohe Drehzahlen (bis 30000) in Kauf, verbindet aber mit der Maschine ein Rädergetriebe mit einer Übersetzung von $1:10$ bis $1:14$, um eine langsam laufende Arbeitswelle zu erhalten. Wegen dieser Zahnräder, die sehr breit ausfallen, sehr genau ausgeführt werden und in Öl laufen müssen, konnte damals eine solche Turbine nur für Leistungen bis 300 PS ausgeführt werden; sie wird heute nicht mehr gebaut.

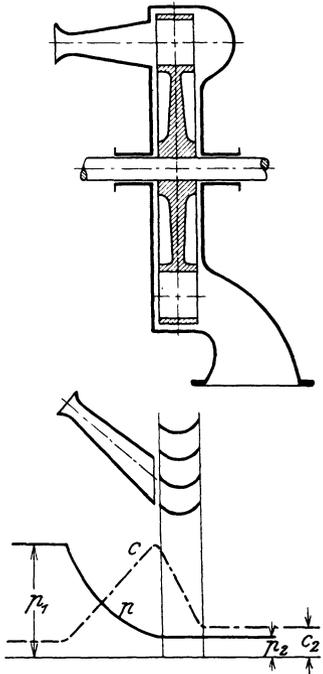


Abb. 330. Schema einer einstufigen Dampfturbine.

Mehrstufige Turbinen. Die weitere Entwicklung des Turbinenproblems läuft darauf hinaus, die Radgeschwindigkeit zu ermäßigen, um auch bei kleinen Rädern brauchbare Drehzahlen (im allgemeinen ≤ 3000) zu erhalten. Dies wird dadurch erreicht, daß die ganze Energie des Dampfes nicht in einem, sondern in mehreren Laufrädern oder Schaufelkränzen umgesetzt wird. Es kommen hierfür zwei Möglichkeiten in Betracht, die Geschwindigkeitsabstufung und die Druckabstufung.

Geschwindigkeitsabstufung. Bei diesem System wird der Dampf, wie früher in den Einströmdüsen ganz entspannt, die gewonnene große Geschwindigkeit

aber nicht in einem, sondern in mehreren Laufrädern in Arbeit umgesetzt. Gewöhnlich werden mehrere Schaufelkränze auf einem gemeinsamen Laufrad angeordnet, wie schematisch, und zwar in starker Verbreiterung, in Abb. 331 für vier Stufen dargestellt ist. In dem ersten Schaufelkranz würde der Dampf hier etwa ein Viertel seines möglichen Geschwindigkeitsgefälles verlieren (vgl. c -Kurve) und mit noch großer Geschwindigkeit dem zweiten Laufkranz zuströmen. Damit er diesen richtig beaufschlägt, muß er durch feste Leit-schaufeln umgelenkt werden; eine Geschwindigkeitsänderung findet hier, wenn

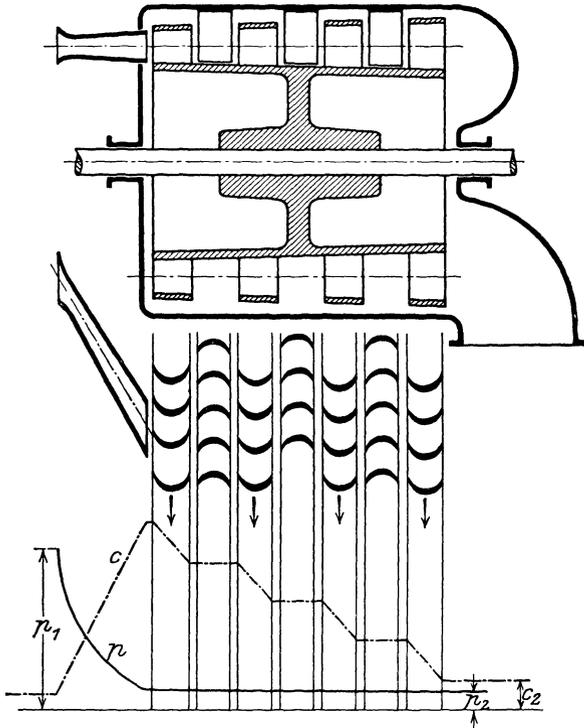


Abb. 331. Schema einer Dampfturbine mit Geschwindigkeitsstufen.

nächsten Stufen weiter ausgenutzt. Wenn dort eine Umfangsgeschwindigkeit von 400 m/s zugrunde gelegt wurde, so würde sich hier bei vier Stufen nur eine solche von 100 m/s ergeben, also auch die Drehzahl entsprechend kleiner werden.

Dies System ist in bezug auf die Geschwindigkeitsverminderung sehr wirksam, man kommt in Vergleich zu späteren Systemen mit wenig Stufen aus. Es hat ferner den Vorteil, daß Druck und Temperatur im Gehäuse klein und unveränderlich sind, aber den Nachteil, daß bei den langen Dampfwegen mit zum Teil sehr großen Geschwindigkeiten große Reibungsverluste entstehen. Eine mehr als vierfache Geschwindigkeitsabstufung ist nicht wirtschaftlich.

Druckabstufung. Dies System (Abb. 332) stellt eine Hintereinanderschaltung mehrerer einstufiger Turbinen dar, von denen jede einzelne einen Teil des gesamten Druckgefälles verarbeitet. Vor dem ersten Rad expandiert der Dampf in Düsen oder Leitvorrichtungen nur wenig, nimmt also auch nur eine geringe Geschwindigkeit auf; diese wird im Laufrad bis auf einen kleinen Rest verbraucht. Beim Überströmen in die zweite Kammer findet eine weitere

von den Reibungsverlusten abgesehen wird, nicht statt. Im zweiten Laufkranz verliert er dann wieder ein Viertel seiner Geschwindigkeit, und gelangt dann durch feste Leitschaufeln zum dritten Kranz usw. Der Druck- und Geschwindigkeitsverlauf ist in Abb. 331 unten aufgetragen. Da dieselbe Dampfmenge in der gleichen Zeit durch alle Stufen hindurch muß, die Geschwindigkeit aber kleiner wird, so müssen die Durchströmungsquerschnitte durch höhere Schaufelkränze entsprechend vergrößert werden.

Bei der einstufigen Turbine nach Abb. 330 mußte der Geschwindigkeitsplan für eine große Umfangsgeschwindigkeit u entworfen werden, um eine kleine Austrittsgeschwindigkeit c_3 zu erhalten. Hier kann u kleiner gewählt werden, denn die dann entstehende größere Austrittsgeschwindigkeit c_2 wird ja in den

Expansion und erneute Aufnahme von Strömungsenergie statt, die im zweiten Laufrad verbraucht wird. In gleicher Weise wiederholt sich der Vorgang, bis der Dampfdruck in der letzten Stufe auf den niedrigsten Druck gesunken ist. Den kleinen Druckgefällen in jeder Stufe entsprechen kleine Dampfgeschwindigkeiten, so daß auch bei bestem Wirkungsgrad kleine Radgeschwindigkeiten entstehen. Da das Dampf-volumen von Stufe zu Stufe wächst, müssen die Durchströmungsquerschnitte durch größere Beaufschlagung und höhere Schaufeln vergrößert werden.

Um die Wirkung der Druckabstufung zu beurteilen, werde angenommen, daß die Gesamtarbeit auf alle Räder gleichmäßig verteilt sei. In dem Gesamtdiagramm Abb. 333 mit dem Arbeitswert L_0 würden dann die flächengleichen Abschnitte L_1, L_2, L_3 usw. die Arbeiten der einzelnen Stufen darstellen. Aus den Einzeldiagrammen ist das Druckgefälle und das Dampf-volumen zu entnehmen. Bei z Stufen entfällt auf jedes Rad die Arbeit

$$L_1 = L_2 = L_3 = \dots = \frac{L_0}{z}$$

und die Dampfgeschwindigkeit

$$c_z = \sqrt{2g \frac{L_0}{z}} = \frac{c_1}{\sqrt{z}}, \dots \dots \dots (21)$$

wenn c_1 für die Einstufenturbine gelten würde. Nimmt man für letztere, wie früher, $c_1 = 1200$ m/s an und wählt überall die Umfangsgeschwindigkeit $u = \frac{1}{3} c_1$, so ergeben sich für mehrstufige Turbinen die in der folgenden Zahlentafel enthaltenen Werte.

Zahlenbeispiel.

Stufen-zahl z	Dampfge-schwindig-keit c_1	Radge-schwindig-keit $u = \frac{1}{3} c_1$
	m/s	m/s
1	1200	400
2	850	280
4	600	200
16	300	100
32	212	71

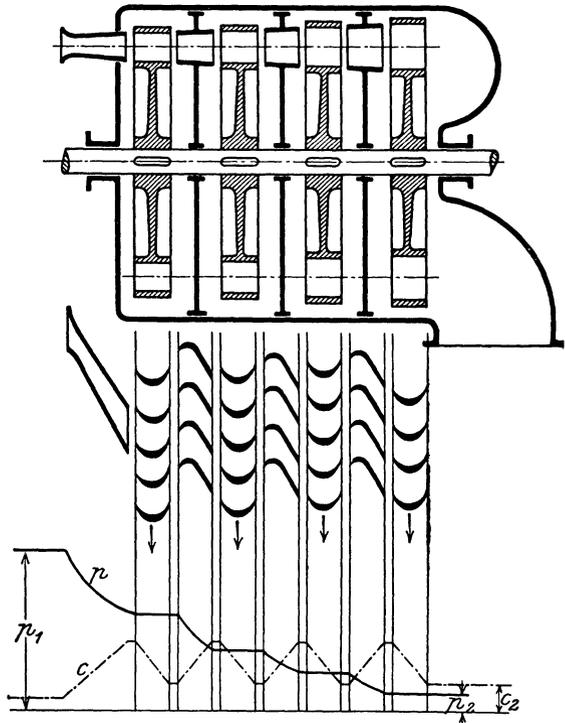


Abb. 332. Schema einer Dampfturbine mit Druckstufen.

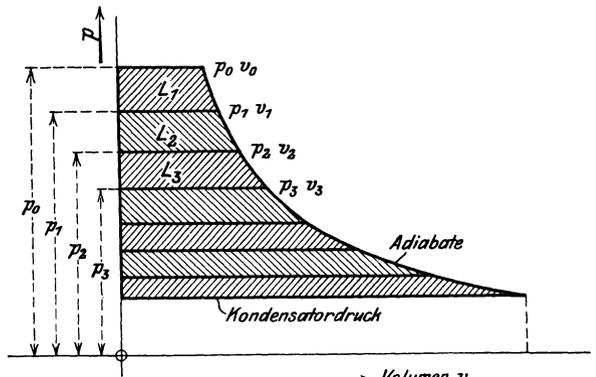


Abb. 333. Diagrammflächen der Druckabstufung.

Will man 100 m/s Umfangsgeschwindigkeit nicht überschreiten, so sind nach der Tabelle 16 Leit- und Laufräder erforderlich, während bei der Geschwindigkeitsabstufung vier genügen. Die Turbine wird also länger und teurer. Auch die Radreibungs- und Ventilationsverluste werden bei der großen Räderzahl größer, dagegen die Dampfreibungsverluste infolge der kleinen Dampfgeschwindigkeiten soviel geringer, daß der Wirkungsgrad besser und der Dampfverbrauch kleiner ist als bei der reinen Geschwindigkeitsabstufung.

Überdruckturbinen. Bei diesem System, das stets mehrstufig angeordnet wird, expandiert der Dampf nicht nur in den Leitrad-, sondern auch in den Laufradzellen. Er geht also mit beschleunigter Relativbewegung ($w_2 > w_1$) durch das Laufrad. Die Kanäle müssen sich nach der Ausströmungsseite verengen; da es sich immer um kleine Druckgefälle und Unterschallgeschwindigkeiten handelt, sind düsenartige Erweiterungen nicht erforderlich.

Wenn aus einem Gefäß mit Überdruck Dampf ins Freie austritt, so ist durch die Expansion im Mündungsquerschnitt der Überdruck verschwunden, im Gefäß aber noch vorhanden. Auf der der Mündung gegenüberliegenden Wandfläche bleibt demnach ein freier Überdruck, der expandierende Dampf findet hier gewissermaßen seinen Stützpunkt und erzeugt einen Rückdruck oder eine Reaktion im Gefäß, ganz ähnlich wie beim Abschießen eines Geschosses ein Rückstoß im Lauf entsteht.

Genau so liegen die Erscheinungen, wenn der Dampf in dem Schaufelkanal eines Laufrads expandiert und die Eintrittsgeschwindigkeit sehr klein angenommen wird. Die Expansionsarbeit erzeugt die relative Austrittsgeschwindigkeit w_2 und der dadurch entstehende Rückdruck auf die Schaufel das Drehmoment.

Turbinen mit reiner Reaktionswirkung sind bisher nicht gebaut. Bei den ausgeführten Systemen ist stets ein Leitrad vorgeschaltet, aus dem der Dampf durch seine Expansion Strömungsenergie für das Laufrad mitbringt. Ist einem zusammengehörigen Leit- und Laufrad die Dampfenergie L zur Verfügung gestellt, so wird hiervon im Leitrad der Teil

$$L_1 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g}$$

und im Laufrad der Rest

$$L_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

zur Expansion gebracht. Es arbeitet die Turbine teils als Gleichdruck-, teils als Überdruckturbine.

Das Verhältnis L_2/L ist der Reaktionsgrad, er wird gewöhnlich zu $1/2$ gewählt, also

$$L_1 = L_2 = \frac{L}{2}.$$

Ein Vergleich mit der Gleichdruckturbine, die im Leitrad (oder Düsen) die ganze Arbeit L in Strömungsenergie umsetzt, ergibt dann für die Eintritts- und günstigste Umfangsgeschwindigkeit bei der

$$\text{Gleichdruckturbine } c_1 = \sqrt{2g\overline{L}}; \quad u = 0,5 c_1,$$

$$\text{Überdruckturbine } c'_1 = \sqrt{2g\frac{L}{2}} = \frac{c_1}{\sqrt{2}} = 0,7 c_1; \quad u' = c'_1 = 0,7 c_1 = 1,4 u.$$

Solche Überdruckturbinen haben also die 1,4-fache Umfangsgeschwindigkeit, als Gleichdruckturbinen bei gleichem Druckgefälle.

Ein weiterer Nachteil ist der Überdruck vor jedem Laufrad. Er hat zur Folge, daß der Dampf durch den Spalt zwischen Schaufelkranz und Gehäuse

zu entweichen sucht (Spaltverlust), es müssen ferner alle Räder voll beaufschlagt werden, und es entsteht endlich ein Axial Schub für die Welle. Um eine kleine Umfangsgeschwindigkeit und einen geringen Spaltdruck zu erhalten, muß das gesamte Druckgefälle weit unterteilt, also die Turbine mit sehr großer Stufenzahl ausgeführt werden.

Mit glänzendem Erfolg hat der Engländer Parsons dies System durchgebildet. Er läßt den Dampf in 30 bis 80 Druckstufen arbeiten. Die Laufschaufeln sind, wie schematisch in Abb. 334 dargestellt, auf einer gemeinsamen Lauftrommel angeordnet, dazwischen liegen die vollkränzigen Leitschaufeln, die am Gehäuse befestigt sind. Dem wachsenden Dampfvolumen entsprechend,

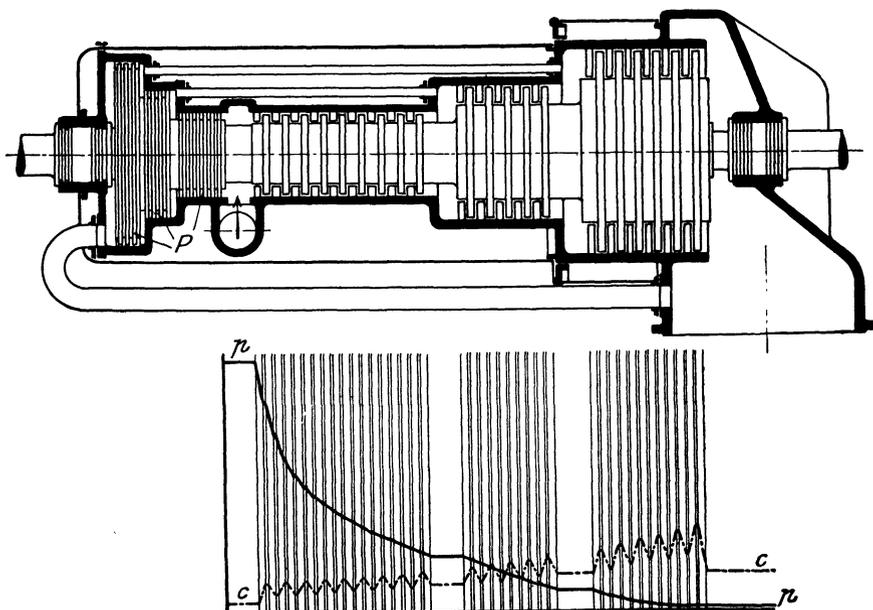


Abb. 334. Schema einer Parsons-Turbine.

werden die Schaufelkränze von Stufe zu Stufe höher gemacht und dann absatzweise im Durchmesser vergrößert, so daß ein Hochdruck-, Mittel- und Niederdruckteil entsteht. Der Achsschub wird durch drei Ausgleichkolben P aufgenommen, die durch Rohre oder Kanäle unter Dampfdruck gebracht werden und am Gehäuse mit Labyrinthdichtung versehen sind. Den Druck- und Geschwindigkeitsverlauf läßt die graphische Darstellung erkennen; die Geschwindigkeit steigt im Leitrad und fällt im Laufrad, aber infolge der Expansion nicht so stark wie bei den Gleichdruckrädern, so daß allmählich ein Ansteigen eintritt. Die Umfangsgeschwindigkeiten betragen nur 30 bis 40 m/s in den Hochdruck- und 70 bis 100 m/s in den Niederdruckstufen. Die kleinen Dampfgeschwindigkeiten rufen trotz der langen Dampfwege nur geringe Reibungsverluste hervor; da ferner alle Schaufelkanäle mit Dampf gefüllt sind, so sind die Wirbel- und Ventilationsverluste klein. Im ganzen hat diese Turbine einen etwas geringeren Dampfverbrauch als die Gleichdruckturbine, aber eine größere Baulänge.

Bauarten. Bei Beginn der Entwicklung der Dampfturbinen, die um 1900 stark einsetzte, wurden von verschiedenen Konstrukteuren (Parsons, de Laval, Zoelly, Rateau, Curtis u. a.) die besprochenen Systeme ausgebildet. Allmählich hat man von allen das Beste übernommen und namentlich für große Leistungen gemischte Systeme geschaffen.

Zu den gemischten Systemen gehört die in Abb. 335 dargestellte A.E.G.-Turbine. Sie arbeitet in zwei Druckstufen mit je zwei Geschwindig-

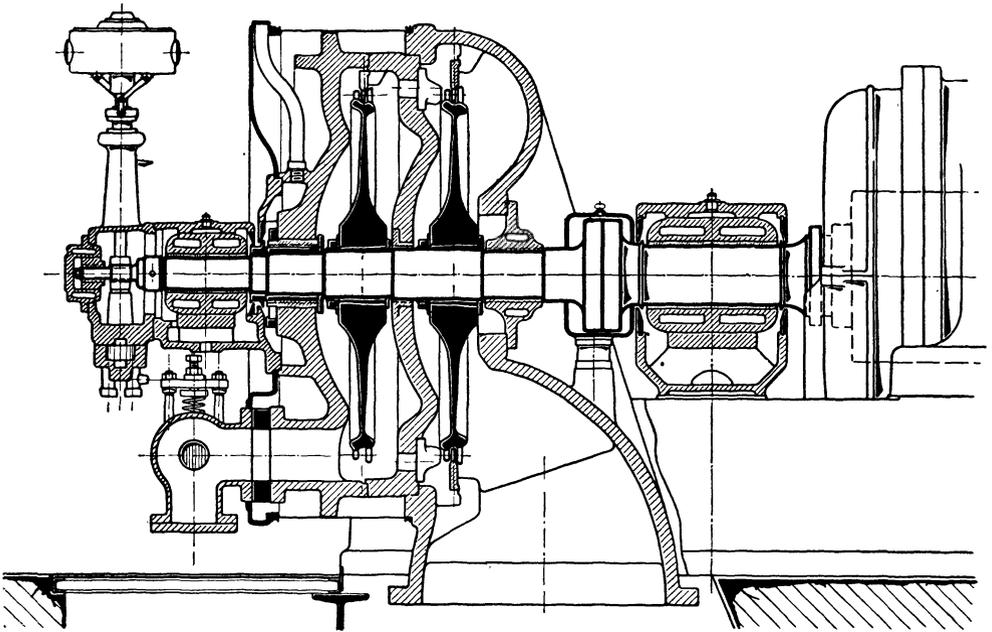


Abb. 335. A.E.G.-Turbine.

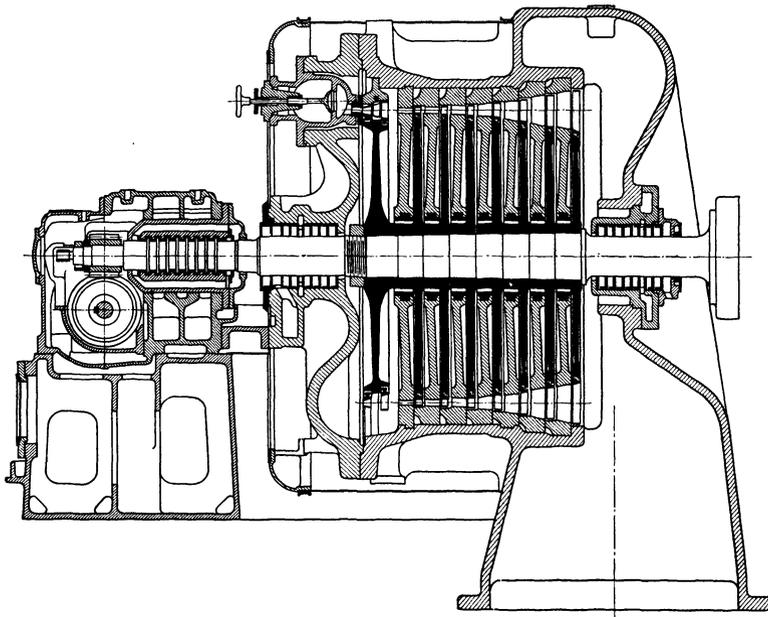


Abb. 336. Turbine der Bergmann-Elektrizitätswerke.

keitsstufen. Der Dampf tritt in die erste Kammer teilweise entspannt (etwa 3 at) ein und gibt seine Energie an ein zweikränniges Curtisrad ab, expandiert dann beim Übertritt in die zweite Kammer weiter und beaufschlagt wieder ein zweikränniges Rad. Die Turbine kommt für mittlere Leistungen

(bis etwa 2500 PS und 3000 Umdrehungen) zur Verwendung und zeichnet sich durch eine sehr kurze Bauart bei gutem Wirkungsgrad aus.

Bei Turbinen sehr großer Leistung ist die beste Dampfausnutzung von größerer Bedeutung, als geringe Herstellungskosten, sie werden deshalb stets vielstufig mit jedesmal kleinen Druckgefällen gebaut. Nun ist aber das Hochdruckgebiet des Dampfes, wie die schmalen Flächenstreifen im Diagramm zeigen, weniger wertvoll wie das Niederdruckgebiet; bei der Expansion des Dampfes von 2 auf 1 at wird z. B. eine fünfmal größere Arbeit gewonnen, als bei 10 auf 9 at. Es empfiehlt sich deshalb im Hochdruckgebiet eine Geschwindigkeitsabstufung, im Niederdruckgebiet aber eine feine Druckabstufung mit Gleichdruck- oder Überdruckwirkung.

Eine solche Turbine der Bergmann-Elektrizitätswerke zeigt Abb. 336. Der Dampf, auf etwa 2 at, entspannt beaufschlagt zuerst ein zweikrängiges Curtisrad und dann in feiner Druckabstufung 5 bis 15 Einzelräder.

Brown, Boveri & Co. verwenden ebenfalls in den Hochdruckstufen ein mehrkrängiges Curtisrad, dann aber im Niederdruckteil eine Überdruckturbine der Parsonschen Bauart (vgl. Abb. 334).

Regelung. Die Anpassung der Leistung an den Arbeitsbedarf erfolgt durch selbsttätige Regler (vgl. S. 100), die meist auf ein Drosselventil wirken, also den Dampfdruck vor dem Eintritt ändern. Bei Turbinen mit einzelnen oder in Gruppen vereinigten Düsen (Curtisrädern) vor der ersten Stufe kann auch die Dampfmenge verändert werden, indem bei bestimmten Entlastungen eine Düse oder Gruppe abgestellt wird. Alle Turbinen erhalten ferner einen Sicherheitsregler, der bei Überschreitung einer bestimmten Drehzahl im Falle des Versagens des Hauptreglers den Dampf ganz abstellt.

Kondensation. Bei dem großen Arbeitswert des Niederdruckgebiets des Dampfes wird, von sehr kleinen Leistungen abgesehen, stets mit möglichst vollkommener Kondensation gearbeitet, und zwar in der Regel mit Oberflächenkondensation (vgl. S. 138), da bei den Turbinen das Kondensat ölfrei und daher ein vorzügliches Kesselspeisewasser ist. Der Kondensator mit den zugehörigen Pumpen wird im Keller unmittelbar unter der Turbine angeordnet (Abb. 337); der Pumpenantrieb erfolgt durch einen Elektromotor oder eine kleine Dampfturbine.

Vorzüge und Wirtschaftlichkeit gegenüber den Kolbenmaschinen. Der Wärmeverbrauch der Turbinen ist bei kleinen Leistungen (etwa bis 500 PS) größer, bei großen Leistungen aber kleiner als bei Kolbendampfmaschinen. Für Großkraftwerke kommen sie deshalb um so mehr in Betracht, als sie sich in sehr großen Einheiten, bisher bis 90000 PS, gegenüber 6000 PS bei Kolbenmaschinen bauen lassen. Der

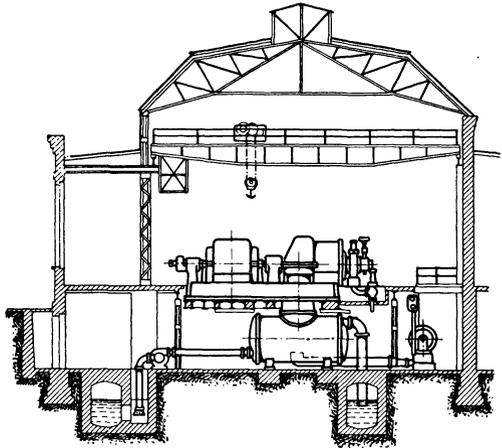


Abb. 337. Dampfturbinen-Anlage.

einfache mechanische Aufbau ergibt ferner einen geringen Ölverbrauch (etwa $\frac{1}{3}$ der Kolbenmaschinen), kleine Unterhaltungskosten und einfache Wartung. In Großkraftwerken wird bei den großen Einheiten an Bedienungskosten erheblich gespart.

Die Anlagekosten der Turbine selbst sind geringer als bei Kolbenmaschinen, dazu kommen weitere Ersparnisse infolge des kleineren Platzbedarfs und der leichteren Fundamente.

Anwendungsgebiet. Infolge der hohen Drehzahlen kommen für die Turbinen nur schnellaufende Arbeitsmaschinen in Betracht, und das sind in erster Linie elektrische Generatoren. Hier haben sie die Kolbendampfmaschinen vollständig verdrängt. Die höchstmöglichen Drehzahlen betragen für Drehstrom mit 50 Perioden 3000; bisher sind hierfür Einheiten bis 6000 kW gebaut. Größere Leistungen erfordern die Herabsetzung der Drehzahl auf 1500, 1000 und 750. Bei Gleichstrom sind nur für sehr kleine Einheiten Drehzahlen über 3000 möglich.

Weiter kommen für Turbinen in Betracht Kreiselpumpen, Ventilatoren, Turbokompressoren, die allerdings nur kleine Leistungen haben, und endlich das große Gebiet des Schiffsantriebs mit sehr großen Leistungen. Hier kommt noch als neuer Vorzug der erschütterungsfreie Gang in Betracht. Bei den Schiffen können aber die andern Vorteile, Platz- und Gewichtersparnis, nicht voll ausgenutzt werden, denn der Propeller hat bei hohen Drehzahlen einen so schlechten Wirkungsgrad, daß die Turbinen langsamlaufend, also mit sehr vielen Stufen, gebaut werden müssen und dann groß und schwer werden. Dazu kommt noch die Notwendigkeit einer Rückwärtsturbine, die im Gehäuse der Hauptturbine untergebracht wird und bei Vorwärtsgang leer mitläuft. In neuester Zeit hat man mit Erfolg wieder schnellaufende Turbinen eingebaut und durch Zahnräder oder ein neues Getriebe, den Föttinger-Transformator¹⁾, die Schraubewelle angetrieben. Bei dem Föttinger-Transformator entfällt auch die Rückwärtsturbine. Im ganzen eignet sich die Turbine nur für schnellfahrende Schiffe; bei den großen Schnelldampfern mit Leistungen über 50000 PS wird sie zur Notwendigkeit. Ebenso hat sich die Kriegsmarine fast ganz für die Turbine entschieden; die geringen Erschütterungen erhöhen die Zielsicherheit der Artillerie und die kleine Bauhöhe vereinfacht die Ausbildung des Panzerdecks. Sonst aber stellt man sich zunächst noch abwartend den Turbinen gegenüber.

D. Verbrennungskraftmaschinen.

1. Arbeitsverfahren.

Allgemeines. Verbrennungskraftmaschinen werden bisher nur als Kolbenmaschinen gebaut, die Konstruktion von Turbinen ist noch in der Entwicklung begriffen. Bei diesen Maschinen wird die für den Arbeitsprozeß nötige Wärme unmittelbar im Arbeitszylinder erzeugt, und zwar durch Verbrennung von Gasen oder Ölen mit großem Luftüberschuß. Besondere Apparate zur Erzeugung der Wärme, wie die Dampfkessel bei den Dampfmaschinen und die in diesen und der Zuleitung entstehenden Verluste, fallen fort. Demgegenüber entstehen aber bei der Verbrennung im Zylinder so hohe Temperaturen, daß eine Kühlung notwendig wird, um im Zylinder unzulässige Wärmespannungen und ein Verbrennen des Schmieröls zu vermeiden. Durch das Kühlwasser wird ein Teil der erzeugten Wärme (etwa 30%) abgeführt und der Nutzleistung der Maschine entzogen. Trotzdem ist die Wärmeausbeute bei den Verbrennungskraftmaschinen bis doppelt so groß wie bei den besten Dampfmaschinen. Die Ursache liegt hauptsächlich in dem höheren Temperaturgefälle. Während eine gute Kondensationsmaschine 7000 bis 3500 WE/PSH braucht, kommt die Verbrennungskraftmaschine mit 3600 bis 1800 WE/PSH aus. Für eine nutzbare PSH werden 632 WE verbraucht (vgl. Gl. 5 S. 99), die

¹⁾ Z. d. V. d. I., 1913, S. 721.

übrige zugeführte Wärme hat die Verluste zu decken. Diese sind zunächst mechanische Verluste (Reibung), weiter die Wärme, die mit den Abgasen aus der Maschine herausgeht, und endlich die Erwärmung des Kühlwassers. Die Größe der anteiligen Beträge als Mittelwerte läßt Abb. 338 erkennen.

Vom Standpunkt der gesamten Volkswirtschaft haben die Verbrennungskraftmaschinen bei dem beschränkten Brennstoffvorrat der Erde eine ganz besondere Bedeutung; die Einzelwirtschaft fragt aber nach den Kosten, und da hier nicht die billige Kohle, sondern nur teure Gase und Öle verwendbar sind, so treten die Vorteile des geringen Wärmeverbrauchs in Geldwert nur in geringem Maße oder gar nicht in die Erscheinung.

Der Erfinder der heutigen Verbrennungskraftmaschine ist der deutsche Ingenieur Otto (Deutzer Gasmotorenfabrik); das von ihm ausgebildete Arbeitsverfahren (1878) ist bis heute vorherrschend. Es ist dadurch gekennzeichnet, daß ein brennbares Gasluftgemisch im Arbeitszylinder zunächst verdichtet und dann gezündet wird (Verpuffungsverfahren). Die Verbrennung erfolgt im Totpunkt des Kolbens, also bei annähernd konstantem Volumen; der Gasdruck steigt fast plötzlich an und wirkt während der Expansion arbeitsverrichtend auf den Kolben.

Ein anderes Verfahren ist von dem deutschen Ingenieur Diesel durchgebildet. Hier wird atmosphärische Luft im Arbeitszylinder hoch verdichtet und in diese flüssiger Brennstoff eingespritzt, der sich in der durch die Verdichtung heiß gewordenen Luft sofort entzündet. Die Brennstoffzufuhr erfolgt bei wachsendem Hubvolumen in solchen Mengen, daß der Verbrennungsdruck annähernd konstant bleibt (Gleichdruckverfahren).

Das Verpuffungsverfahren ist für alle brennbaren Gase und Leichtöle, das Gleichdruckverfahren nur für Schweröle brauchbar. In beiden Fällen wird das Laden und Entladen des Arbeitszylinders durch den Arbeitskolben besorgt (Viertaktverfahren) oder besondern Pumpen übertragen (Zweitaktverfahren).

Verpuffungsverfahren im Viertakt. Die Maschine (Abb. 339) hat im Zylinderkopf oben ein Einlaßventil, unten ein Auslaßventil und dazwischen eine Zündvorrichtung. Für ein Arbeitsspiel sind vier Hübe (Takte) nötig, diese sind:

1. Hub: Ansaugen des Gasluftgemisches. Das Einlaßventil ist während des ganzen Kolbenweges geöffnet, von außen wird atmosphärische Luft angesogen, der durch ein besonderes Gasventil oder Mischventil Gas zugesetzt wird. Die Ansaugspannung beträgt wegen der Strömungswiderstände etwas weniger als 1 at. Das einströmende Gemisch erwärmt sich an der heißen Zylinderwandung, dehnt sich dadurch aus und verliert an Gewicht; schnell laufende Maschinen können daher weniger Ladung aufnehmen als langsam laufende.

2. Hub: Verdichten der Ladung. Das Einlaßventil wird geschlossen und die Ladung durch den rücklaufenden Kolben zusammengeschoben. Es wächst der Druck und die Temperatur um so mehr, je kleiner das Endvolumen ist. Die Verdichtung bezweckt eine Hebung der dann folgenden Verbrennungsgeschwindigkeit und Temperatur, denn je höher sie getrieben wird, um so besser ist die Wärmeausnutzung. Jedem Gasgemisch ist aber eine Grenze gesetzt; sie liegt da, wo die Verdichtungstemperatur ungewollte

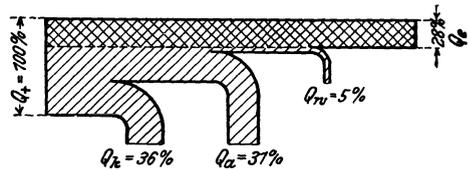


Abb. 338.

Q_k = Kühlwasser
 Q_a = Auspuff

Q_m = Reibung
 Q_e = Nutzarbeit

Zündungen (Frühzündungen) hervorruft. Bei gasarmen Gemischen kann man beispielsweise bis 12 at, bei reichen Gasen aber nur bis etwa 5 at verdichten.

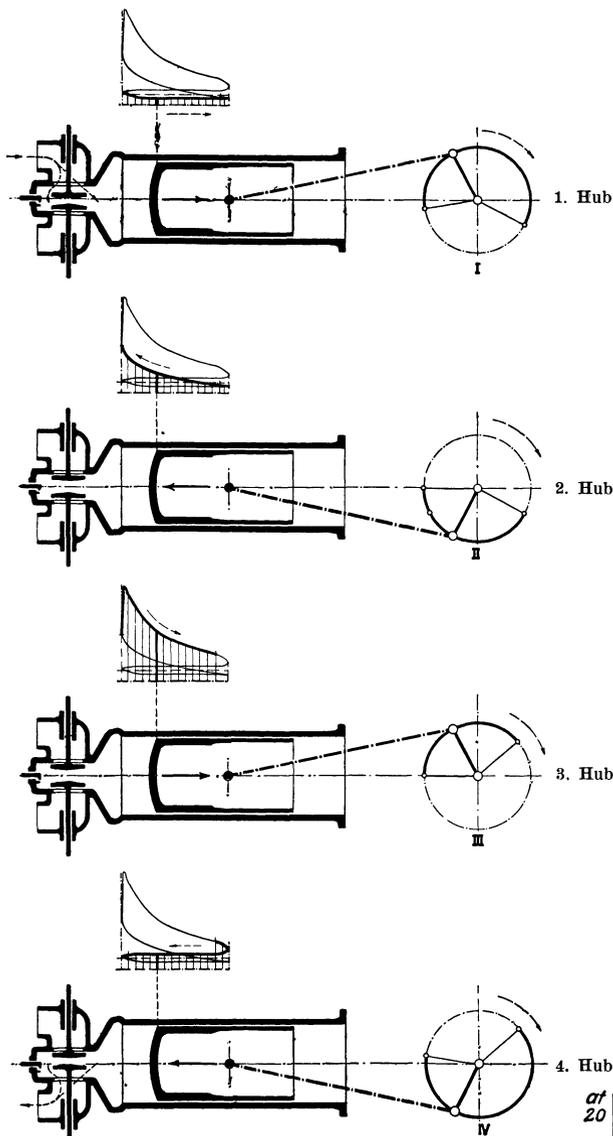


Abb. 339. Viertaktverfahren.

Der theoretische Druckverlauf läßt sich aus dem Hub- und Kompressionsraum V_h und V_c des Zylinders, sowie aus dem Wärmegehalt des Gases berechnen (Abb. 340, punktierter Linienzug), das wirkliche Diagramm ist aber kleiner, weil einmal der Prozeß sich in einem gekühlten Zylinder abspielt, und ferner die Verbrennung nicht momentan erfolgt. Seine genaue Vorausbestimmung ist wegen der Un-

3. Hub: Arbeitshub.

Das Gas wird durch einen elektrischen Funken entzündet, durch die Verbrennung schnell der Gasdruck in die Höhe und schiebt den Kolben expandierend vor sich her. Die Temperatur steigt auf etwa 1300°C . Die Zündung muß so frühzeitig erfolgen, daß der Gasdruck im Totpunkt möglichst hoch wird. Da die Verbrennung nicht plötzlich vor sich geht, so muß, um ein langes Nachbrennen bei wachsendem Volumen zu verhindern, schon vor dem Totpunkt gezündet werden (Vorzündung). Der Zündzeitpunkt ist im Betriebe so einzustellen, daß möglichst große Diagramme erreicht werden.

4. Hub: Auspuff und Ausschub.

Kurz vor dem Hubende läßt das Auspuffventil die verbrannten Gase ins Freie treten, sie entspannen sich auf Atmosphärendruck. Der neue Hub schiebt die Reste heraus mit einer Spannung, die wegen der Strömungswiderstände etwas größer als 1 at (1,1 bis 1,15 at) ist.

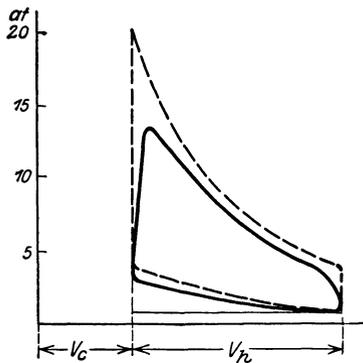


Abb. 340. Arbeitsdiagramm.

sicherheit vieler innerer Vorgänge noch nicht möglich. Vorteilhaft ist es immer, das Gas so weit zu verdichten, als ohne Selbstzündung möglich ist, denn dadurch werden Zündfähigkeit, Brenngeschwindigkeit und Wärmeausbeute vergrößert. Der größte Gasdruck schwankt nach der Gasart zwischen 15 und 25 at, die Verbrennungstemperatur beträgt 1300 bis 1700°, die Auspufftemperatur etwa 400 bis 600° C.

Gleichdruck (Diesel-) verfahren im Viertakt. Die Maschine hat im Zylinderkopf ein Ein- und Auslaß-, sowie in der Mitte ein Brennstoffventil, aber keine Zündvorrichtung. Die einzelnen Hübe sind (Abb. 341):

1. Hub: Ansaugen atmosphärischer Luft.

2. Hub: Verdichten der Luft bis etwa 35 at. Die Temperatur steigt hierbei auf etwa 500° C.

3. Hub: Einspritzen von flüssigem Brennstoff (Öl) in solcher Menge, daß der Druck bei dem wachsenden Volumen konstant bleibt, dann folgt Abschluß des Brennstoffventils und Expansion des Gases bis zum Hubende.

4. Hub: Auspuff und Ausschub durch das Auspuffventil.

Dies Verfahren ist nur für Schweröle anwendbar, gibt aber die beste Wärmeausnutzung (bis 36%). Der thermische Erfolg liegt weniger

in dem hohen Temperaturgefälle, als in der sofortigen restlosen Verbrennung des Öls in der heißen Luft, während bei dem Verpuffungsverfahren die Verbrennung wegen mangelhafter Schichtung des Gemisches häufig unvollständig und schleichend ist, so daß das Gas noch während des Auspuffs nachbrennt oder teilweise unverbrannt bleibt. Mechanisch hat dies Verfahren den Vorteil, daß die plötzliche Druckanschwellung (Spitze im Diagramm) fortfällt und das Getriebe gleichmäßiger beansprucht und besser ausgenutzt wird.

Das theoretische und wirkliche Diagramm zeigt Abb. 342. Der größte Gasdruck beträgt 30 bis 40 at, die höchste Temperatur etwa 1400° C.

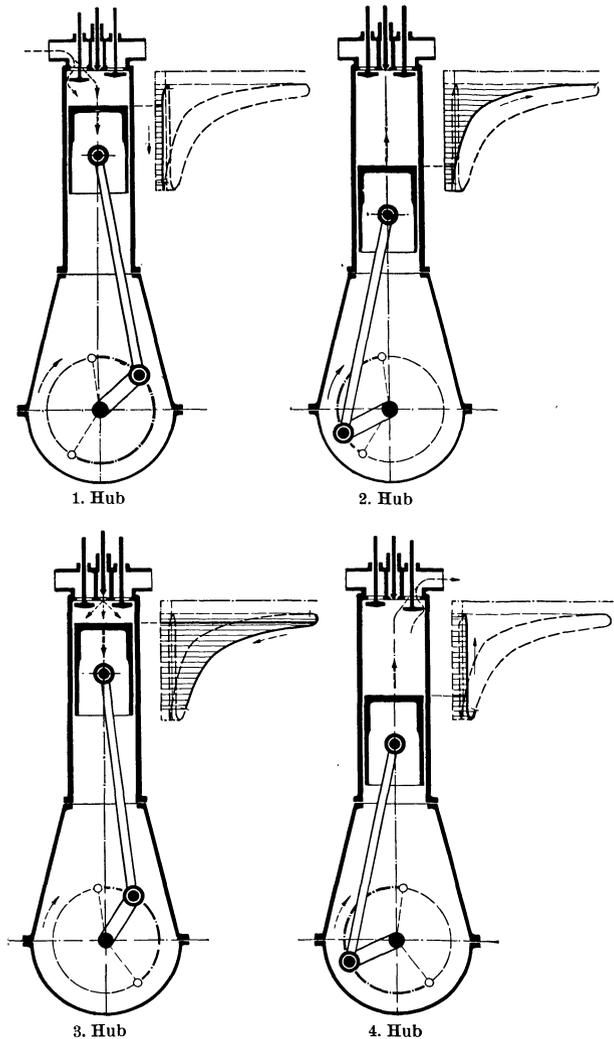


Abb. 341. Dieserverfahren im Viertakt.

Zweitaktverfahren. Der Viertakt hat unter den vier Kolbenhüben nur einen Arbeitshub, der für die übrigen drei Hübe durch das Schwungrad die Arbeit mitliefern muß. Zylinder und Getriebe werden schlecht ausgenutzt, zur Erzielung eines gleichmäßigen Ganges sind schwere Schwunräder nötig. Das Zweitaktverfahren sucht diese mechanischen Mängel zu beseitigen, indem dem Arbeitskolben das Laden und Entladen abgenommen und besonderen

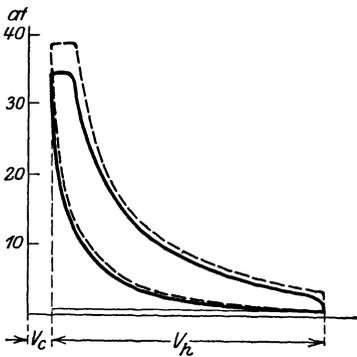


Abb. 342. Arbeitsdiagramm.

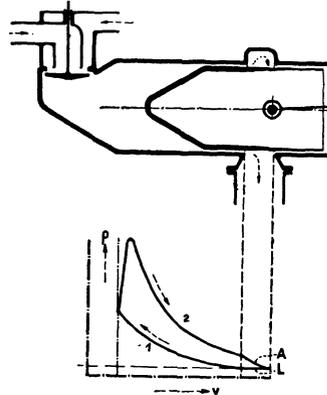


Abb. 343. Zweitaktverfahren.

Pumpen übertragen wird. Alsdann ist im Arbeitszylinder jeder Kolbenhingang (nach der Kurbel) ein Arbeitshub, der Kolbenrückgang ein Verdichtungshub. Zwischen beiden in der Nähe des Totpunkts müssen die verbrannten Gase aus dem Zylinder entfernt und die neue Ladung eingebracht werden. Die hierfür zur Verfügung stehende Zeit ist sehr kurz, etwa $\frac{1}{18}$ der Zeit, die beim Viertaktverfahren zur Verfügung steht, und hierin liegt die Hauptschwierigkeit, namentlich für das Entfernen der verbrannten Gase. Große Austrittsquerschnitte sind daher notwendig, sie werden konstruktiv erreicht durch Schlitze in der Zylinderwand (Abb. 343). Sobald der Kolben diese Schlitze freilegt, puffen die Gase aus und entspannen sich schnell. Der Rest der Gase wird nunmehr durch Ausblasen entfernt. Durch das sich öffnende Einlaßventil wird von einer Luftpumpe Luft mit mäßigem Überdruck in den Zylinder gefördert, die in möglichst geschlossener Masse die verbrannten Gase vor sich herschieben soll. Gleich darauf setzt bei Verpuffungsmaschinen eine Gaspumpe ein, die der Luft Gas zusetzt. Diese Ladung strömt hinter der Spülluft durch den Zylinder bis zu den Schlitzen, muß diese aber, dort angelangt, durch den rücklaufenden Kolben wieder geschlossen finden, damit kein Gas verloren geht.

Im Gasdruckdiagramm sind diese Vorgänge durch den Linienzug *A* für den Auspuff und *L* für die Ladung dargestellt.

Bei den Gasmaschinen besteht die Gefahr, daß sich die eingepumpte Ladung mit den heißen Abgasen mischt und an ihnen entzündet. Es muß deshalb eine ausreichende Spülluftwand vorgeschaltet sein. Dadurch wird die Ladungsmenge verringert, so daß die Leistung nur um etwa 70% größer wird als die eines gleich großen Viertaktzylinders.

Einfacher ist das Viertaktverfahren bei der Dieselmachine durchführbar, weil hier die Ladung nur aus reiner Luft besteht. Am Ende des ersten Hubes puffen die verbrannten Gase durch Schlitze aus, der Rest wird durch Spülluft, die von der andern Seite durch die Einlaßventile zugepumpt wird, ausgetrieben, bis der rücklaufende Kolben die Schlitze geschlossen hat. Die zurückbleibende Luft wird alsdann bis zum Hubende verdichtet. Es folgt

die Einspritzung des Brennstoffs und die Ausdehnung, bis die Schlitze für den Auspuff wieder frei werden.

Leistung. Die unter der Expansionslinie des Gasdruckdiagramms (Abb. 344) liegende Fläche ist das Produkt aus Kraft und Weg, also die Arbeit während des Arbeitshubes. Zieht man hiervon die Fläche unter der Kompressionslinie oder die Kompressionsarbeit ab, so stellt die Fläche des eingeschlossenen Linienzuges die Größe der Arbeit für 1 qcm Kolbenfläche während eines Arbeitsspiels dar. Zur Ermittlung der Leistung bestimmt man aus dem Indikator diagramm den „mittleren indizierten Druck“ p_i und stellt diesen statt der wechselnden Drücke in Rechnung. Es sei

F der Kolbenquerschnitt in qcm,

s der Kolbenweg in m,

n die minutliche Drehzahl,

$c = \frac{2sn}{60}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/s,

so ist die indizierte Leistung für den Viertakt

$$N_{i,IV} = \frac{1}{4} \frac{F p_i c}{75} = \frac{F p_i s n}{9000},$$

Zweitakt

$$N_{i,II} = \frac{1}{2} \frac{F p_i c}{75} = \frac{F p_i s n}{4500}.$$

Mittelwerte von p_i sind für

Verpuffungsmaschinen 5 at,

Dieselmotoren 7 at.

Die effektive oder Nutzleistung an der Kurbelwelle ist

$$N_e = \eta N_i.$$

Der mechanische Wirkungsgrad η hängt von der Größe und Bauart der Maschine ab und liegt etwa in den Grenzen von 0,7 bis 0,9.

Regelung der Leistung. Die Regelung der Maschine bei wechselnder Belastung erfolgt durch Fliehkraftregler (vgl. S. 100), die unmittelbar auf die Steuerung so einwirken, daß die Diagrammgröße verändert wird. Bei Dieselmotoren wird die Überdruckstrecke des Brennstoffs vergrößert oder verkleinert; es ist also auch eine Überlastung auf Kosten der Brennstoffausnutzung möglich. Bei Verpuffungsmaschinen läßt sich das Diagramm der Normalleistung im allgemeinen nicht nennenswert vergrößern, denn die Ladungsmenge ist durch das Zylindervolumen gegeben und gasreichere Gemische können zu Frühzündungen Anlaß geben. Die Verringerung der Leistung erfolgt durch Verkleinerung des Ladungsgewichtes oder durch Verringerung des Gasgehalts. Im ersten Falle wird durch ein Drosselorgan die Einsaugemenge verringert, es entsteht im Zylinder ein größerer Unterdruck und dadurch ein kleinerer Verdichtungs- und Verbrennungsdruck; im andern Falle wird durch ein Gasventil der Gaszusatz verändert, also ärmere Ladungen hergestellt, die geringere Verbrennungsdrücke zur Folge haben.

2. Gasmaschinen.

a) Die wichtigsten Gase.

Allgemeines. Die brennbaren Gase sind künstliche Erzeugnisse aus den festen Brennstoffen. Sie werden vor dem Eintritt in die Maschine innig mit Luft gemischt und müssen frei von Staub und teerbildenden Bestandteilen

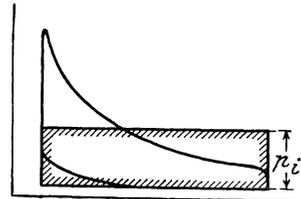


Abb. 344.
Mittlerer Gasdruck.

sein, um eine Verschmutzung des Zylinders zu vermeiden. Die brennbaren Stoffe bestehen aus Kohlenoxyd (CO), Wasserstoff (H) und Kohlenwasserstoffen (Verbindungen von C und H); unverbrennbar sind beigemischt Kohlen-säure (CO₂), Stickstoff (N) und Schwefel (S).

Der Heizwert eines Gases wird durch ein Kalorimeter bestimmt und in WE/cbm gemessen; er gibt diejenige Wärmemenge an, die bei vollständiger Verbrennung frei wird. Da bei den hohen Temperaturen im Zylinder die Verbindung von H und O zu H₂O dampfförmig bleibt, so ist die Kondensationswärme nicht zurückzugewinnen; sie ist deshalb von dem absoluten Heizwert abzuziehen, so daß nur der sog. untere Heizwert maßgebend ist. Um unvollständige Verbrennungen auszuschließen, muß mit Luftüberschuß gearbeitet und innige Mischung von Gas und Verbrennungsluft angestrebt werden.

Die Verbrennungsgeschwindigkeit soll groß sein, da ein schleichendes Nachbrennen die Arbeitsabgabe verkleinert. Sie hängt, abgesehen von der Zusammensetzung des Gases, von der Größe des Verdichtungsdrucks ab.

Leuchtgas ist ein Produkt der Steinkohlendestillation mit einem mittleren Heizwert von $H = 4800$ WE/cbm und einem spez. Gewicht $\gamma = 0,52$ kg/cbm. Man verwendet nur arme Gasluftgemische (1:7 bis 1:10), um höher verdichten zu können (bis etwa 9 at).

Der Leuchtgasmotor spielte früher im Kleingewerbe eine große Rolle, jetzt ist er hier durch den Elektromotor verdrängt, der zwar etwas höhere Energiekosten erfordert, aber in der Beschaffung, Unterhaltung und Bedienung billiger und anspruchsloser ist.

Generatorgas. Ein billiges und für Kraftzwecke geeignetes Gas läßt sich durch unvollständige Verbrennung von Anthrazit, Koks, Braunkohlenbriketts und Torf erzeugen. Durch eine hohe Brennstoffschicht wird Luft und Wasserdampf geführt. Der Sauerstoff der unter dem Rost eingeführten Luft bildet zunächst mit dem glühenden Brennstoff CO₂, das bei dem weiteren Durchgang zu CO reduziert wird. Ebenso gibt der Wasserdampf (H₂O) den Sauerstoff an den Kohlenstoff ab, während Wasserstoff frei wird oder sich mit C zu CH₄ (Äthylen) verbindet. Das Mischgas enthält an brennbarem Gas etwa

15 bis 27	%	CO,
7	"	26 % H,
2	"	4 % CH ₄ ,

der Rest besteht aus Kohlen-säure und Stickstoff. Der untere Heizwert beträgt 1100 bis 1300 WE/cbm, bei einem spez. Gewicht von 1,05 bis 1,2 kg/cbm. Die Gasausbeute erreicht für Anthrazit und Koks etwa 4,5, für Braunkohlen 3 und für Torf 1,3 cbm/kg.

Das Gas nimmt aus dem Generator Flugasche mit und muß vor dem Eintritt in den Motor gereinigt werden.

Die ersten Anlagen dieser Art waren Druckgasanlagen. Aus einem besonders geheizten Dampfkessel wird ein Dampfstrahlgebläse gespeist, das eine Mischung von Dampf und Luft unter den Rost des Generators drückt. Das Gas muß in einer Reglerglocke gesammelt werden. Eine wesentliche Verbesserung stellen die später entstandenen Sauggasanlagen dar (Abb. 345)¹⁾.

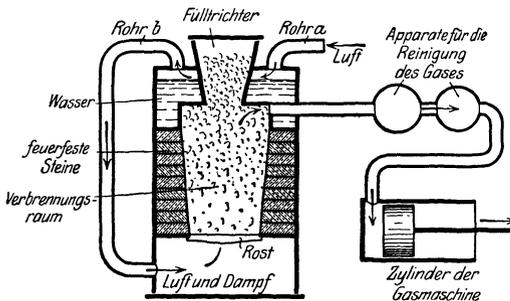


Abb. 345. Schema einer Sauggasanlage.

¹⁾ Entnommen aus v. Hanffstengel, Technisches Denken und Schaffen. 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1922.

Hier saugt der Motor in der Ansaugperiode die gasförmigen Produkte durch alle Apparate und regelt die Gaserzeugung nach seinem Bedarf. Der Wasserdampf wird im Generator erzeugt, die Luft tritt bei *a* ein, geht durch den Dampfraum und mit dem Dampf zusammen durch *b* unter den Rost.

Eine solche Anlage für Koks oder Anthrazit (Abb. 346) hat einen mit Steinen ausgemauerten Generator, der durch einen über die Einfüllöffnung gedrehten Fülltrichter in größeren Zeitabständen mit Brennstoff beschießt wird. Von hier gelangt das gebildete Gas durch den Wäscher oder Skrubber; es bewegt sich zur Zerteilung des Gasstroms durch eine hohe Schicht von grobkörnigem Koks und wird von oben berieselt, so daß die größten Ver-

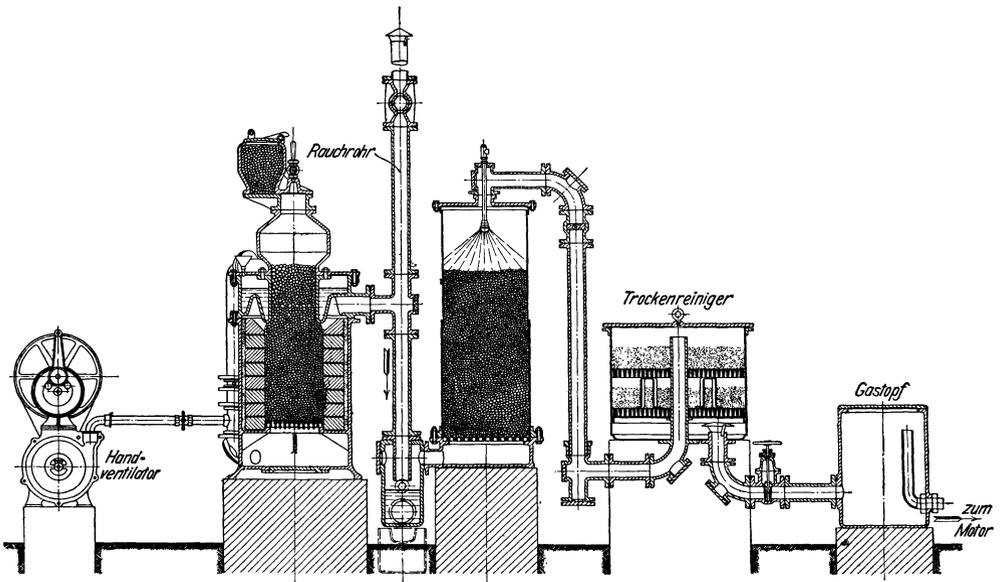


Abb. 346. Sauggasanlage.

unreinigungen ausgewaschen werden. Eine Nachreinigung von mechanischen Bestandteilen findet in dem dann folgenden Trockenreiniger statt, der mit Sägemehl gefüllt ist. Durch einen Gastopf zur Verminderung von Druckschwankungen gelangt es dann in den Motor. Am Anblasen nach Betriebspausen dient ein Ventilator, meist von Hand betrieben; das sich bildende Gas wird durch ein Rauchrohr abgeführt.

Die Sauggasanlage wird möglichst nahe bei den Maschinen, aber in einem besondern Raum, aufgestellt. Sie ist in der Bedienung einfach und nicht wie Dampfkessel genehmigungs- und untersuchungspflichtig. Der Brennstoff kann auch bei mehrtägiger Betriebsunterbrechung weiterglimmen.

Steinkohle ist für die Vergasung dieser Art nicht geeignet, weil sie zuviel teerbildende Stoffe enthält, die sich im Motor niederschlagen und ihn verschmutzen. Am besten sind Koks und Anthrazit. Aber auch Braunkohlenbriketts können in Generatoren besonderer Bauart vergast werden, wenn man die Gase noch durch eine zweite Feuerzone im Generator leitet, in der die Teerdämpfe in permanente Gase verwandelt werden. Auch die Vergasung von Torf und sonstigen minderwertigen Brennstoffen, wie z. B. die Rauchkammerlöcher der Lokomotiven, ist in befriedigender Weise gelungen.

Gichtgas. Im Hochofen wird bei der Roheisenerzeugung ein Gas, das Gichtgas, als Nebenerzeugnis gewonnen, das ähnlich wie das Generatorgas

zusammengesetzt ist, aber etwas ärmer an Wärmehalt ist. Der Heizwert beträgt 700 bis 950 WE/cbm, das spez. Gewicht i. M. 1,25 kg/cbm. Für 1 t Roheisen werden etwa 4000 cbm Gichtgas gewonnen. Ein mittlerer Ofen von 150 t Tagesleistung erzeugt 600000 cbm Gas. Von diesem wird etwa die Hälfte für den Betrieb des Ofens zur Winderhitzung verbraucht, der Rest steht zur Kraftgewinnung zur Verfügung. Früher wurden diese Gase unter Dampfkesseln verbrannt und lieferten etwa 1500 PS an Maschinenleistung. In Gasmaschinen dagegen sind bei der besseren Ausnutzung rund 4000 PS zu gewinnen. Diese Zahlen, die für einen mittleren Hochofen gelten, zeigen den großen wirtschaftlichen Gewinn bei der motorischen Verbrennung. Der Energiegewinn geht weit über den Eigenbedarf hinaus; durch ein großzügiges elektrisches Verteilungsnetz in den Hüttenbezirken in Verbindung mit andern Elektrizitätswerken ist für Absatzgelegenheit gesorgt¹⁾.

Koksofengas. In den Kokereien wird Steinkohle in Schmelzkoks verwandelt und Gas als Nebenerzeugnis gewonnen. Es entsteht in gleicher Weise wie das Leuchtgas und hat eine ähnliche Zusammensetzung. Ein Teil wird zur Ofenheizung benutzt, der größere Teil steht zur Kraftgewinnung zur Verfügung. Aus einem Koksofen von 250 t Tagesleistung können etwa 2500 PS durch Gasmaschinen gewonnen werden.

Brennstoffverbrauch. Der Wärmeverbrauch beträgt 3600 bis 2200 WE/PS_h; daraus läßt sich bei einem bekannten Heizwert die Brennstoffmenge berechnen. Im einzelnen gibt die nachfolgende Zahlentafel Aufschluß; hierbei beziehen sich die angegebenen Gasmengen auf einen Gasdruck von 735,5 mm Quecksilbersäule und eine Temperatur von 15° C.

Luftbedarf und Brennstoffverbrauch.

Brennstoffart	Unterer Heizwert	Luftbedarf für 1 cbm Gas	Brennstoffverbrauch für 1 PS _h	
Leuchtgas	5000 WE/cbm	7,5—9 cbm	0,57—0,44 cbm	
Kraftgas {	bezogen auf Anthrazit . . .	7500 WE/kg	—	0,54—0,38 kg
	„ „ dessen Gas . . .	1250 WE/cbm	1,5 „	2,7—2,0 cbm
	„ „ Koks	7000 WE/kg	—	0,65—0,41 kg
	„ „ dessen Gas . . .	1150 WE/cbm	1,25 „	2,9—2,2 cbm
	„ „ Braunkohlenbrik.	4800 WE/kg	—	0,73—0,6 kg
„ „ deren Gas	1150 WE/cbm	1,3 „	2,5—2,2 cbm	
Hochofengas (Gichtgas)	950 „	1,0 „	2,8—2,25 cbm	
Koksofengas	4500 „	7,0 „	0,6—0,25 „	

b) Bauarten von Gasmaschinen.

Einfachwirkende Viertaktmaschinen. Die Maschine wird liegend oder stehend gebaut. Die liegende Bauart (Abb. 347) braucht mehr Grundfläche, ist aber namentlich bei größeren Ausführungen übersichtlicher und zugänglicher. Kennzeichnend für alle Bauarten ist der auf der einen Seite offene Zylinder; der Zweck ist allein der, den Kolben durch die Außenluft zu kühlen und Stopfbüchsen zu vermeiden. Weiter wird hierdurch erreicht, daß die Kurbelstange unmittelbar an den Kolben angeschlossen werden kann und der Kreuzkopf entbehrlich wird, wenn er genügend lange Laufflächen erhält. Am andern Zylinderende, im Zylinderkopf, liegen die beiden Ventile für Ein- und Auslaß; sie sind durch Federn belastet und werden durch äußere Steuerteile von einer Steuerwelle aus mittels Nockenscheiben geöffnet.

Die hohen Verbrennungsdrücke rufen große Kolbenkräfte hervor und bedingen schwere Triebwerksteile, die infolge der kurzen Dauer der hohen

¹⁾ Wärmediagramme eines Hochofens und Koksofens: Z. d. V. d. I., 1908, S. 2016.

Drücke nur schlecht ausgenutzt werden. Demgemäß sind schwere Schwungräder für einen gleichmäßigen Gang und kräftige Maschinengestelle und Fundamente für die ruhige Lage notwendig.

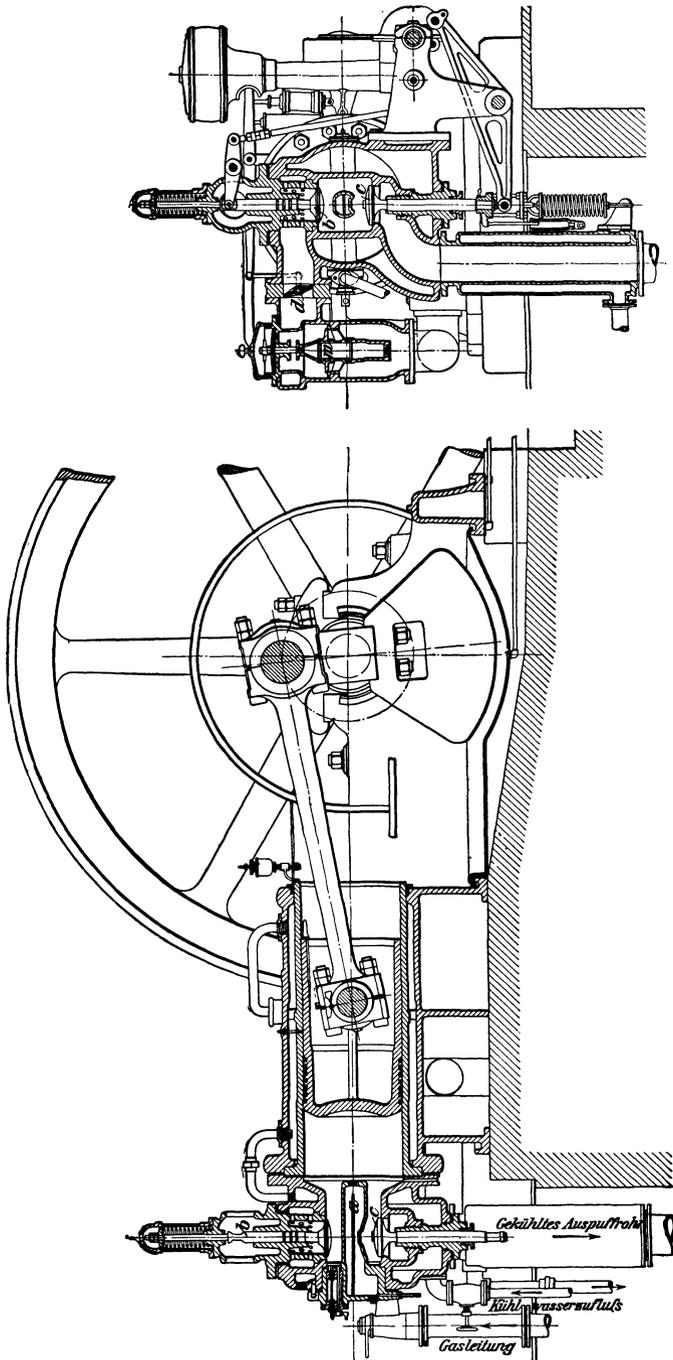


Abb. 347. Gasmotoren.

Gas und Luft werden gemeinsam angesogen und mischen sich vor dem Einlaßventil. Vielfach werden Mischventile angeordnet, die sich in der An-

saugperiode selbsttätig öffnen und Gas und Luft im Verhältnis der Öffnungsquerschnitte vereinigen.

Die Regelung dieser Maschinen bei wechselnder Last erfolgt meist durch eine Drosselklappe in der Ansaugleitung, die unter der Herrschaft eines Fliehkraftreglers (vgl. S. 100) steht. Durch Schließung der Klappe entsteht beim Ansaugen im Zylinder ein größerer Unterdruck, es wird dadurch ein kleineres Ladegewicht aufgenommen und es werden die Diagramme kleiner (Füllungsregelung).

Die Zündung geschieht durch einen elektrischen Funken im Zylinderkopf. Der elektrische Strom wird durch ein Zünddynamo (Magnetmaschine) erzeugt oder einer Batterie entnommen. Man unterscheidet Abreißzündung und Kerzenzündung. Bei der ersteren fließt ein Strom über einen Kontakt im Verbrennungsraum, der im Augenblick der Zündung durch äußere Mittel geöffnet wird; es entsteht ein Unterbrechungsfunke. Bei der Kerzenzündung liegen zwei Elektroden in einer einschraubbaren Zündkerze, die im Verbrennungsraum blank mit geringem Abstand einander gegenüberstehen. Im Augenblick der Zündung wird ein hochgespannter Strom zugeführt, der zwischen den Elektroden mit Funken überspringt.

Die Kühlung erfolgt durch Wasser. Die Menge wird so eingestellt, daß die Abflußtemperatur 60°C nicht überschreitet. Der Verbrauch beträgt 20 bis 30 l/PS_h. Es handelt sich demnach um recht erhebliche Wassermengen; eine Dampfmaschine braucht weniger als die Hälfte an Kesselspeisewasser.

Gasmaschinen können nicht ohne weiteres anlaufen, es muß erst in zwei Hüten eine zündfertige Ladung gebildet sein. Kleine Maschinen kann man von Hand durch das Schwungrad andrehen, größere werden mit Druckluft angelassen, die man durch ein Handventil mehrfach so auf den Kolben

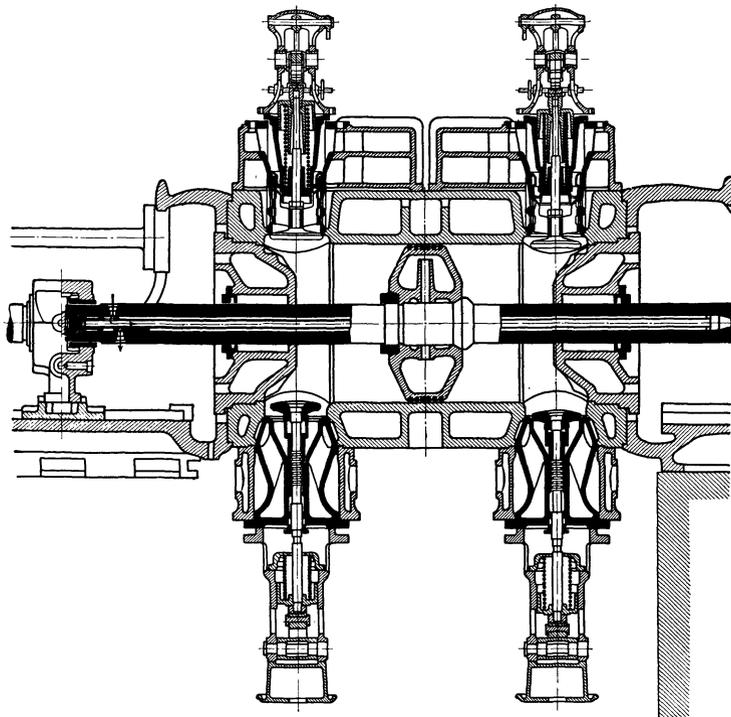


Abb. 348. Doppelt wirkender Viertaktzylinder.

wirken läßt, daß die Maschine in Schwung kommt und sich dann ihre Ladung selbst bilden kann.

Kleingasmotoren werden von $\frac{1}{2}$ PS an gebaut und laufen mit etwa 250 Umdrehungen minutlich. Größere Motoren laufen wegen der schweren Massen langsamer. Für einen Zylinder geht man auf Leistungen bis 200 PS, darüber werden mehrere Zylinder parallel geschaltet, deren Kolben auf dieselbe Kurbelwelle arbeiten. Die Mehrzylinderanordnung ergibt gleichmäßigere Drehmomente und daher leichtere Schwungräder.

Doppelt wirkende Viertaktmaschinen. Die großen Energiemengen, die in den verfügbaren Gichtgasen stecken, verlangen eine Großgasmaschine, die bei dem einfach wirkenden Viertakt nicht geschaffen werden kann. Denn mit der Größe des Zylinders wächst der Inhalt des wärmetragenden Gases in dritter, die Kühlfläche aber nur in zweiter Potenz. Es liegt daher der Gedanke nahe, beide Kolbenseiten zur Arbeitsleistung auszunutzen und die Maschine, wie die Dampfmaschine, doppelt wirkend zu machen (Abb. 348). Die Arbeitsprozesse spielen sich abwechselnd auf beiden Kolbenseiten ab, an jedem Zylinderende befindet sich ein Ein- und Auslaßventil.

Die Durchbildung dieser Maschine hat viel Schwierigkeiten gemacht. Zunächst muß der Kolben durch Wasser gekühlt werden, dadurch wächst seine Masse; das Kühlwasser wird durch die hohle Kolbenstange mittels Gelenkröhren zugeführt und nach beiden Seiten durch die Zylinderdeckel geführt, um den schweren Kolben zu tragen. Weiter sind zwei Stopfbuchsen nötig, die gegen hohen Druck und Temperaturen dicht halten müssen. Eine besondere Metallpackung mußte erst hierfür ausgebildet werden. Die Hauptschwierigkeit liegt in der Ausbildung des Zylinders. Durch die großen Ventilöffnungen wird der Mantel geschwächt, Verstärkungen beeinträchtigen aber die Kühlung und rufen Wärmespannungen hervor, die wiederholt zu Rissen geführt haben. Durch weite Kühlräume und Vermeidung jeglicher Materialanhäufung ist allmählich der gewünschte Erfolg erreicht.

Diese Maschinen leisten heute bis 1500 PS in einem Zylinder bei 70 bis 110 Umdrehungen minutlich. Zweckmäßig werden zwei Zylinder in Reihe hintereinander gebaut (Abb. 349); es sind dann vier Hubräume vorhanden, so daß bei entsprechender Verschiebung der Arbeitsspiele auf jeden Kolbengang ein Arbeitshub entfällt und das Gestänge nicht stärker zu sein braucht als bei einer einfachwirkenden Maschine gleicher Zylinderabmessungen. Bei noch größeren Einheiten werden zwei Reihensysteme nebeneinander gelegt und auf dieselbe Kurbelwelle geschaltet. Auf die Bedeutung dieser Maschine für die Hüttenindustrie ist bereits bei der Besprechung des Gichtgases (S. 173) hingewiesen.

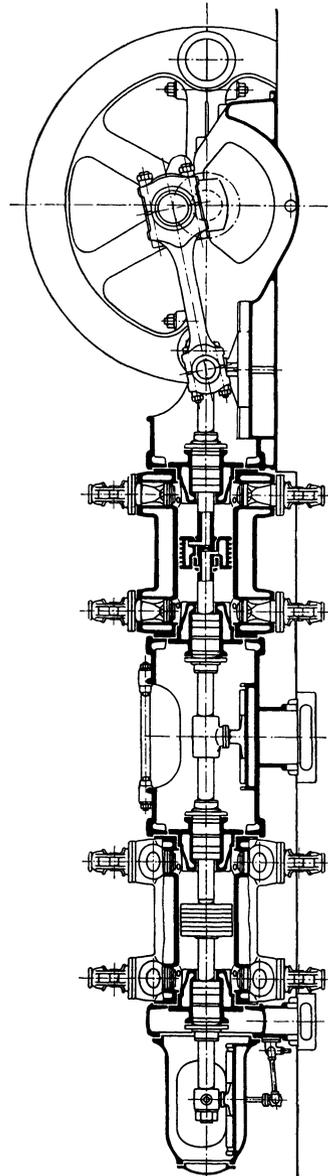


Abb. 349. Doppelt wirkende Reihen-Viertaktmaschine.

Zweitaktmaschinen. Das gleiche Bestreben, den Zylinder und das Triebwerk besser auszunutzen, hat zum Zweitakt geführt. Viele Konstruktionen dieser Art sind nur mit mäßigem Erfolge gebaut, nur die Großgasmaschine von Gebr. Körting hat sich durchgesetzt. In einem langen Zylinder (Abb. 350) läuft ein doppelt wirkender Kolben, der fast das halbe Zylindervolumen ausfüllt. Am Hubende legt er Schlitze frei, durch die das expandierte Gas in das Auspuffrohr gelangt. Gleichzeitig wird das Einlaßventil geöffnet und durch besondere Pumpen zunächst Luft und dann Gas und Luft mit mäßigem Überdruck zugepumpt. Die vorangehende Luftschicht, die „Spülluftwand“, trennt die heißen Gase von dem neuen Gasgemisch und schiebt mit diesem

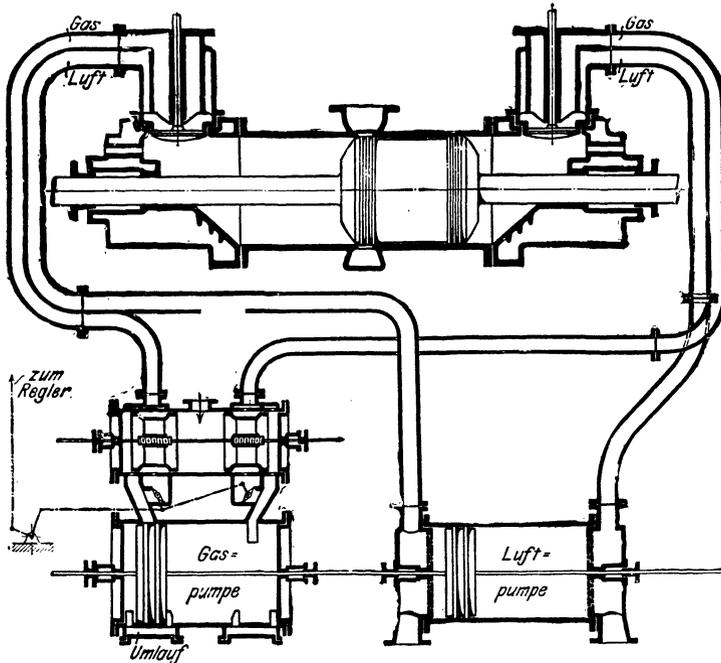


Abb. 350. Schema einer Körtingschen Zweitaktmaschine.

zusammen die Abgase vor sich her, spült also den Zylinder aus. Bis das Gas bis zu den Schlitzen gekommen ist, muß der rücklaufende Kolben die Schlitze wieder geschlossen haben; alsdann verdichtet er bei inzwischen geschlossenem Einlaßventil das Gasluftgemisch bis zur Zündung. Während der Kolben über die Schlitze gleitet, muß also die verbrannte Ladung auspuffen, ausgespült und die neue Ladung eingebracht werden. Deshalb ist eine große Auslaßöffnung nötig, die durch Schlitze erreicht wird. Dadurch und durch die Spülluftwand werden aber keine vollen Zylinderfüllungen erreicht, so daß die Leistung nur um etwa 70% gegenüber einem Viertaktzylinder steigt.

Thermisch ist das Zweitaktverfahren dem Viertakt gleichwertig. Die Vorteile der besseren Ausnutzung von Zylinder und Triebwerk werden aber durch das Hinzukommen der Ladepumpen mit ihren vierteiligen Steuerungen erkauft, so daß auch der mechanische Wirkungsgrad etwas schlechter wird. Dagegen läßt sich die Leistung der Körtingmaschine in weiten Grenzen ändern; es geschieht dies dadurch, daß die dem Gasluftgemisch vorangehende Spülluftmasse geändert wird, so daß die brennbare Menge kleiner, aber in gleicher Zusammensetzung und Zündfähigkeit erhalten bleibt. Die Zweitakt-

maschine hat sich daher als besonders geeignet zum Antrieb von Gebläsemaschinen in Hüttenwerken erwiesen, die mit stark veränderlichen Fördermengen arbeiten müssen.

3. Ölmaschinen.

a) Die wichtigsten Öle.

Allgemeines. Die Treiböle enthalten vorzugsweise Kohlenwasserstoffe, die zuerst bei entsprechenden Temperaturen zersetzt werden müssen, um mit dem Sauerstoff der Luft verbrennen zu können. Wesentlich schwerer als bei den Gasen ist die Mischung mit der Luft; es ist dies nur möglich, wenn die Öle zuvor in Dämpfe oder Gase verwandelt sind. Grundsätzlich sind hinsichtlich der motorischen Verbrennung Leicht- und Schweröle zu unterscheiden. Die ersteren verdampfen bei einer Temperatur von 20 bis 150° C und können als Zünddämpfe mit der Verbrennungsluft vom Motor angesogen werden. Die Schweröle verdampfen erst bei 150 bis 450° C; sie kommen vorzugsweise in Dieselmotoren zur Verwendung, wo sie in hochverdichtete heiße Luft eingespritzt werden und hier sich zersetzen und verbrennen.

Leichtöle sind hauptsächlich Benzin, Benzol und Spiritus. Sie werden in Vergasern mit Luft gemischt und im Motor durch die Kompressionswärme vergast, so daß sie am Ende der Verdichtung ein zündfähiges Gemisch bilden.

Benzin ($H_u = 11\,000$ WE/kg, $\gamma = 0,68$ bis $0,77$ kg/l) ist ein Erdöldestillat, das bei Temperaturen bis 150° C destilliert wird. Es ist wegen der geringen Verdunstungstemperatur und der leichten Zersetzung der Kohlenwasserstoffe das geeignetste Öl für Vergasermotoren, verträgt aber nur eine geringe Verdichtung (bis 5 at).

Benzol ($H_u = 9800$ WE/kg, $\gamma = 0,88$ kg/l) ist ein Destillationsprodukt der Steinkohle. Es steht hinsichtlich der Vergasung dem Benzin nicht wesentlich nach, zersetzt sich schwerer und braucht eine höhere Entzündungstemperatur. Dafür kann es aber höher verdichtet werden (bis 13 at), wodurch diese Mängel teilweise wieder ausgeglichen werden und eine bessere Wärmeausnutzung entsteht.

Spiritus ($H_u = 5200$ WE/kg), wird aus Getreide, Kartoffeln und Zuckerrüben gewonnen. Es ist eine Mischung von Alkohol und Wasser, deren Alkoholgehalt in Graden angegeben wird (z. B. 90gradiger Spiritus = 90^o/_o Alkohol). Spiritus gestattet eine hohe Verdichtung im Zylinder und ergibt daher eine gute Wärmeausbeute. Dagegen verlangt die Verbrennung eine hohe Entzündungstemperatur, die erst bei warmem Zylinder vorhanden ist. Der kalte Motor kann daher nicht mit Spiritus anlaufen, sondern muß mit Benzin oder Benzol angelassen werden. Diese Umständlichkeit und der hohe Wärmepreis sind bisher einer größeren Verwendung hinderlich gewesen.

Schweröle. Hauptsächlich kommen in Frage die Destillate des Erdöls, des Braunkohlen- und Steinkohlenteeres. Diese Öle haben zwar einen etwas kleineren Heizwert, aber kosten auch unter Berücksichtigung ihres Minderwerts weniger als $\frac{1}{3}$ des Preises der Leichtöle. Hierzu kommt die bessere Wärmeausbeute in den Dieselmotoren.

Gasöl ($H_u = 10\,200$ WE/kg, $\gamma = 0,85$ bis $0,88$ kg/l) ist ein Destillat des Erdöls und bildet den meist verwendeten Betriebsstoff der Dieselmotore. Bei den geringen Vorkommen des Erdöls in Deutschland wird es vorzugsweise aus Rußland, Galizien und Rumänien eingeführt.

Paraffin- und Solaröl ($H_u = 10\,000$ WE/kg, $\gamma = 0,85$ bis $0,95$ kg/l) wird aus Braunkohlenteer gewonnen und hat einen Siedepunkt von 150 bis 300° C.

Teeröl ($H_u = 8800$ WE/kg, $\gamma = 1$ bis $1,1$ kg/l) entsteht durch Destillation des Steinkohlenteers bei 230 bis 320° l und wird in großen Mengen im Inland zu billigen Preisen gewonnen, allerdings in verschiedener Zusammensetzung, die von den Steinkohlen und dem Betrieb der Retorten abhängen. Bei manchen Ölen ist die Entflammung zu träge, man verbessert sie durch Voreinspritzen von leichten Zündölen. Dadurch wird der Betrieb etwas umständlicher, aber durch die Vorteile des billigen Öles wieder ausgeglichen.

b) Bauarten von Ölmaschinen.

Allgemeines. Ölmaschinen sind unabhängig von einer fremden Energiequelle, sie sind stets betriebsbereit und brauchen in den Betriebspausen keinen Brennstoff. Das Öl läßt sich feuersicher in Behältern lagern und kann in Rohrleitungen durch Pumpen gefördert werden. Da ferner die Verbrennung rauch- und rußfrei ist, entsteht ein besonders reinlicher Betrieb.

Die Maschinen für Leichtöle arbeiten nach dem Verpuffungsverfahren, die für Schweröle vorzugsweise nach dem Gleichdruckverfahren (Diesel). Für beide ist Viertakt oder Zweitakt möglich, jedoch kommt das letztere Verfahren meist nur für Dieselmotoren zur Anwendung.

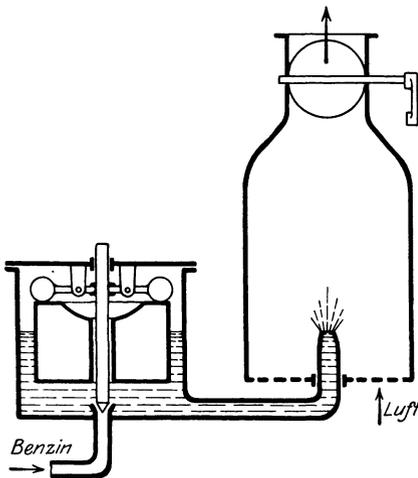


Abb. 351. Schema eines Vergasers für Leichtöle.

Vergasermotoren. Leichtöle (Benzin, Benzol und Spiritus) werden in Vergasern zündfähig gemacht. Der Vergaser (Abb. 351) sitzt an der Maschine in der Einsaugleitung, nahe an dem Einlaßventil. Die eingesaugte Verbrennungsluft strömt mit großer Geschwindigkeit an einer Brennstoffdüse vorbei, aus der Benzin austritt und in dem Unterdruck verdunstet. Der Flüssigkeitsdruck an der Düse muß konstant gehalten werden; deshalb ist in dem Ölbehälter ein Schwimmer vorgesehen, der den Ölzufluß aus einem

Vorratsbehälter abschließt oder nach Bedarf öffnet. Um die Verdunstung zu erleichtern, wird vielfach der Vergaser durch die Abgase oder durch das ablaufende warme Kühlwasser geheizt.

Ortsfeste Maschinen für Benzin, Benzol und Spiritus kommen nur für kleine Leistungen bei seltener Benutzung in Frage, da für große Leistungen und Dauerbetrieb die hohen Brennstoffkosten zu sehr ins Gewicht fallen. Sie werden als einfach wirkende Viertaktmaschinen wie die Gasmaschinen (vgl. Abb. 347, S. 175) gebaut, nur daß der Vergaser hinzukommt.

Eine große Rolle spielen die Fahrmaschinen für Kraftwagen und Luftfahrzeuge. Hier kommt es in erster Linie auf ein geringes Gewicht an, eine Forderung, die schon an sich von der Kolbenmaschine und erst recht von der Gasmaschine mit den großen hin und her schwingenden Massen schwer erfüllbar ist. Erreicht wird dies durch schnellen Gang und Verteilung der Leistung auf mehrere Zylinder, also durch Anordnung mehrerer kleiner Einzelmaschinen. Mit 1200 bis 1600 Umdrehungen minutlich lassen sich diese Maschinen bauen und gut verwenden.

Das Gewicht beträgt für Kraftwagen 10 bis 12 kg/PS, bei großen Flugmotoren weniger als 1 kg/PS.

Einen solchen Motor für Kraftwagen zeigt Abb. 352. Gewöhnlich werden vier Zylinder angeordnet, deren Kolben auf eine vierfach gekröpfte Kurbelwelle so arbeiten daß auf jede halbe Umdrehung ein Arbeitshub kommt und

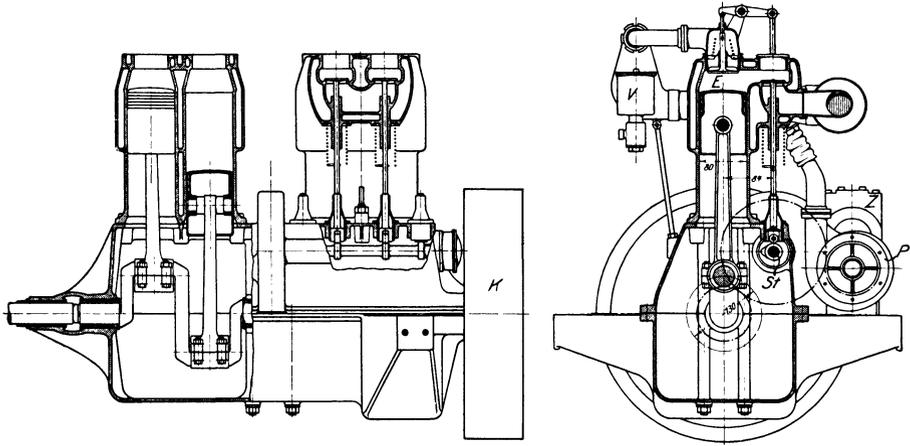


Abb. 352. Motor für Kraftwagen.

E Einlaßventil
V Vergaser

St Steuerwelle
Z Zünddynamo

P Kühlwasserpumpe
K Kupplung

ein leidlich gleichmäßiges Drehmoment entsteht. Die Kurbelwelle liegt in einem geschlossenen Kasten, der teilweise mit Öl gefüllt ist; durch das Durchschlagen der Kurbeln wird das Öl verspritzt und reichlich den Gleitflächen zugeführt. Die Ventile werden durch eine Nockenwelle gesteuert, die durch Stirnräder von der Kurbelwelle angetrieben wird. Das Kühlwasser wird in einem Kühler, der von der Luft durchstrichen wird, zurückgekühlt und durch die Schwerkraft oder durch eine Umlaufpumpe in Bewegung gehalten. Die Regelung erfolgt durch eine Drosselklappe in der Einlaßleitung, die vom Führer gestellt wird.

Dieselmotoren. Bei dem Dieserverfahren wird Brennstoff in Form von Schweröl in den Zylinder eingespritzt, das sich in der vorher verdichteten und dadurch heiß gewordenen (500°C) Verbrennungsluft sofort entzündet. Eine Zündvorrichtung ist nicht erforderlich, dafür aber ein Brennstoffventil. Die Erfahrung hat gezeigt, daß das Treiböl bei der Einführung in den Zylinder zerstäubt werden muß, um sich innig mit der Verbrennungsluft mischen und ohne Drucksteigerung verbrennen zu können. Die Zerstäubung erfolgt durch Einblaseluft mit 50 bis 80 at Überdruck. Vor dem Verbrennungshub wird Treiböl in einer der Belastung

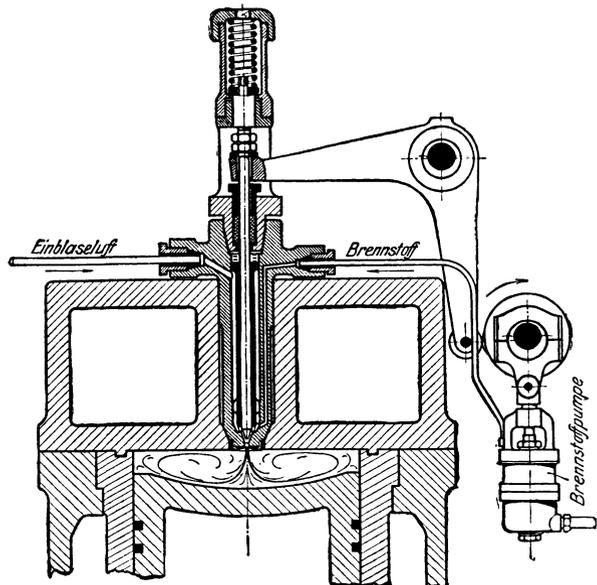


Abb. 353. Brennstoffventil einer Dieselmotorenmaschine.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß das Treiböl bei der Einführung in den Zylinder zerstäubt werden muß, um sich innig mit der Verbrennungsluft mischen und ohne Drucksteigerung verbrennen zu können. Die Zerstäubung erfolgt durch Einblaseluft mit 50 bis 80 at Überdruck. Vor dem Verbrennungshub wird Treiböl in einer der Belastung

entsprechenden Menge in den Ventileinsatz (Abb. 353) durch die Ölpumpe eingeführt; nach der Öffnung des Brennstoffventils reißt die Einblasluft das Öl mit großer Geschwindigkeit durch durchlochete Platten oder Siebe und drückt es zerstäubt durch die Düse in den Zylinder. Für die Einblasluft ist ein Kompressor nötig, hinter dem die Luft gekühlt werden muß, um ungewollte Zündungen zu vermeiden.

Kleine und mittlere Maschinen werden meist stehend gebaut und im Viertakt betrieben für Leistungen bis 300 PS in einem Zylinder. Eine Zwei-

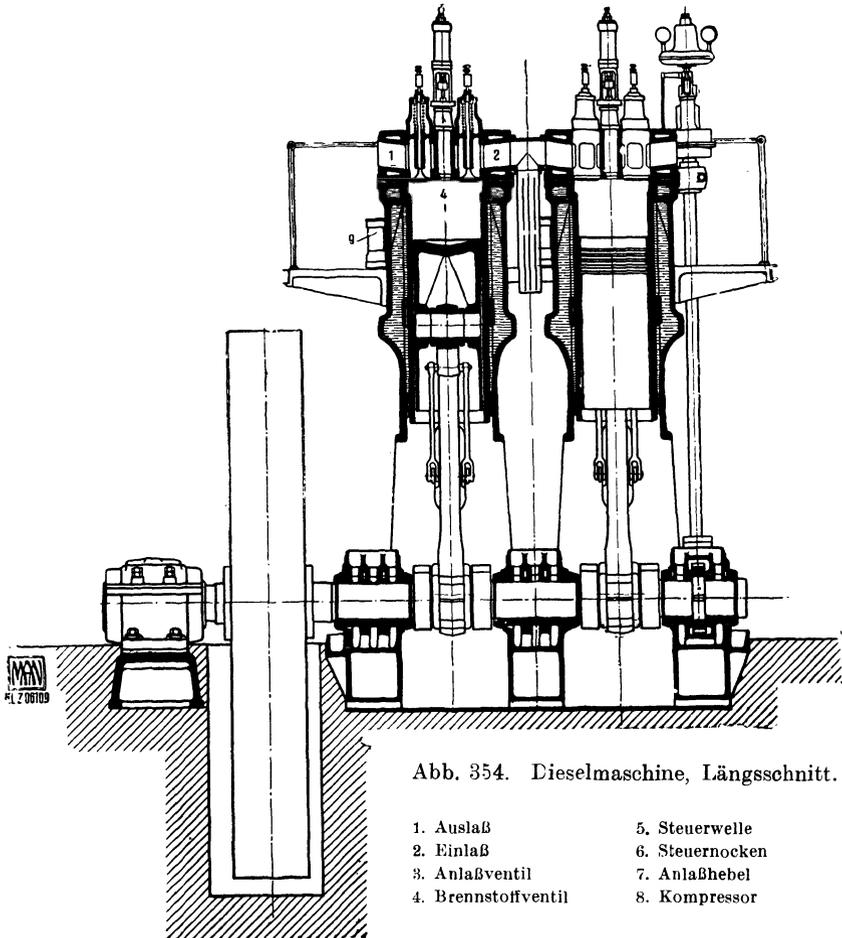


Abb. 354. Dieselmachine, Längsschnitt.

- | | |
|---------------------|-----------------|
| 1. Auslaß | 5. Steuerwelle |
| 2. Einlaß | 6. Steuernocken |
| 3. Anlaßventil | 7. Anlaßhebel |
| 4. Brennstoffventil | 8. Kompressor |

zylindermaschine der M. A. N. zeigt Abb. 354 und 355. In der Mitte des Zylinderkopfs sitzt das Brennstoffventil, zu beiden Seiten das Ein- und das Auslaßventil für die Verbrennungsluft und die Abgase. Zum Anlassen durch Preßluft ist noch ein Anlaßventil vorgesehen. Alle Ventile werden durch Hebel und Nocken von einer Steuerwelle gesteuert, durch die auch die Brennstoffpumpe mittels Exzenter angetrieben wird. Der Kompressor wird durch Hebel vom Kolben aus angetrieben.

Zweitaktmaschinen (vgl. S. 170) brauchen noch eine Spülpumpe zum Ausspülen der verbrannten Gase. Sie ergeben fast die doppelte Leistung in einem Zylinder (500 PS) und kommen wegen des gleichmäßigeren Gangs mit leichteren Schwungrädern aus.

Großölmotoren werden nach dem Muster der Großgasmaschinen (vgl. Abb. 349, S. 177) doppelwirkend gebaut und zweckmäßig mit zwei Zylindern in Reihe angeordnet, so daß vier Hubräume vorhanden sind und auf jede halbe Umdrehung ein Arbeitshub entfällt. Solche Maschinen sind für Leistungen bis 4000 PS ausgeführt.

Dieselmotoren sind wärmetechnisch die wirtschaftlichsten Kraftmaschinen. Der Wärmeverbrauch beträgt 1800 bis 2200 WE/PS_h, also bei einem Öl von 10000 WE/kg nur 0,18 bis 0,22 kg/PS_h, das ist etwa $\frac{1}{4}$ der Brennstoffmenge einer Dampfmaschinenanlage. Auch bei abnehmender Belastung ändert sich der Wärmeverbrauch weniger stark als bei den Gas- und Vergasermotoren (Abb. 356); ferner ist der Kühlwasserverbrauch geringer (10 bis 20 l/PS_h), da keine Frühzündungen eintreten können und die Zylinderwandtemperatur höher sein darf. Den Vergasermotoren gegenüber haben sie den Vorteil, daß sie die billigen Schweröle verwenden können. Ein großer Fortschritt ist in dieser Hinsicht dadurch gemacht, daß es gelungen ist, durch geeignete Maßnahmen auch die im Inland in großer Menge erzeugten, aber schwer entflammaren Teeröle (in Deutschland jährlich etwa 450 000 t) als Treiböle zu verwenden. Da diese Öle billig sind, so tritt die Dieselmotore auch hinsichtlich der Brennstoffkosten in scharfen Wettbewerb mit der Dampfmaschine, ganz besonders da, wo es sich nicht um einen Dauerbetrieb handelt, aber auf stete Betriebsbereitschaft besonderer Wert gelegt wird.

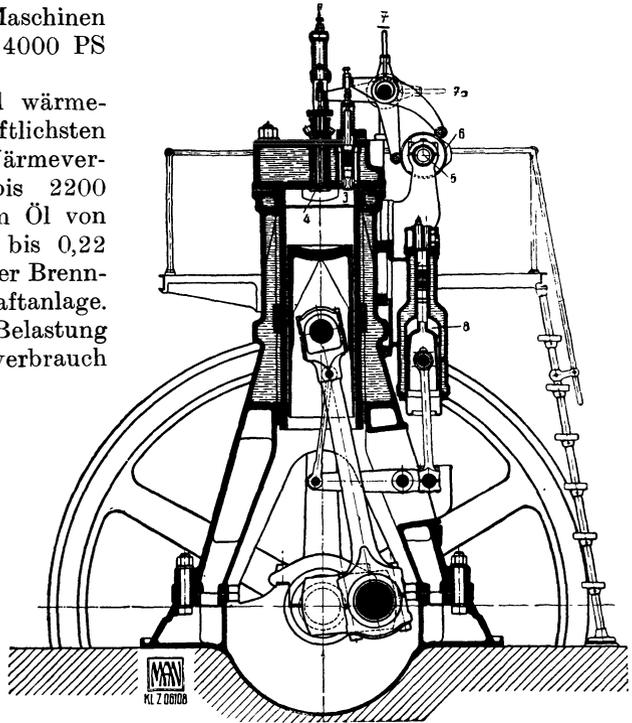


Abb. 355. Dieselmotore, Querschnitt.

Für den Schiffsantrieb verspricht die Dieselmotore große Vorteile, denn nicht nur durch den Fortfall der Kessel, sondern auch durch die geringere Brennstoffmenge und die leichtere Übernahme und Verstauung wird erheblich an Platz und Bedienung gespart. Mit Ausnahme der Unterseeboote ist jedoch bisher erst ein Anfang gemacht, die weitere Verwendung wird von der Entwicklung der Brennstoffpreise abhängen.

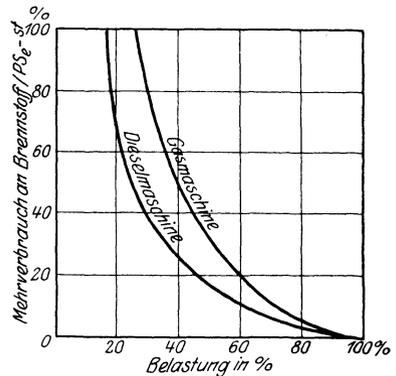


Abb. 356. Brennstoffvergleich.

V. Arbeitsmaschinen.

A. Pumpen.

1. Allgemeines.

Aufgaben und Einteilung. Pumpen haben die Aufgabe, Flüssigkeiten in Rohrleitungen zu fördern. Es ist eine geschlossene Verbindung zwischen Unter- und Oberwasser (Abb. 357) herzustellen, in die die Pumpmaschine eingeschaltet wird. Alle durchflossenen Querschnitte sind mit Wasser angefüllt; es gilt also die Kontinuitätsgleichung

$$Q = Fv = F_1 v_1 = F_2 v_2 \text{ usw., . . . (1)}$$

wenn bedeutet

- Q die Wassermenge in cbm/s,
- F den Leitungsquerschnitt in qm,
- v die Geschwindigkeit in m/s.

Die Geschwindigkeiten verhalten sich also umgekehrt wie die Querschnitte:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1} \text{ (2)}$$

Die Rohrverbindung von der Pumpe nach dem Unterwasser ist das Saugrohr, die nach dem Oberwasser das Druckrohr, die entsprechenden senkrechten Abstände die geodätische Saughöhe H_s und Druckhöhe H_d .

Die Bewegung des Wassers kommt dadurch zustande, daß die Pumpe nach der Saugrohrseite einen Unterdruck herstellt, so daß der äußere Überdruck, d. i. der Atmosphärendruck, das Wasser nachschiebt, während nach der Druckrohrseite ein so großer Überdruck erzeugt wird, daß die Druckwassersäule in Bewegung gesetzt wird.

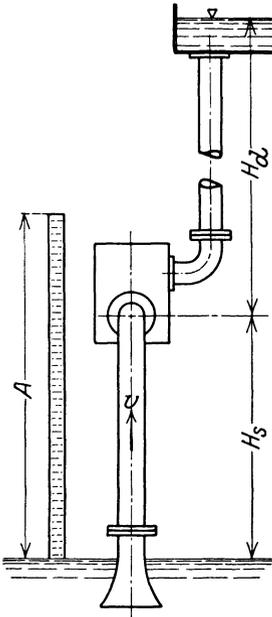


Abb. 357.
Schema einer Pumpanlage.

Dies Druckgefälle in der Pumpe kann erzeugt werden durch

1. einen Kolben: Kolbenpumpen,
2. ein Rad: Kreisel- oder Zentrifugalpumpen,
3. Dampf: unmittelbar wirkende Dampfpumpen oder Pulsometer,
4. einen Flüssigkeitsstrahl: Strahlpumpen (Injektore, Ejektore),
5. Druckluft: Druckluftheber (Mammutpumpen).

Für Wasser (spez. Gew. = 1) ist

$$10 \text{ m WS} = 1 \text{ kg/qcm} = 1 \text{ at.}$$

Bewegungswiderstände. Die an irgendeiner Stelle der Flüssigkeit auftretenden Drücke werden zweckmäßig in m Flüssigkeitssäule gemessen. Im Ruhestand ist der Druck in einem Querschnitt durch die auf ihm lastende Flüssigkeitssäule gegeben. Bei der Bewegung muß dieser Druck aber größer sein, denn er hat einmal die Flüssigkeit in Bewegung zu halten, also eine bestimmte Fließgeschwindigkeit v zu erzeugen, und weiter die inneren Widerstände zu decken, die durch Reibung an den Wandungen, Querschnitts- und Richtungsänderungen entstehen. Für die ganze Pumpanlage ist demgemäß die gesamte Förderhöhe zusammzusetzen aus

1. der geodätischen Förderhöhe $H_s + H_d$ (Abb. 357),
2. der dynamischen Förderhöhe oder Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$,
3. der Widerstandshöhe H_w ,

also

$$H = H_s + H_d + \frac{v^2}{2g} + H_w. \quad (3)$$

Die geodätische Förderhöhe $H_s + H_d$ ist durch die örtlichen Verhältnisse gegeben. Die Geschwindigkeitshöhe ist meist sehr klein, sie beträgt für $v = 1$ m/s, was nur selten überschritten wird, nur 0,05 m. Groß dagegen kann die Widerstandshöhe namentlich bei langen Leitungen werden. Sie enthält vorzugsweise die Reibungswiderstände, die durch die Reibung des Wassers an den Wandungen entstehen. Hierfür gilt nach der Hydraulik

$$H_w = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (4)$$

wenn l die Länge und d den Durchmesser der Leitung bezeichnet. Der Wert λ ist nach Darcy

$$\lambda = 0,01989 + \frac{0,0005078}{d}.$$

Hierzu kommen noch die Widerstände bei Richtungs- und Querschnittsänderungen; sie lassen sich aber bei guter Formgebung sehr klein halten, so daß nur in besonderen Fällen eine Berücksichtigung notwendig ist. So muß z. B. beim Eintritt in das Saugrohr im Einlaßquerschnitt trompetenförmig erweitert werden (Abb. 357), um Einschürungen des Wasserstrahls zu vermeiden. Werden Saugkörbe angewendet (Abb. 358), die feste Stoffe abhalten sollen, so ist auch mit Berücksichtigung auf etwaige Verstopfungen der gesamte Öffnungsquerschnitt etwa dem vierfachen Saugrohrquerschnitt zu machen. Plötzliche Querschnittsänderungen in der Pumpe oder den Leitungen sind tunlichst zu vermeiden, ebenso müssen Richtungsänderungen allmählich und mit guten Ausrundungen bewirkt werden.

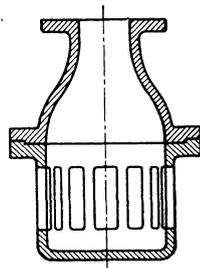


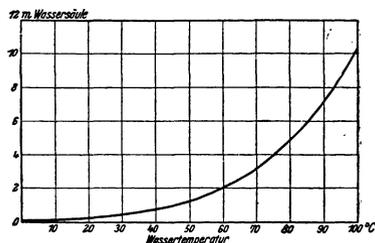
Abb. 358. Saugkorb.

Saughöhe. Wenn in der Pumpe ein Unterdruck entsteht, so wird das Gleichgewicht im Saugrohr gestört, so daß der äußere Überdruck, d. i. der Atmosphärendruck, die Bewegung der Flüssigkeit veranlaßt. Die treibende Kraft, der Atmosphärendruck A , hängt von dem jeweiligen Barometerstand ab; er wird in m Flüssigkeitssäule gemessen und beträgt für Wasser bei einem Barometerstand B in mm Quecksilbersäule

$B = 760$	735	700	660 mm Q.S,
$A = 10,33$	10,0	9,6	9,0 m WS,
$p = 1,033$	1,0	0,96	0,9 kg/qcm.

Der mittlere Barometerstand ändert sich mit der Höhenlage des Ortes und schwankt bei Höhen von 0 bis 1000 m über dem Meeresspiegel zwischen 10,33 und 9,0 m WS.

Heiße Flüssigkeiten entwickeln im Vakuum Dämpfe, die eine Gegenspannung erzeugen und die Saugwirkung beschränken; sie ergeben sich für Wasser, in m WS gemessen, aus Abb. 359. Kochendes Wasser kann man also überhaupt nicht ansaugen.



Die dem Atmosphärendruck entsprechende Wassersäule A muß die geodätische Saughöhe, die sich aus der Höhenlage der Pumpe über

Abb. 359. Gegendruck von heißem Wasser.

dem Wasserspiegel ergibt, sowie die Geschwindigkeits- und Widerstandshöhe überwinden können, also

$$A > H_s + \frac{v_s^2}{2g} + h_{ws} \dots \dots \dots (5)$$

Für gewöhnliche Verhältnisse kann man wählen $H_s \leq 8$ m, muß aber bei größerer Saughöhe oder bei besonders langen Saugleitungen nachprüfen, ob ein genügender Überschuß an Atmosphärendruck noch vorhanden ist, um die Bewegungswiderstände zu decken.

Fördergeschwindigkeit. In den Saug- und Druckleitungen geht man mit der Fördergeschwindigkeit selten über 2 m/s und ermäßigt sie um so mehr, je länger die Leitung ist. Denn die Widerstände wachsen proportional mit ihrer Länge und dem Quadrate der Geschwindigkeit. Bei langen Leitungen ist nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten die Fördergeschwindigkeit zu bestimmen. Große Geschwindigkeiten ergeben bei einer bestimmten Fördermenge kleine Rohrdurchmesser, also billige Leitungen, aber eine große Reibungshöhe und einen dementsprechenden Arbeitsaufwand. Trägt man (Abb. 360) die Kosten der Leitung für verschiedene Fördergeschwindigkeiten und hierzu unter Berücksichtigung der verschiedenen Förderhöhen die Mehrkosten des Arbeitsaufwands auf, so gibt die

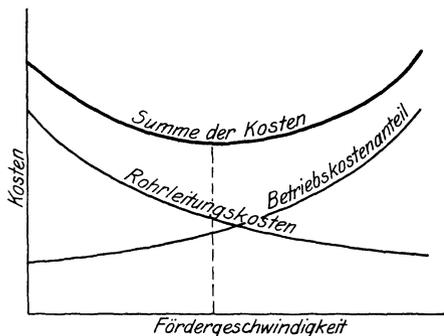


Abb. 360. Wirtschaftliche Rohrweite.

Summe beider Ordinaten die maßgebende Kurve, deren Kleinstwert die wirtschaftliche Fördergeschwindigkeit angibt.

Förderarbeit. Bei einem sekundlich zu hebenden Fördergewicht γQ auf eine Förderhöhe H beträgt die auf die Flüssigkeit zu übertragende Arbeit in PS (Wasserpferdestärken)

$$N_w = \frac{\gamma Q H}{75} \text{ PS}, \dots \dots \dots (6)$$

es ist zu messen:

- Q die Fördermenge in cbm/s,
- γ das Gewicht der Flüssigkeit in kg/cbm (für Wasser = 1000),
- H die manometrische Förderhöhe in m (vgl. Gl. 3).

Die Antriebsarbeit ist um die mechanischen und hydraulischen Verluste in der Pumpe größer, so daß bei einem Wirkungsgrade η die Motorleistung

$$N_m = \frac{\gamma Q H}{\eta \cdot 75} \dots \dots \dots (7)$$

Der Wirkungsgrad der Pumpen beträgt

- für Kolbenpumpen $\dots \dots \dots \eta = 0,8$ bis $0,95$,
- „ Kreiselpumpen $\dots \dots \dots \eta = 0,4$ „ $0,76$,
- „ Strahlpumpen, Pulsometer, Mammutpumpen $\eta = 0,1$ „ $0,3$.

Je kleiner der Wirkungsgrad, um so größer ist der Arbeitsaufwand und teurer der Betrieb. Die Pumpen mit den schlechten Wirkungsgraden würden keine Berechtigung haben, wenn sie nicht auf der andern Seite Vorzüge hätten; das sind hier im wesentlichen die technische Einfachheit und die billige Herstellung. Solche Pumpen kommen daher dort in Frage, wo sie nur selten benutzt werden oder wo die technischen Verhältnisse dazu zwingen, während für lange Betriebszeiten nur hochwertige Betriebsmittel wirtschaftlich sind.

2. Kolbenpumpen.

Bauarten. Bei den Kolbenpumpen erfolgt die Förderung der Flüssigkeit durch die hin und her gehende Bewegung eines Kolbens in einem Zylinder. Durch diese Bewegung wird die Flüssigkeit abwechselnd in den Zylinder eingesogen und herausgedrückt. Dementsprechend müssen die Einlaßöffnungen zeitweilig geöffnet oder geschlossen sein. Es geschieht dies durch Ventile (Saug- und Druckventil), die meist selbsttätig arbeiten, d. h. infolge des Druckunterschieds über und unter dem Ventil sich öffnen oder schließen.

Die einfache Saug- und Druckpumpe (Abb. 361) hat einen Tauchkolben, der nur mit dem einen Ende in den Zylinder eintaucht und nach außen durch eine Stopfbüchse abgedichtet ist. Beim Aufgang des Kolbens entsteht ein Unterdruck im Zylinder, so daß das unter höherem Druck stehende Saugwasser das Saugventil *S* öffnet und dem Kolben nachströmt. Am Hubende, im Totpunkt, hört die strömende Bewegung des Wassers auf, das Ventil fällt durch sein Eigengewicht oder seine künstliche Federbelastung auf seinen Sitz zurück und sperrt das Saugrohr ab. Beim Niedergang des Kolbens wird das Wasser durch das Druckventil *D* in das Druckrohr gedrückt, bis am Hubende wieder das Ventil sich in der gleichen Weise schließt. Diese Pumpe ist einfachwirkend, nur die eine Kolbenseite arbeitet; bei einem Doppelhub oder einer Kurbelumdrehung der Antriebsmaschine wird einmal angesogen und einmal fortgedrückt. Sind die Saug- und Druckhöhe verschieden, so sind auch die Kolbenkräfte beim Hin- und Rückgang ungleich.

Eine etwas abweichende Wirkungsweise hat die Hubpumpe (Abb. 362). In einem ausgedrehten Zylinder läuft ein am Umfang abgedichteter Kolben, der in der Mitte eine Öffnung mit Ventil hat. Beim Kolbenaufgang wird das Wasser durch das Saugventil in den Zylinder eingesogen, beim Niedergang öffnet sich das Kolbenventil und läßt das Wasser durchtreten. Bei dem dann folgenden Aufgang wird dies Wasser über dem Kolben gehoben, während gleichzeitig unter ihm neues Wasser angesogen wird. Die Pumpe fördert also nur beim Kolbenaufgang, der Rückgang ist gewissermaßen ein Leergang und erfordert nur geringe Kraft. Das Gestänge wird daher vorzugsweise auf Zug beansprucht, braucht nicht knicksteif zu sein und fällt leicht aus.

Um die Leistung zu vergrößern und gleiche Kolbenkräfte zu erhalten, baut man die Pumpen doppelwirkend (Abb. 363). Der geschlossene Scheibenkolben teilt den Zylinder in zwei Räume, von denen jeder durch ein Saug- und Druckventil mit dem Saug- und Druckrohr in Verbindung steht. Bei jedem Gang wird auf der einen Kolbenseite angesogen und auf der andern fortgedrückt. Die Kolbenkräfte werden dadurch gleich und die Leistung doppelt so groß wie früher, aber es sind vier Ventile nötig.

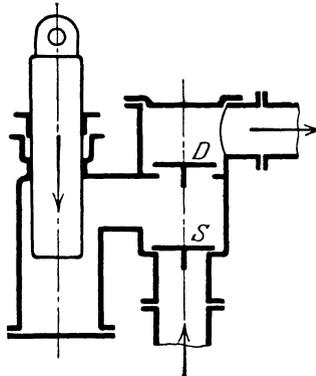


Abb. 361. Einfache Saug- und Druckpumpe.

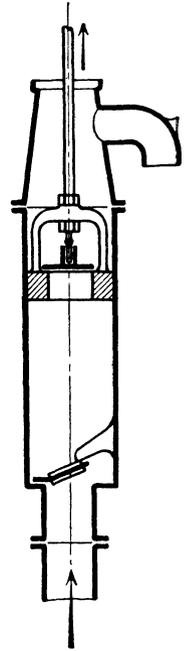


Abb. 362. Hubpumpe.

Ein Zwischenglied zwischen der einfach und doppelt wirkenden Pumpe ist die Differentialpumpe (Abb. 364). Der Kolben ist abgesetzt und arbeitet auf der einen (linken) Seite mit dem vollen Kreisquerschnitt, auf der andern Seite mit dem Ringquerschnitt. Beim Hingang (nach rechts) wird durch das Saugventil Wasser angesogen und beim Rückgang durch das

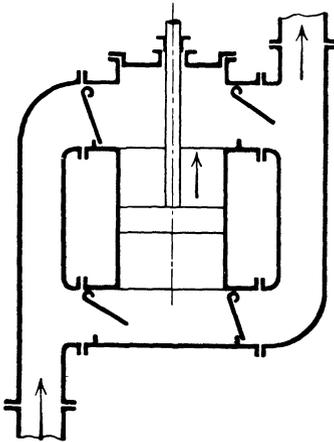


Abb. 363. Doppeltwirkende Pumpe.

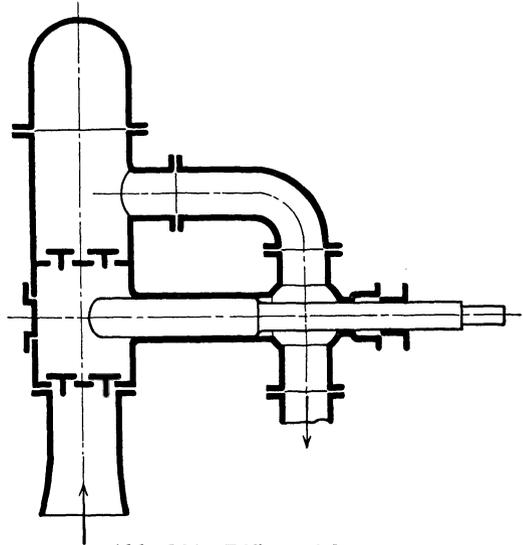


Abb. 364. Differentialpumpe.

Druckventil fortgedrückt. Dies Wasser gelangt aber nur zum Teil ins Druckrohr, der Rest findet in dem andern sich vergrößern den Zylinderraum Platz und wird erst beim nächsten Hube herausgedrückt. Die Pumpe wirkt also einfach saugend und doppelt drückend und braucht nur zwei Ventile. Durch richtige Wahl der Kolbenquerschnitte lassen sich die Kolbenkräfte in beiden Richtungen gleichmachen.

Strömungsvorgänge. Zu den allgemein erörterten Bewegungswiderständen (vgl. S. 184) tritt hier infolge der absatzweisen Förderung der Kolbenpumpen noch eine neue Erscheinung hinzu, die Beschleunigung der Wassermassen. Bei geschlossenem Ventil ist die Saug- bzw. Druckwassermasse in Ruhe, bei der Öffnung setzt sie sich in Bewegung und folgt dem Kolben mit einer diesem entsprechenden Geschwindigkeit, die etwa in der Mitte des Hubs seinen Größtwerth hat (vgl. Abb. 119, S. 47). Diesen ungleichförmigen Geschwindigkeiten entsprechen Beschleunigungen, die beim Beginn der Bewegung, also im Totpunkt des Kolbens, am größten sind. Die größte Beschleunigungskraft war für den Kolben ermittelt zu (vgl. Gl. 90, S. 48)

$$K_{max} = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r \frac{G}{g}$$

Da nun die Beschleunigungen des Wassers zu der des Kolbens sich umgekehrt verhalten wie ihre Querschnitte $\frac{F}{F_s}$, so gilt für das Saugwasser

$$K_b = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r \frac{G}{g} \frac{F}{F_s} \dots \dots \dots (8)$$

Es ist

$K_b = \gamma F_s h_b$ die Beschleunigungskraft, die ausgedrückt werden kann durch eine Wassersäule vom spez. Gewicht γ , dem Querschnitt F_s und der Höhe h_b ,

n die minutliche Drehzahl oder Anzahl der Doppelhübe,

$r = \frac{s}{2}$ der Kurbelhalbmesser oder halbe Kolbenhub,

$G = \gamma F_s l_s$ das Gewicht des Saugwassers vom Querschnitt F_s und der Saugrohrlänge l_s ,

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ die Erdbeschleunigung,

F und F_s die Querschnitte von Kolben und Saugrohr.

Mit diesen eingesetzten Werten ergibt sich dann

$$h_b \geq \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \frac{s}{2} \frac{l_s}{g} \frac{F}{F_s} \dots \dots \dots (9)$$

Diese Beschleunigungshöhe muß von dem Atmosphärendruck überwunden werden; reicht er hierzu nicht aus, so reißt die Wassersäule ab. Vernachlässigt man alle andern Widerstände im Saugrohr, so könnte im günstigsten Falle für h_b zur Verfügung stehen

$$h_b = A - H_s$$

und die Drehzahl dürfte sein

$$n \leq 42 \sqrt{\frac{A - H_s}{l_s} \frac{F_s}{F}}$$

Nimmt man einmal besonders günstige Verhältnisse an und setzt

$$H_s = 5 \text{ m} \quad A = 10 \quad l_s = 5 \text{ m} \quad \frac{F_s}{F} = 1,$$

so wird für $s = 1 \text{ m}$

$$n \leq 42.$$

Diese kleine Arbeitsgeschwindigkeit ist kennzeichnend für die Kolbenpumpen; sie fallen daher verhältnismäßig groß aus und werden schlecht ausgenutzt. Das gleiche gilt für die Antriebsmaschinen. Nun gibt es aber ein Mittel, diese Verhältnisse zu verbessern, das sind

Saugwindkessel. In die Saugleitung wird möglichst nahe am Saugventil ein Windkessel eingeschaltet, der etwa zur Hälfte mit Wasser, darüber mit Luft gefüllt ist (Abb. 365). Infolge der Dehnungsfähigkeit der Luft kann das Wasser im Kessel steigen und fallen. Wenn nun der Kolben anfängt zu saugen, so holt er sich zunächst das Wasser aus dem Windkessel, braucht also eine viel kleinere Wassermasse zu beschleunigen als vorher. Infolge der dann eintretenden Entspannung der Luft saugt der Windkessel mit und holt das Wasser aus dem Saugrohr nach. Es braucht also von außen das Wasser nicht mehr so schnell nachgeschoben werden, die Bewegung verteilt sich auf einen längeren Zeitraum und hält auch nach Schluß des Ventils noch an. Demgemäß können die Drehzahlen gesteigert werden, natürlich in Abhängigkeit von der Saughöhe. Bei guten Ausführungen läßt sich etwa erreichen

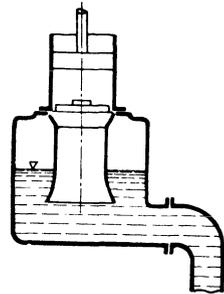


Abb. 365.
Saugwindkessel.

$H_s =$	6	5	4	3	2 m,
$n =$	60	90	120	150	180 Uml./min.

Druckwindkessel. Ebenso wie im Saugrohr sind auch im Druckrohr die Wassermassen zu beschleunigen. Bei großen Massen sind große Anfangskräfte für den Kolben erforderlich, die an das Getriebe hohe Anforderungen stellen. Größere Nachteile können aber in der Verzögerungsperiode ent-

stehen. Ist die Verzögerung des Kolbens am Hubende zu groß, d. h. läuft er zu schnell, so kann die Wassermasse die Fühlung mit ihm verlieren, also infolge ihrer Trägheit vorausseilen und abreißen. Die Wiedervereinigung der Wassermassen kann einen gefährlichen Stoß zur Folge haben, der Undichtigkeiten oder gar Rohrbrüche verursacht. Beide Nachteile in der Beschleunigungs- und Verzögerungsperiode lassen sich wesentlich mildern durch die Einschaltung eines Druckwindkessels möglichst nah am Druckventil. Jetzt wird nur die kleine Wassermasse zwischen Druckventil und Windkessel unmittelbar durch den Kolben beeinflusst, während die übrige Masse durch das elastische Polster der Luft getrennt ist und durch deren nachschiebende Wirkung eine gleichmäßigere Bewegung erfährt. Je größer der Luftvorrat im Windkessel, um so gleichmäßiger wird die Förderung im Druckrohr. Man gibt dem Windkessel den fünf- bis zehnfachen Inhalt des Hubraums der Pumpe.

Fördermenge. Bei der einfach wirkenden Pumpe und der Differentialpumpe wird bei einem Doppelhube oder einer Umdrehung einmal angesogen. Die theoretische Fördermenge ist also

$$Q' = \frac{F s n}{60} \text{ cbm/s,}$$

wenn bedeutet

- F den wirksamen Kolbenquerschnitt nach Abzug des Kolbenstangenquerschnitts in qm ,
- s den Kolbenhub in m ,
- n die minutliche Drehzahl.

In Wirklichkeit ist aber nicht mit dieser vollen Menge zu rechnen, da immer ein Teil infolge verspäteten Ventilschlusses und durch Undichtigkeiten des Kolbens verloren geht. Demnach ist die wirkliche Fördermenge für die einfach wirkende Pumpe

$$Q_e = \lambda \frac{F s n}{60} \text{ cbm/s.} \quad \dots \quad (10)$$

Der Wert λ ist der Lieferungsgrad oder der volumetrische Wirkungsgrad und beträgt je nach der Güte der Ausführung, insbesondere der Ventile, 0,83 bis 0,97.

Bei doppelt wirkenden Pumpen ist die Fördermenge doppelt so groß, also

$$Q_d = 2 \lambda \frac{F s n}{60} \text{ cbm/s.} \quad \dots \quad (11)$$

Ventile. Die meisten Ventile arbeiten selbsttätig, d. h. ihre Bewegung wird durch den Flüssigkeitsstrom und nicht durch äußere Mittel herbeigeführt. Das Ventil muß sich schnell öffnen und schließen; diese Forderung bedingt einen kleinen Hub, der aber andererseits groß genug sein muß, um Flüssigkeitsstauungen zu vermeiden, also mindestens so groß, daß der freie Durchflußquerschnitt gleich dem Saug- bzw. Druckrohrquerschnitt ist. Besonderer Wert ist auf schnelles Schließen zu legen, da sonst von dem rücklaufenden Kolben ein Teil des geförderten Wassers durch das noch offene Ventil wieder zurückgedrückt würde. Der Ventilschluß muß daher im Hubwechsel so rechtzeitig beginnen, daß er bei der Umkehrung der Kolbenbewegung beendet ist. Die hierzu nötige Kraft muß das Ventil selbst liefern, es muß also schwer genug sein, damit es beim Druckausgleich, d. h. beim Aufhören der Strömung, schnell auf seinen Sitz zurückfallen kann. Schwere Ventile ergeben aber wegen ihrer großen Massen einen heftigen Ventilschlag; besser wird deshalb, wenigstens bei großen Ventilen, das Gewicht klein gehalten und die Schließkraft durch Federn bewirkt (federbelastete Ventile).

Nach der Art der Ventilbewegung unterscheidet man

1. Klappenventile, die sich wie eine Drehtür um eine feste Achse drehen, und
2. Hubventile, die sich in Richtung ihrer Achse gleichmäßig von ihrem Sitz abheben.

Die Dichtung erfolgt durch elastische Stoffe, wie Leder und Gummi, oder metallisch durch Aufschleifen der Sitzflächen aus Rotguß. Die ersteren kommen für Schmutzwasser und nicht zu heiße Flüssigkeiten in Frage, die letzteren haben eine längere Lebensdauer.

Die Klappenventile erhalten einen Drehbolzen oder eine biegsame Platte aus Leder oder Gummi. Lederklappen (Abb. 366) werden, um steif und schwer zu sein, mit Blech belegt. Der Vorteil der Klappen ist der große freie Durchgangsquerschnitt, der für unreine Flüssigkeiten notwendig ist, dagegen haben sie einen großen Hub und sind nur für langsamen Gang brauchbar.

Hubventile lassen die Flüssigkeit nach allen Seiten durchtreten und erfordern daher einen geringeren Hub. Sie werden als Kugel-, Teller- und Kegelventile ein- und mehrsitzig gebaut. Das einsitzige Ventil (Abb. 367)

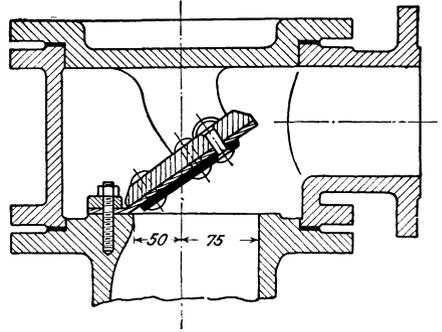


Abb. 366. Klappenventil.

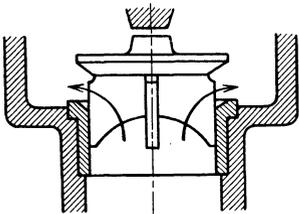


Abb. 367. Einsitziges Ventil.

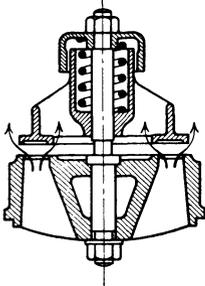


Abb. 368. Zweisitziges Ventil.

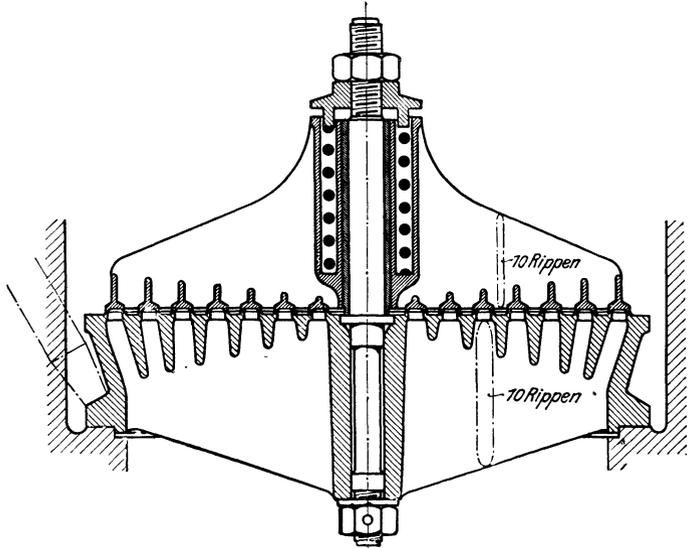


Abb. 369. Mehrsitziges Ventil.

wird meist durch Rippen geführt und läßt das Wasser durch den zylindrischen Spalt nach außen durchtreten. Bei dem zweisitzigen Ventil (Abb. 368) teilt sich das durchfließende Wasser nach außen und innen, so daß der Hub verkleinert werden kann. Noch günstiger werden die Hubverhältnisse bei den mehrsitzigen Ringventilen (Abb. 369), wo man schon bei sehr kleinen Hüben (5 bis 10 mm) den vollen Durchlaßquerschnitt erreicht. Bessere und große Ventile werden stets durch Federn belastet.

Um die Arbeitsgeschwindigkeit der Pumpen weiter zu erhöhen, sind gesteuerte Ventile zur Anwendung gekommen (Riedler). Sie öffnen sich

selbsttätig, werden aber am Hubende durch äußere Mittel zwangsläufig geschlossen. Für große Saughöhen sind sie vorteilhaft, sonst aber hat sich gezeigt, daß der Gewinn durch die höheren Betriebs- und Unterhaltungskosten wieder ausgeglichen wird. Eine Rolle spielen sie aber noch bei den Kanalisationspumpen, wo mit groben Stoffen durchsetztes Schmutzwasser gefördert werden muß. Hier sind Klappenventile mit großem freien Durchgang nötig, die bei selbsttätigem Schluß nur eine geringe Kolbengeschwindigkeit zulassen würden. Es wird deshalb die Klappe durch einen Daumen bis fast auf den Sitz gedrückt (Abb. 370). Da nun feste Stoffe sich einklemmen können und einen vollkommenen Schluß unmöglich machen, so müssen die äußeren Steuerungsteile nachgiebig sein; dies wird durch Federn erreicht (Abb. 371), die ein Zusammendrücken der Steuerstangen ermöglichen und sie vor Brüchen schützen.

Ausführungen. Die gewöhnlichen Brunnenpumpen für Handbetrieb zur gelegentlichen Wasserbeschaffung werden als Hubpumpen (Abb. 372) ge-

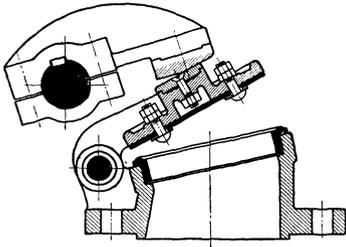


Abb. 370. Gesteuerte Klappe.

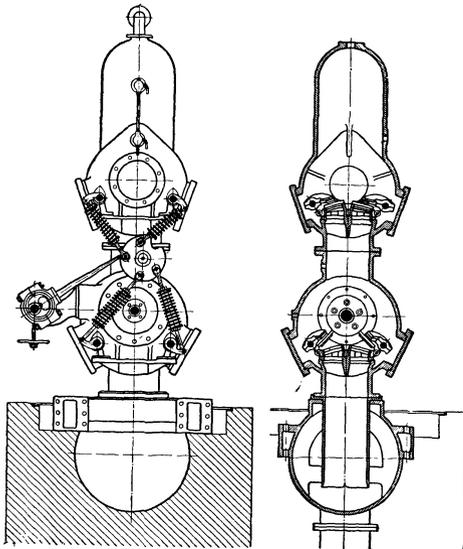


Abb. 371. Kanalwasser-Pumpen.

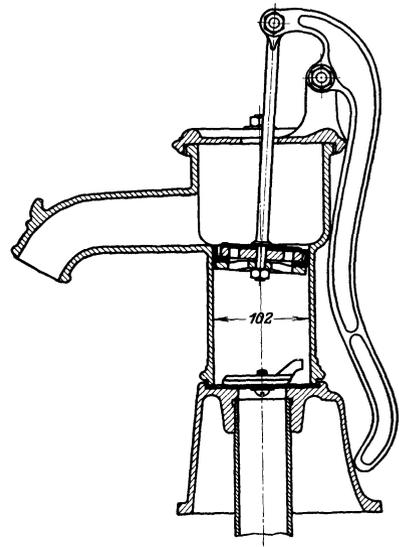


Abb. 372. Brunnenpumpe.

baut und unmittelbar auf das Brunnenrohr aufgesetzt. Am Pumpenschwengel von 0,75 m Hebellänge kann ein Mann mit 15 kg bei 45 Doppelhuben angesetzt werden, so daß die Leistung rd. 8,5 mkg/s beträgt.

Das gleiche System kommt bei den Tiefbrunnenpumpen zur Anwendung (Abb. 373). Das Bohrrohr ist gleichzeitig Steigrohr, der Pumpenzylinder ist ein Teil des Bohrrohrs oder wird besonders eingesetzt. Der Kolben erhält eine lange Führung und ein so großes Gewicht, daß er beim Niedergang keiner äußeren Kraft bedarf und nur beim Aufgang das Gestänge auf Zug beansprucht. Wegen der sehr ungleichen Kolbenkräfte braucht die Antriebsmaschine besonderer Ausgleichsmittel.

Baupumpen für Schmutzwasser werden als Membran- oder Diaphragmapumpen (Abb. 374 und 375) gebaut. An Stelle eines hin und her gehenden Kolbens, der bei Schmutzwasser bald undicht wird, ist eine teller-

förmige Membrane aus Chromleder oder Paragummi verwendet, die am Umfang eingespannt ist und in der Mitte das Druckventil trägt. Durch die Auf- und Abbewegung mit dem Pumpenschwengel wird der Hubraum geschaffen.

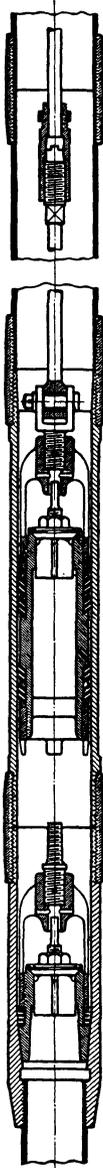


Abb. 373.
Tiefbrunnepumpe.

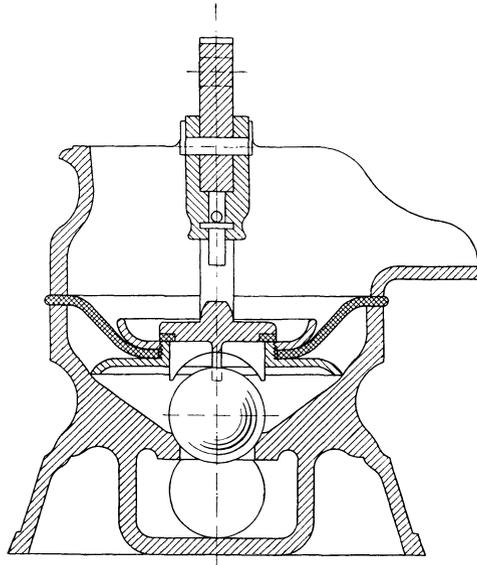


Abb. 374. Baupumpe.

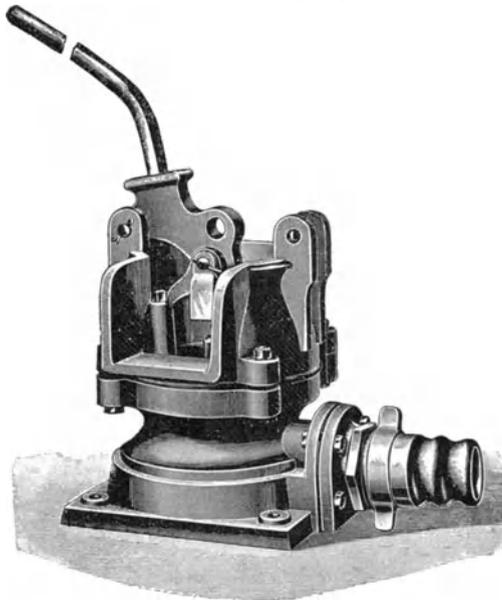


Abb. 375. Baupumpe.

Das Saugventil ist ein Gummikugelventil mit Eisen- oder Bleikern, als Saugrohr wird meist ein Metallschlauch verwendet. Bei 2 m Saughöhe vermag ein Mann bis 24 cbm/st zu fördern. Größere Pumpen werden durch Handkurbeln oder durch Motoren mit Riemenvorlege (bis 65 Umdrehungen minütlich) angetrieben. Wenn der Ausguß geschlossen wird, so kann auch die Druckwirkung bis zu einer Gesamtförderhöhe von 20 m ausgenutzt werden.

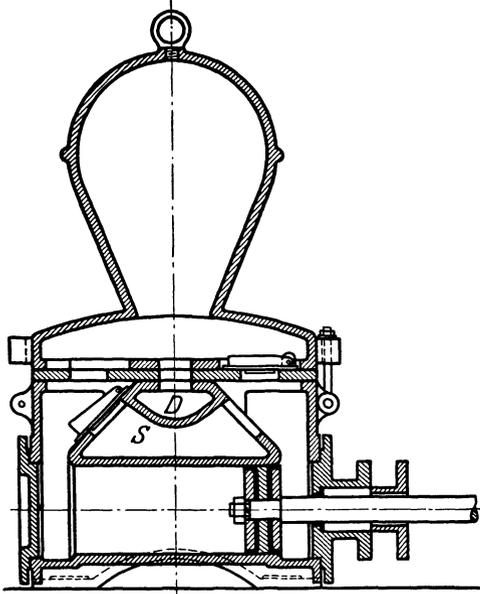


Abb. 376. Doppelt wirkende Druckpumpe.

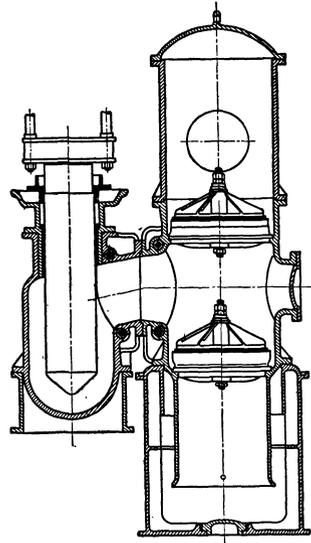


Abb. 377. Einfach wirkende Pumpe.

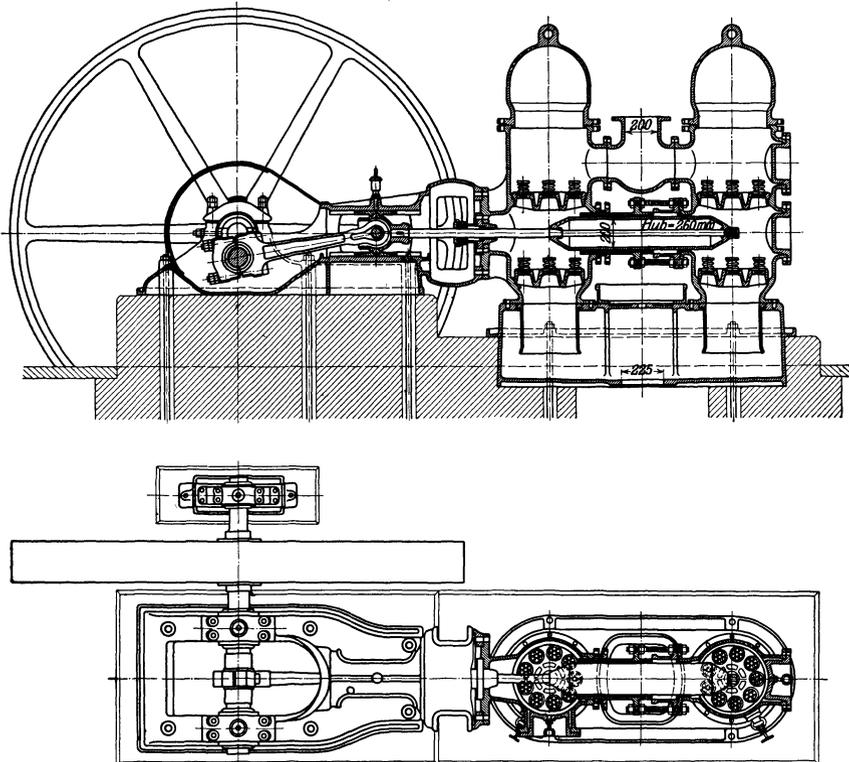


Abb. 378. Doppelt wirkende Druckpumpe.

Eine doppelt wirkende Druckpumpe, die zum Einspülen von Pfählen bei Rammarbeiten benutzt wird, zeigt Abb. 376. Die Pumpe hat Klappenventile mit Lederdichtung, die nach Abnahme der Druckhaube zugänglich sind, und einen Scheibenkolben mit Lederstulpen. Das Saug- und Druckrohr ist seitlich bei *S* bzw. *D* angeschlossen. Die Pumpe hat eine sehr gedrängte Bauart und erfordert wenig Platz; sie erhält einen selbständigen Dampf-antrieb und wird mit der Rammaschine gekuppelt.

In Wasserwerken sind meist zwei Pumpenarten nötig: die Schöpf-pumpen, die das Wasser aus Brunnen oder Gewässern auf die Filter heben, und die Druckpumpen, die es von dort in die Leitung drücken. Die ersteren werden wegen der meist nötigen tiefen Lage häufig stehend gebaut (Abb. 377) und von einer höher stehenden Dampfmaschine vom Kreuzkopf aus angetrieben. Die dargestellte Pumpe hat einen einfach wirkenden Tauchkolben und einen Saug- und Druckwindkessel. Die Druckpumpen werden wegen der besseren Zugänglichkeit liegend ausgeführt und bei den großen Druckhöhen als doppelt wirkende Tauchkolbenpumpen ausgeführt. Die übliche Bauart (Abb. 378) ist eine Parallelschaltung von zwei einfach wirkenden Tauchkolbenpumpen mit gemeinsamem Saug- und Druckrohr. Bei den hier vorhandenen großen Druckhöhen (über 50 m) sind Scheibenkolben nicht mehr zuverlässig, während der Tauchkolben nur in den Stopfbüchsen, die von außen zugänglich sind, abgedichtet ist. Die Ventile dieser großen Pumpen sind mehrfache Ringventile (vgl. Abb. 369) oder Gruppenventile. Sie liegen in unmittelbarer Nähe der Saug- und Druckwindkessel und sind so angeordnet, daß der mittlere Wasserfaden fast ohne Richtungsänderung durch die Pumpe hindurch geht. Die Drehzahlen betragen 40 bis 70 minutlich, die Fördermengen 10 bis 300 l/s und mehr.

3. Kreiselpumpen.

Wirkungsweise. Bei den Kreiselpumpen wird durch die drehende Bewegung eines Kreiselpumpenrades die Flüssigkeit gefördert (Abb. 379). Das Flügelrad hat zwischen seinen seitlichen Wandungen gekrümmte Schaufeln und läuft in einem gußeisernen Gehäuse, an das in der Mitte axial das Saugrohr und am Umfang tangential das Druckrohr angeschlossen ist. Das eintretende Wasser wird durch das Flügelrad in schnelle Drehung versetzt; auf alle Flüssigkeitsteilchen wirken entsprechende Fliehkräfte, die sie nach außen drängen und dadurch solche Pressungen hervorrufen, daß sie die Wassersäule vor sich herschieben und die Druckhöhe überwinden können. Infolge dieser Bewegung nach außen muß durch das Saugrohr neues Wasser nachströmen, d. h. von dem Atmosphärendruck nachgeschoben werden. Es entsteht also eine ununterbrochene Förderung; der Atmosphärendruck schiebt das Wasser dem Kreiselpumpenrad zu, dieses teilt ihm seine Arbeit mit und erzeugt Strömungsenergie, die sich außerhalb des Rades in einen entsprechenden Druck zur Überwindung der Druckhöhe umsetzt.

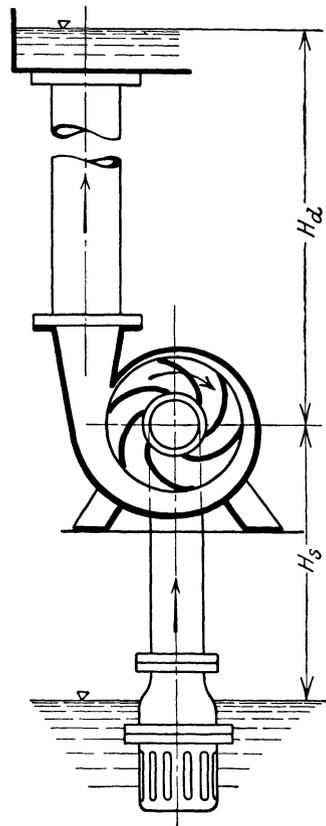


Abb. 379. Kreiselpumpe.

Eigenarten der Kreiselpumpen. Aus dieser Wirkungsweise ergeben sich folgende Eigenarten:

1. Die Förderung ist stetig, im Gegensatz zu der abwechselnden Saug- und Druckwirkung der Kolbenpumpen. Demgemäß sind weder Ventile noch Windkessel erforderlich.

2. Die Druckhöhe hängt von der Drehzahl der Pumpe ab. Sie ist auch bei kleinen Förderhöhen verhältnismäßig hoch (300 bis 3000), so daß für den Antrieb leichte, schnell laufende Motoren, meist mit unmittelbarer Kupplung, verwendbar sind.

3. An Dichtungen sind nur die Stopfbüchsen für die Welle vorhanden, die im Saugraum liegen und nur gegen einen mäßigen äußeren Überdruck dicht halten müssen. Sie lassen sich geschützt anordnen, so daß auch Schmutzwasser gefördert werden kann. Kreiselpumpen werden sogar als Baggerpumpen benutzt, wo sie Sand, der durch Wasserzusatz genügend flüssig gemacht ist, fördern.

4. Die Regelung der Fördermenge kann unabhängig von der Antriebsmaschine durch einen Schieber in der Druckleitung erfolgen.

5. Die Kreiselpumpe ist in der Herstellung billig, im Betriebe aber teuer, denn der Wirkungsgrad ist schlecht; er beträgt bei einfachen Ausführungen nur 0,4 bis 0,6 und erreicht im besten Falle etwa 0,76, also erheblich weniger als bei Kolbenpumpen (bis 0,95). Demnach sind sie bei langen Betriebszeiten unwirtschaftlich, bei vorübergehender Benutzung aber, besonders bei großen Fördermengen, vorteilhaft.

Flügelrad. Das Flügelrad hat Seitenscheiben, zwischen denen die Schaufeln liegen. Es wird aus Gußeisen oder Bronze gefertigt und läuft am inneren und äußeren Umfang mit möglichst kleinem Spalt hart an den Gehäusewandungen. Der Einlauf kann einseitig (Abb. 380) oder beiderseitig (Abb. 381) angeordnet werden. Im ersteren Falle ergibt sich eine einfachere Ausbildung des Saugstutzens, aber ein Achsdruck infolge des Unterdrucks im Saugraum,

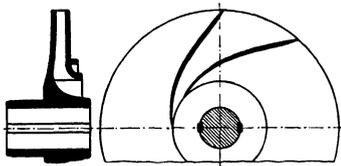


Abb. 380. Einseitiges Flügelrad.

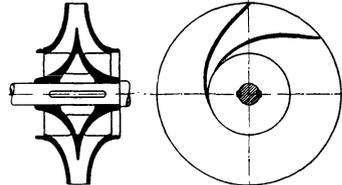


Abb. 381. Zweiseitiges Flügelrad.

der außen durch die Lager oder im Rade selbst durch Ausgleichscheiben aufgenommen werden muß. Die Durchflußquerschnitte werden so ausgebildet, daß das Wasser mit annähernd gleicher relativer Geschwindigkeit durch das Rad geht. Demnach muß die Radbreite nach außen abnehmen. Die Schaufeln werden eingegossen. Gerade Schaufeln ergeben einen sehr schlechten Wirkungsgrad; vorwärts gekrümmte Schaufeln liefern eine etwas größere Druckhöhe, aber einen schlechteren Wirkungsgrad, als rückwärts gekrümmte. Die Zahl der Schaufeln beträgt meist 6 bis 12, die Umfangsgeschwindigkeit ist durch die Festigkeit begrenzt, man geht bis auf etwa 35 m/s.

Fördermenge und Förderhöhe. In das Rad tritt das Wasser mit der absoluten Geschwindigkeit v_1 (Abb. 382), die sich aus der Fördermenge und dem Einlaufquerschnitt ergibt (vgl. Gl. 1, S. 184). Durch die Drehung der Schaufeln nimmt es die Umfangsgeschwindigkeit u_1 an und bewegt sich relativ zum Rade in Richtung der Schaufel mit der Relativgeschwindigkeit w_1 ; v_1 ist also die Resultierende aus u_1 und w_1 . Beim Austritt aus dem Rade

entsteht aus der bekannten Relativgeschwindigkeit w_2 (meist $w_2 = w_1$) und der Umfangsgeschwindigkeit u_2 die absolute Austrittsgeschwindigkeit v_2 . Man erkennt die Zunahme der Geschwindigkeit, die eine Drucksteigerung zur Folge haben muß.

Die rechnerische Bestimmung der Druckhöhe führt zu keinen praktisch brauchbaren Ergebnissen, denn in der Pumpe treten Stoß- und Wirbelverluste auf, die sich der Rechnung entziehen. Jedenfalls hängt die Gesamtförderhöhe H von der Umfangsgeschwindigkeit (oder Drehzahl) ab und kann erfahrungsgemäß gesetzt werden zu

$$H = C u_2^2.$$

Bei guten Ausführungen ist annähernd für

einfache Pumpen (Niederdruckpumpen) . . . $C = 1/23$,

Pumpen mit Leitschaufeln $C = 1/18$.

Untersucht man eine Pumpe bei verschiedenen Betriebsverhältnissen, so erhält man Kennlinien (QH -

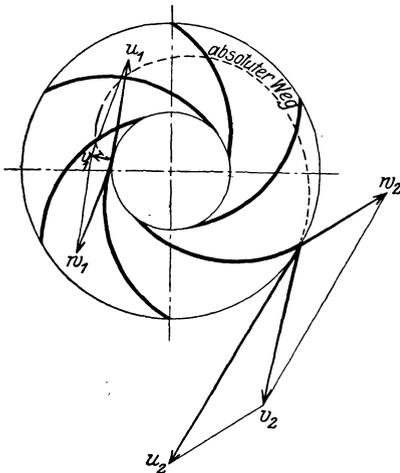


Abb. 382. Geschwindigkeitsbild.

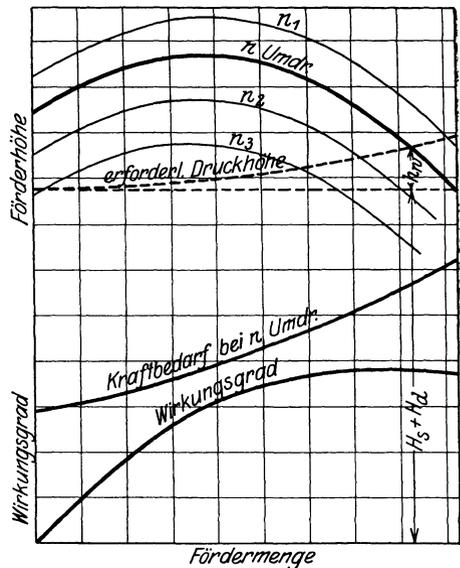


Abb. 383. Kennlinien einer Kreiselpumpe.

Linien) (Abb. 383), von denen jede bei gleicher Drehzahl die Abhängigkeit von Fördermenge und Förderhöhe darstellt. Die höher liegenden Kurven gelten für eine größere Drehzahl. Aus der gleichzeitigen Messung des Kraftbedarfs und Bestimmung der Förderleistung läßt sich der Wirkungsgrad berechnen. Die Kennlinien zeigen, daß im allgemeinen mit abnehmender Förderhöhe die Fördermenge wächst und umgekehrt, so daß man also auch durch künstliche Vergrößerung der Druckhöhe, d. h. durch Drosseln mit dem Absperrschieber, die Fördermenge verändern kann. Die Pumpe verhält sich ganz ähnlich wie eine Gleichstrom-Dynamomaschine, bei der ebenfalls die Strommenge im äußeren Stromkreis von dessen Widerstand abhängt. Berechnet man für eine bestimmte Rohrleitung die erforderliche Förderhöhe (geodätische + Reibungshöhe), so erhält man eine Kurve, die in Abb. 383 gestrichelt eingetragen ist; der Schnittpunkt mit den Kennlinien (QH -Linien) gibt die Fördermenge an, die bei der entsprechenden Drehzahl zu erwarten ist. Ein Pumpenmodell kann also für verschiedene Betriebsverhältnisse benutzt werden. Natürlich ist unter mehreren Modellen dasjenige herauszusuchen, das für den betreffenden Betriebsfall den besten Wirkungsgrad hat.

Pumpen mit Leitschaufeln. Die gewöhnlichen bisher behandelten Pumpen haben einen schlechten hydraulischen Wirkungsgrad (0,4 bis 0,6) und erreichen nur eine Druckhöhe von etwa 30 bis 40 m. Die Ursache liegt an unregelmäßigen Strömungen und Wirbelbildungen im Leitkanal der Pumpe. Diese Mängel lassen sich einschränken, wenn man das aus dem Laufrad austretende Wasser richtet, und, wie bei den Wasserturbinen, konzentrisch um das Laufrad einen festen Kranz mit Leitschaufeln legt (Abb. 384, Turbinenpumpen). Solche Pumpen erreichen eine Druckhöhe bis 70 m und einen Wirkungsgrad bis 0,76.

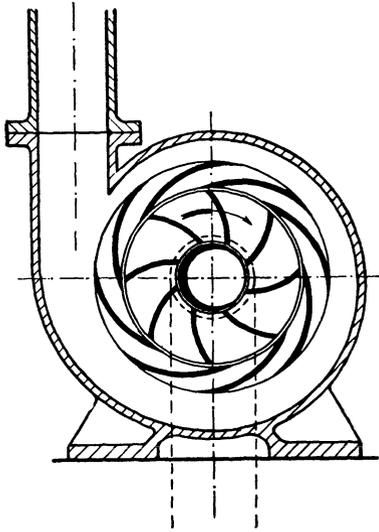


Abb. 384. Kreiselpumpe mit Leitschaufeln.

Mehrstufige Pumpen. Um die Druckhöhe noch weiter zu vergrößern, muß man mehrere Pumpen hintereinander schalten, so daß die eine Pumpe das Wasser der andern zudrückt. Die Druckhöhen der einzelnen

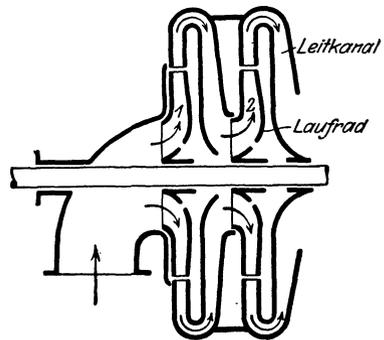


Abb. 385. Schema einer mehrstufigen Pumpe.

Pumpen addieren sich dann. Einfacher wird dies Verfahren dadurch erreicht, daß man alle Räder in ein gemeinsames Gehäuse setzt und in diesem das aus dem ersten Rade austretende Wasser so führt, daß es dem zweiten zuströmt usw. (Abb. 385). Mit solchen Pumpen lassen sich durch Steigerung der Stufenzahl beliebig große Druckhöhen erreichen.

Inbetriebsetzung. Da die Kreiselpumpen keine Ventile haben, laufen sie beim Stillsetzen leer und können erst wieder in Gang gesetzt werden, wenn sie mit Wasser gefüllt sind. Das Füllen kann bei abgeschlossenem Druckschieber durch eine Luftpumpe oder einen Injektor erfolgen, die, am höchsten Punkt der Pumpe angesetzt, so lange Luft absaugen, bis das Wasser angesogen ist. Oder man füllt von oben Wasser ein, muß dann aber ein Fußventil unten im Saugrohr haben, um es zu halten.

Ausführungen. Die einfachste Kreiselpumpe besteht nur aus einem Kreisell mit stehender Welle, der in einem gemauerten Schacht im Unterwasser läuft (Abb. 386). Solche Anlagen¹⁾ sind zur Entwässerung eingedeckter Flächen für Fördermengen bis 3 cbm/s und Förderhöhen von 0,5 bis 1,5 m ausgeführt. Der Wirkungsgrad ist infolge der regellosen Strömungen außerhalb des Rades und auch wegen der sehr geringen Förderhöhen nur klein ($\leq 0,4$), durch Leitschaufeln läßt er sich etwas verbessern. Bei höheren Drücken setzt man auch stehende Pumpen in ein Gehäuse, in dessen spiralförmigen Umlaufkanal allmählich die Geschwindigkeit in Druck umgesetzt wird.

¹⁾ Z. d. V. d. I., 1905, S. 807; 1909, S. 1049; 1921, S. 291.

Wegen der besseren Antriebsverhältnisse und leichteren Zugänglichkeit baut man die Pumpen meist liegend. Eine Niederdruck-

pumpe von A. Borsig für kleine und mittlere Fördermengen zeigt Abb. 387. Das Laufrad mit einseitigem Einlauf ist fliegend auf die Welle gesetzt und in der Nähe der Nabe mit einzelnen Löchern versehen, um den Achsschub auszugleichen. An den inneren Spalt ist im Gehäuse ein Ring eingesetzt, der nach etwaiger Abnutzung durch Sand ausgewechselt werden kann. Die Welle hat innen ein Lager aus Pockholz und außen ein Ringschmierlager. Das kleine Rad aus Grauguß gestattet eine große Drehzahl und einen unmittelbaren Antrieb durch einen schnelllaufenden Elektromotor. Die manometrische Förderhöhe beträgt bis 40 m. Pumpen für mittlere und große Fördermengen erhalten zweiseitigen Einlauf, um die Welle von Achsschüben zu entlasten (Abb. 388 u. 389).

Mitteldruckpumpen für Förderhöhen von 20 bis 70 m (bisher vereinzelt bis 150 m) werden einstufig gebaut, aber meist mit Leiträdern ausgestattet. Eine große Wasserwerks-

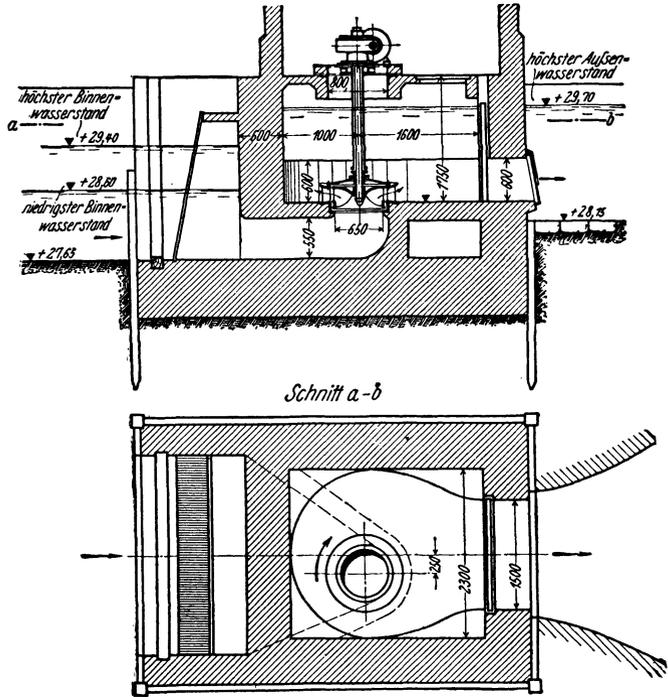


Abb. 386. Schöpfpumpe.

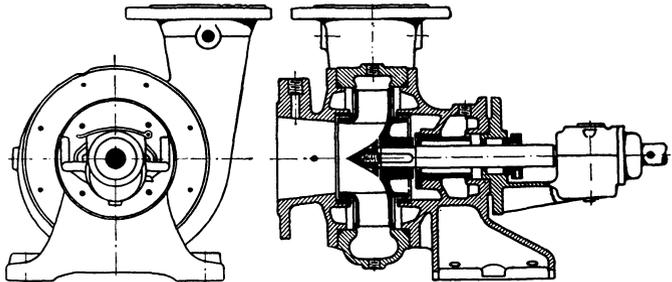


Abb. 387. Niederdruckpumpe.

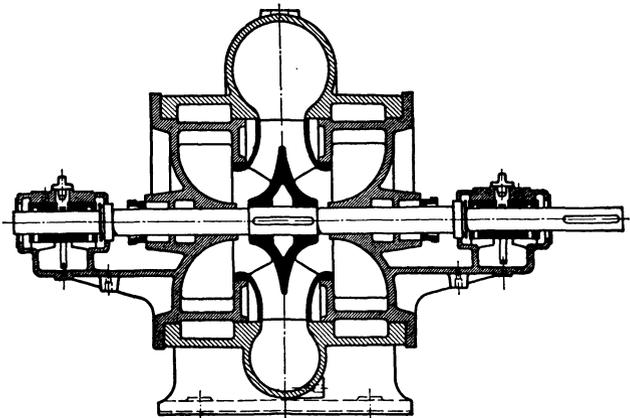


Abb. 388. Niederdruckpumpe.



Abb. 389. Niederdruckpumpe.

pumpe dieser Art zeigt Abb. 390. Hier sind zwei Laufräder mit konzentrischen Leiträdern vorgesehen, die parallel geschaltet sind, also sich in die Fördermenge teilen. Man erhält dadurch kleine Räder und eine hohe Drehzahl (3000), so daß ein unmittelbarer Antrieb durch eine Dampfturbine¹⁾ möglich ist. Die Lauf- und Leiträder werden aus Phosphor- oder Manganbronze gefertigt.

Hochdruckpumpen (Abb. 391) erhalten mehrere hintereinander geschaltete

¹⁾ Z. V. d. I., S. 1856, 1913.

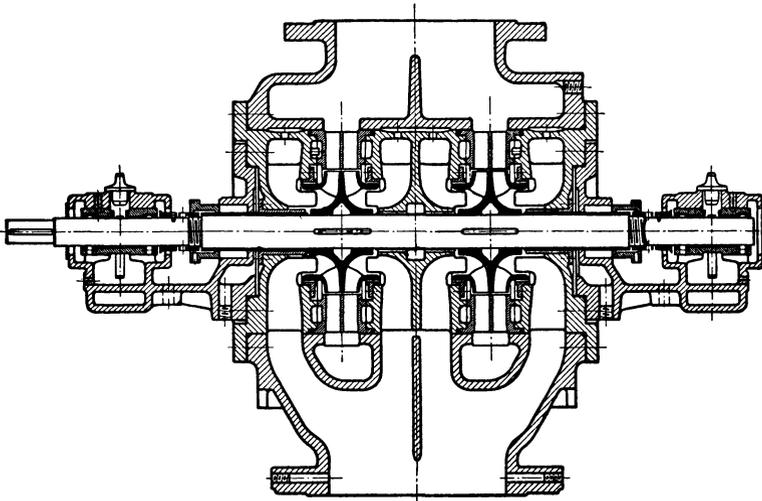


Abb. 390. Mitteldruckpumpe für große Wassermengen.

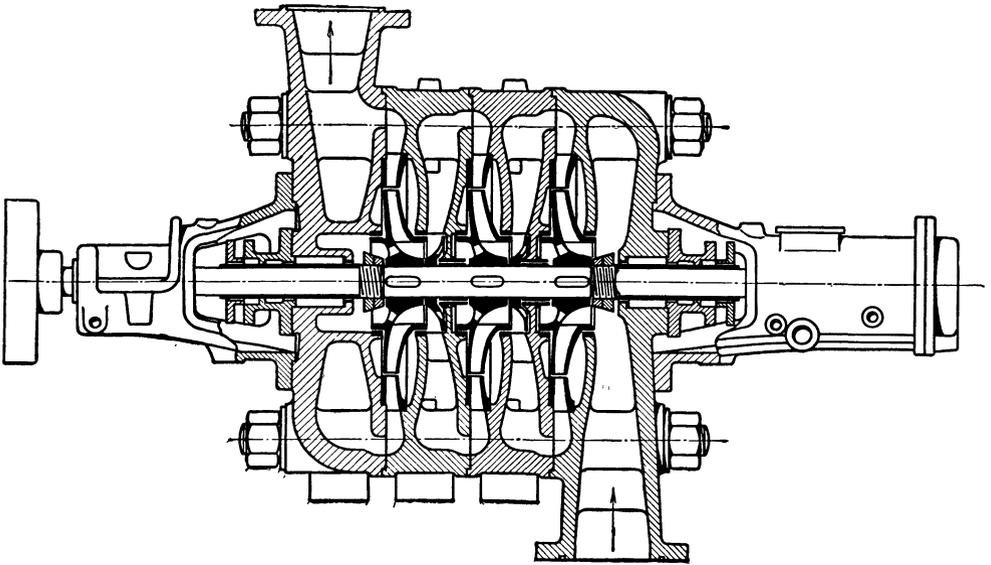


Abb. 391. Mehrstufige Kreiselpumpe.

Räder, die stets in Leiträder ausgießen. Das Gehäuse ist in radialer Richtung geteilt und durch axial verlaufende Anker zusammengehalten. Solche Pumpen werden auch für Abteufzwecke¹⁾ mit stehender Welle gebaut und mit dem direkt gekuppelten Elektromotor in einen Rahmen gesetzt, der in den Schacht eingehängt wird.

4. Dampfdruckpumpen (Pulsometer).

Der Pulsometer arbeitet wie die Kolbenpumpe abwechselnd saugend und drückend. An die Stelle des Kolbens tritt der Dampf, der durch seinen Druck das Wasser in das Druckrohr treibt und durch die dann folgende Kondensation ein Vakuum bildet, das neues Wasser ansaugt. Der Pulsometer enthält zwei Kammern (Abb. 392), von denen jede in einer seitlichen Kammer ein Saug- und Druckventil hat. Der Dampf tritt abwechselnd durch ein Ventil gesteuert in die Kammern, z. B. links ein, schiebt das dort vorhandene Wasser durch das Druckventil, bis er selbst nach dort zu entweichen sucht. Durch die dann eintretende innige Berührung mit dem Wasser, die noch durch Einspritzen vom Druckrohr unterstützt wird, findet eine Verdichtung des Dampfes statt, so daß durch den entstehenden Unterdruck das Dampfventil infolge des Überdrucks in der andern Kammer umsteuert, also den Dampf absperrt und ihn weiter kondensieren läßt, bis das gebildete Vakuum durch das Saugventil neues Wasser ansaugt. Inzwischen spielt sich derselbe Vorgang in der andern Kammer ab, bis der hier entstandene Unterdruck das Ventil umlegt. An beiden Kammern sind Lufteinlaßventile angeordnet, die, von Hand einreguliert, Luft einlassen, um eine sanftere Wirkung beim Saugen und Drücken zu erhalten.

Die vorteilhafteste Saughöhe beträgt 3 bis 4 m, die Druckhöhe bis 50 m, die Leistung 40 bis 600 l/min. Der Dampfdruck soll bei kleinen Förderhöhen 1,5, bei großen 2 bis 3 at mehr betragen, als der Flüssigkeitsdruck im Druckrohr ist. Die Förderarbeit beträgt für 1 kg Dampf 3000 bis 5000 mkg (gegenüber 15000 bis 40000 bei Kolbenpumpen). Hieraus ergibt sich ein Wirkungsgrad von 0,15 bis 0,25. Den großen Vorteilen der Einfachheit, billigen Beschaffung und leichten Aufstellung (Schläuche für die Leitungen) stehen also hohe Betriebskosten gegenüber, so daß die Verwendung auf gelegentliche Fälle, wie Auspumpen von Kellern, Baugruben usw. oder Wasserversorgung der Lokomotiven von Feldbahnen beschränkt bleibt.

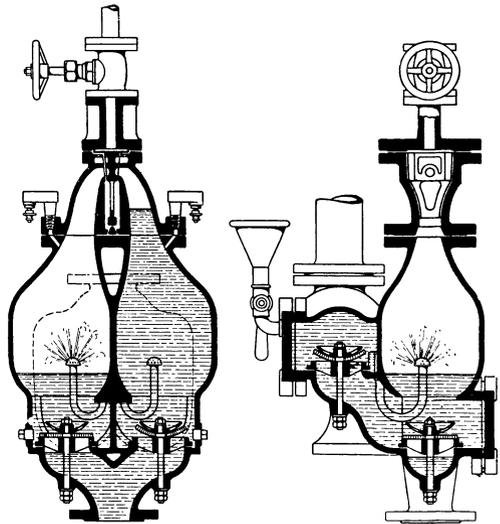


Abb. 392. Pulsometer.

5. Strahlpumpen.

Wasserstrahlpumpe (Ejektor). Ein aus einer Düse (Abb. 393) austretender Druckwasserstrahl reißt die ihn umgebende Luft mit und erzeugt in einem geschlossenen Gehäuse einen Unterdruck, durch den Förderwasser an-

¹⁾ Z. d. V. d. I., 1913, S. 1005.

gesogen und mitgerissen wird. In der Fangdüse setzt sich infolge der Querschnittserweiterung die Geschwindigkeit der Mischung in Druck um. Der

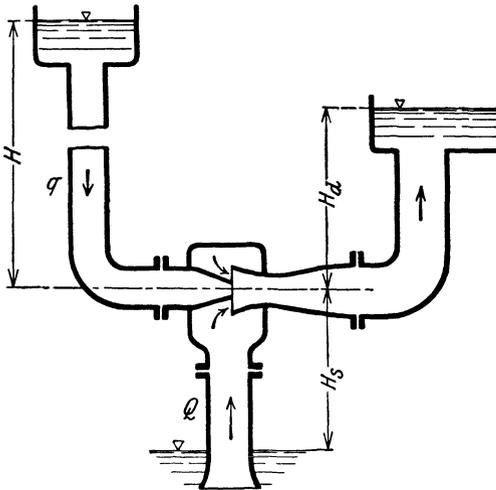


Abb. 393. Schema einer Wasserstrahlpumpe.

Wirkungsgrad ist wieder sehr klein und beträgt 0,1 bis 0,3; er ergibt sich mit Bezugnahme auf Abb. 393, wenn q die Aufschlagwassermenge und Q die Fördermenge ist, zu

$$y = \frac{Q(H_s + H_a)}{q(H - H_a)} = 0,1 \text{ bis } 0,3. \quad (12)$$

Der sehr einfachen Ausführung stehen also hohe Betriebskosten gegenüber. Das Aufschlagwasser kann der Wasserleitung (3 bis 5 at Druck) entnommen werden, so daß man in sehr einfacher Weise Keller, Baugruben usw. trocken legen kann. In Häfen, wo Druckwasser (50 at) für den Betrieb der Krane zur Verfügung steht, benutzt man Wasserstrahlpumpen (Hochdruckhydranten) für Feuerlöschzwecke, indem

man das Wasserleitungswasser auf höheren Druck, also höhere Spritzhöhe bringt.

Dampfstrahlpumpe. In der gleichen Weise kann ein Dampfstrahl zum Fördern von Flüssigkeiten, wie Lenzwasser auf Schiffen, Laugen, Säuren, Schlamm usw., benutzt werden. Eine besondere Art bildet der Injektor, der zum Speisen von Dampfkesseln dient. Bemerkenswert ist hier, daß der Dampf Wasser ansaugt und in denselben Kessel drückt, aus dem er selbst entnommen ist, also eine größere Druckhöhe überwindet, als seinem Druck entspricht. Dieser Vorgang erklärt sich daraus, daß der Dampf durch die Mischung mit dem kalten Wasser kondensiert, also auf eine Dampfspannung unter Atmosphärendruck sinkt, so daß ihm ein größeres Druckgefälle zur Verfügung steht, als die Hubarbeit erfordert.

Der Dampfstrahl (Abb. 394) wird durch ein Ventil V geregelt, er fördert das angesogene Wasser in die Fangdüse F , verdichtet sich bei der Berührung mit dem kalten Wasser und setzt in der Mischdüse M die Strömungsenergie in

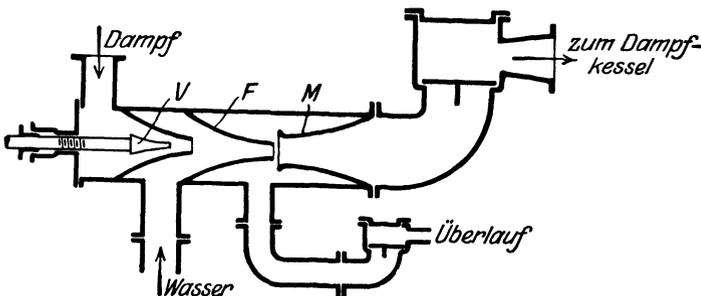


Abb. 394. Schema eines Injektors.

so großen Druck um, daß die Mischung den Kessel-Druck überwinden kann und durch ein Kesselventil (Rückschlagventil) in den Kessel gelangt. Um beim Anstellen die fließende Bewegung zu erhalten, ist

ein Überlauf (Schlabberrohr) erforderlich, durch das zu Anfang der Dampf und das angesogene Wasser austreten kann, bis der Injektor „zieht“. Auch hier ist der Wirkungsgrad an sich schlecht (0,1 bis 0,3); da aber das Wasser durch den Arbeitsdampf auf 70 bis 90° C angewärmt wird, so kommt die aufgenommene Wärme dem Kessel wieder zugute.

6. Druckluftpumpen.

Unter den verschiedenen Arten, Flüssigkeiten durch Druckluft zu heben, ist besonders bemerkenswert die Mammutpumpe (Abb. 395). Ein Steigrohr *B* (Förderrohr) und ein Druckluftrohr *A* laufen in einem Fußstück *a* zusammen (Abb. 396) und werden mit diesem tief in einen Brunnen eingesetzt. Die eingeführte Druckluft mischt sich mit dem Wasser und verringert das spez. Gewicht der Mischung im Steigrohr so, daß der äußere Wasserdruck die Förderhöhe überwindet. Die Voraussetzung für diese Arbeitsweise ist eine genügend große Eintauchtiefe, die $\frac{1}{3}$ bis $\frac{2}{3}$ der Förderhöhe sein muß. Ist γ das spez. Gewicht der Flüssigkeit, γ_m das der Mischung, so ist mit den Bezeichnungen von Abb. 397

$$\gamma_m(H + h) = \gamma H$$

$$\frac{h}{H} = \frac{\gamma}{\gamma_m} - 1. \quad (13)$$

Die Druckluft wird durch einen Kompressor mit großem Windkessel (3 bis 5 at) erzeugt, der an beliebiger Stelle aufgestellt werden und viele Brunnen versorgen kann. Die Pumpe ist ausgeführt für Fördermengen bis 72 cbm/min und Förderhöhe bis 300 m; sie gießt stets in einen offenen Behälter aus, aus dem das entlüftete Wasser gegebenenfalls durch eine Saugpumpe weitergefördert wird, die mit dem Kompressor einen gemeinsamen Antrieb haben kann. Der Wirkungsgrad, am Kompressor gemessen, beträgt i. M. 0,3 (bis 0,45).

Geeignet ist dies Verfahren für sandiges und durch Grobstoffe verunreinigtes Wasser und besonders da, wo aus so großer Tiefe gefördert werden muß, daß die Aufstellung einer Saugpumpe sehr kostspielig würde. Auch für die Grundwassersenkung ist es wegen der einfachen Einrichtung der Brunnen und des zentralen Maschinenbetriebes mit Erfolg angewendet.

7. Wahl der Pumpe.

Pulsometer, Strahlpumpen und Druckluftheber kommen wegen ihres schlechten Wirkungsgrades ($\leq 0,3$) nur bei seltener Benutzung oder in Sonderfällen in Frage, wo die Rücksichten auf Einfachheit den Ausschlag geben.

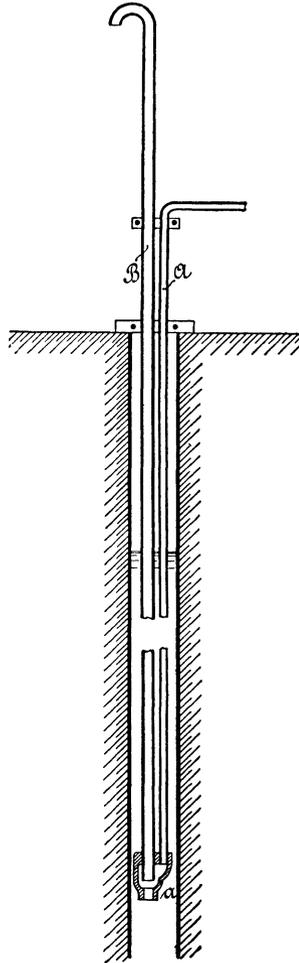


Abb. 395. Mammutpumpe.

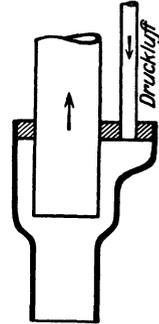


Abb. 396. Fußstück der Mammutpumpe.

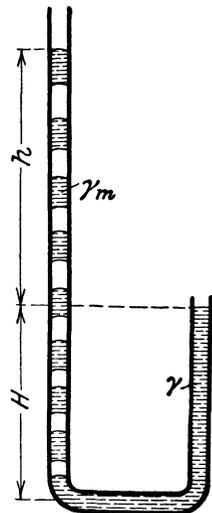


Abb. 397. Förderwirkung.

Für größere und regelmäßige Pumparbeiten ist zwischen Kolben- und Kreiselpumpen zu wählen. Beide Arten sind für alle Förderhöhen und Mengeu möglich. Die Entscheidung ist nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu treffen.

Kreiselpumpen haben einen schlechteren Wirkungsgrad und verbrauchen mehr Energie als Kolbenpumpen. Würde z. B. für eine Kreiselpumpe ein

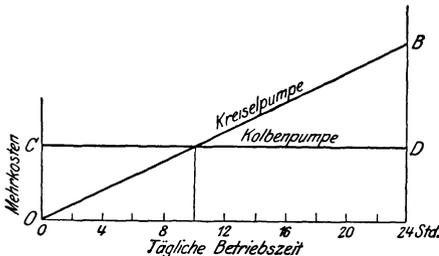


Abb. 398. Wirtschaftlicher Vergleich.

Wirkungsgrad von 0,6, für die Kolbenpumpe ein solcher von 0,9 gewährleistet, so braucht die erstere 50% mehr Energie. Die täglichen Mehrausgaben hierfür lassen sich als Funktion der täglichen Betriebszeit durch die Linie OB (Abb. 398) darstellen. Die Bedienungskosten können für beide Anlagen gleich angenommen werden, dagegen sind die Besitzkosten bei der Kolbenpumpe erheblich höher; denn einmal ist sie an sich teurer und weiter

verlangt sie wegen ihres langsamen Ganges auch eine teurere Antriebsmaschine als die Kreiselpumpe. Diese Mehrkosten der Kolbenpumpe an Zinsen, Abschreibungen und Unterhaltung sind feste Jahresausgaben und hängen nicht von der Betriebszeit ab; sie stellen sich in Abb. 399 als Linie CD parallel zur Abszisse dar. Der Schnittpunkt beider Linien gibt die Betriebszeit an, wo beide Anlagen gleichwertig sind; bis dahin ist die Kreiselpumpe, darüber hinaus die Kolbenpumpe wirtschaftlicher.

In Pumanlagen mit langen Betriebszeiten (Wasserwerke) kommen für die Dauerarbeit nur Kolbenpumpen in Frage; Kreiselpumpen sind aber auch hier vorteilhaft, wenn sie nur als Aushilfe oder für den Spitzenbedarf benutzt werden.

B. Hebemaschinen.

1. Einleitung.

Zweck und Art der Hebemaschinen. Die Hebemaschinen dienen zur Ortsveränderung fester Körper bei meist kleinen Entfernungen. Der Betrieb ist ein stark unterbrochener, die Antriebsmaschine muß schnell anlaufen und gestoppt werden können. Die Geschwindigkeiten dürfen wegen der kurzen Arbeitsdauer (mit Ausnahme der Fördermaschinen) nur klein sein und überschreiten selten 2 m/s.

Die Hauptarbeit der Hebemaschinen ist die Hubarbeit. Die Last kann von Druckorganen (Zahnstangen, Schraubenspindeln, Druckwasserkolben) getragen oder an Zugmitteln (Seile und Ketten) aufgehängt werden. Die ersteren Hebemaschinen sind wegen der Knickgefahr sperrig und schwer und daher nur für sehr kleine Hübe praktisch; die letzteren bilden die Regel. Für die Horizontalbewegung der Last kommt das Fahren oder Schwenken (Fahrwerk und Drehwerk) in Betracht. In allen Bewegungsvorrichtungen müssen Bremsen sein, unter Umständen auch noch Sperrwerke, die eine selbsttätige Bewegung verhindern, wenn dies nicht durch Festziehen der Bremsen geschieht. In dem Hubwerk wird die Bremse gleichzeitig zum Regeln der Senkgeschwindigkeit benutzt.

Arbeitsbedarf und Antrieb. Den größten Arbeitsaufwand erfordert das Heben der Last. Er beträgt bei einer Last Q und Geschwindigkeit v (m/s

$$N = \frac{Qv}{75} \text{ PS.} \dots \dots \dots (1)$$

Die erforderliche Motorleistung ist um die Verluste in den Getrieben größer, die durch den Gesamtwirkungsgrad η berücksichtigt werden,

$$N_m = \frac{Qv}{\eta \cdot 75} \text{ PS.} \quad \dots \dots \dots (2)$$

Bei kleinen Lasten (bis 1000 kg) und langen Hüben wählt man $v \leq 1,5$ m/s. Im übrigen geht man mit der Geschwindigkeit umso mehr herunter, je größer die Last ist, um mit leichten Motoren und Getrieben auszukommen. Denn bei großen Lasten dauert das Anschlagen und Absetzen so lange, daß eine große Hubgeschwindigkeit auf die Gesamtleistung keinen nennenswerten Einfluß hat. Im allgemeinen bewegen sich die Motorleistungen in den Grenzen von 10 bis 50 PS.

Der Handbetrieb wird durch Kurbel oder Haspelrad ausgeübt. Ein Mann kann bei längerer Inanspruchnahme einen Kurbeldruck von 15 kg bei 0,8 m/s Geschwindigkeit ausüben, leistet also 12 mkg/s oder $\frac{1}{8}$ PS. Im günstigsten Falle können an Doppelkurbeln 4 Mann angestellt oder $\frac{1}{2}$ PS geleistet werden. Daraus ergibt sich eine sehr kleine Lastgeschwindigkeit. Der Handbetrieb ist deshalb sehr unwirtschaftlich und bleibt auf Hebemaschinen sehr geringer Benutzung beschränkt.

Unter den mechanischen Antriebsarten ist die elektrische die geeignetste. Die besonderen Eigenschaften des Elektromotors, nämlich die stete Betriebsbereitschaft, große Betriebssicherheit, Anspruchslosigkeit in der Bedienung, große Anzugskraft, geringes Gewicht usw. treten nirgends so vorteilhaft in die Erscheinung, wie bei den Hebemaschinen. Durch den Elektromotor sind Krankonstruktionen möglich geworden, die durch andere Mittel in gleich einfacher Weise nicht erreicht wären. Von den Elektromotoren sind die Gleichstrom-Hauptstrommotoren die geeignetsten. Denn einmal lassen sich bei Gleichstrom Akkumulatoren als Pufferbatterien verwenden, die den Spitzenverbrauch aufnehmen und die Zentrale gleichmäßiger belasten, andererseits hat der Hauptstrommotor eine große Anzugskraft und eine mit der Last sich ändernde Geschwindigkeit (vgl. Abb. 174, S. 72), so daß er bei großen Lasten langsam läuft und den leeren Haken am schnellsten hebt. Drehstrommotoren haben zwar auch eine gute Anzugskraft, aber eine konstante Geschwindigkeit. Einphasenmotoren haben ähnliche Eigenschaften, wie der Gleichstrom-Hauptstrommotor, stehen ihm aber im Wirkungsgrad und Gewicht nach.

Der Dampftrieb verlangt für jede Hebemaschine einen eigenen Dampfkessel, denn die Versorgung aus einem zentralen Kessel ist, abgesehen von der Unbeweglichkeit der Hebemaschine, mit großen Wärmeverlusten verbunden. Die Dampfmaschine ist an sich geeignet und zuverlässig, der Kessel dagegen wegen seiner Genehmigungspflicht, seines großen Gewichts, der Wasser- und Kohlenzufuhr, der Rauchbelästigung, Feuersgefahr usw. un bequem. Der Dampftrieb bleibt deshalb auf solche Fälle beschränkt, wo elektrische Anschlußmöglichkeit nicht vorhanden oder ein häufiger Platzwechsel nötig ist (Bauplätze).

Bei dem Ölmotor (Benzinmotor) ist der Fortfall des Kessels und die stete Betriebsbereitschaft ein Vorteil. Dagegen ist der Motor weniger zuverlässig. Da er ferner unbelastet von Hand angedreht werden muß, nicht steuerbar und nur in engen Grenzen regelbar ist, so wird das Getriebe verwickelter (Kupplungen, Wendegetriebe, Wechselräder). Auch die Brennstoffkosten sind höher als bei Dampf. Der Benzinmotor kommt deshalb nur da in Betracht, wo Dampf wegen Feuersgefahr und Rauchbelästigung ausgeschlossen ist und elektrischer Strom nicht zur Verfügung steht.

Der Transmissionsantrieb kommt in Werkstätten in Frage, ist aber auf leichte ortsfeste Hebermaschinen (Winden und Aufzüge) beschränkt. Der Anschluß erfolgt an eine vorhandene Welle durch Reibkupplungen, Reibräder oder Riemen mit Fest- und Losscheibe. Dies System ist durch die elektrische Betriebsweise verdrängt.

2. Elemente der Hebermaschinen.

a) Seile und Ketten, Rollen und Trommeln.

Allgemeines. Als Zugmittel kommen Seile und Ketten in Frage. Sie werden über Rollen geführt und auf Trommeln oder verzahnten Kettenrädern aufgewickelt. Durch die Last werden sie auf Zug, durch die Aufwicklung auch noch auf Biegung beansprucht. Aus letzterem Grunde muß der Aufwicklungshalbmesser groß sein. Andererseits bewirkt ein großer Aufwicklungshalbmesser R ein großes Lastmoment (Abb. 399)

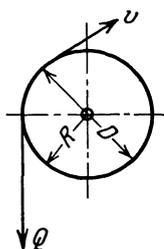


Abb. 399. Seiltrommel.

$$M_d = Q R, \dots \dots \dots (3)$$

das als Drehmoment für die Abmessungen der Getriebe maßgebend ist, sowie eine kleine Drehzahl der Lastwelle

$$n = \frac{60 v}{2 \pi R}, \dots \dots \dots (4)$$

so daß nach dem viel schneller laufenden Motor große Übersetzungen nötig sind. Im Interesse der Hebermaschine liegt es also, den Trommelhalbmesser möglichst klein zu machen. Bei großen Lasten hängt man deshalb gern die Last in mehreren Strängen auf, von denen jeder einzelne nur einen Teil trägt und demnach dünner und biegsamer sein kann.

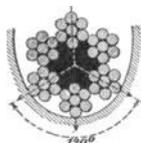


Abb. 400. Rundseil.

Drahtseile. Für gewöhnliche Verhältnisse werden runde Seile verwendet (Abb. 400), deren aus dünnen Drähten bestehende Litzen um eine Hanfseele geschlagen werden. Die Hanfeinlage macht das Seil biegsamer. Flache Litzen (Abb. 401) geben dem Seil in den Rillen der Rollen und Trommeln ein gleichmäßigeres Auflager und größere Sicherheit gegen äußere Abnutzungen und Verdrückungen, sie sind ferner drallfrei, aber teurer als rundlitzige Seile. Die Drähte haben eine Reißfestigkeit von $K_z = 12000$ bis 18000 kg/qcm und einem Durchmesser von $\delta = 0,5$ bis $1,6$ mm. Über häufig verwendete Seile gibt die nebenstehende Zahlentafel Auskunft.

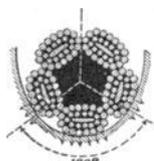


Abb. 401. Flachlitziges Seil.

In dem nur auf Zug beanspruchten Seilstück von i Drähten mit δ cm Drahtdicke entsteht eine Zugspannung

$$\sigma_z = \frac{Q}{i \frac{\pi}{4} \delta^2} \dots \dots \dots (5)$$

hierzu kommt auf den Rollen und Trommeln noch eine Biegungsspannung, die nach C. Bach gesetzt werden kann

$$\sigma_b = \frac{3}{8} E \frac{\delta}{D} = \sim 800000 \frac{\delta}{D} \dots \dots \dots (6)$$

wenn $E = 2150000$ die Elastizitätszahl und D der Aufwicklungsdurchmesser

Drahtseile aus Rundlitzen.

Bauart	Draht- dicke δ mm	Seildurch- messer d mm	Seil- gewicht q kg/m	Bruchlast B in kg bei einer Reißfestigkeit K_z in kg/qcm			
				12000	14000	16000	18000
6 Litzen zu je 19 Drähten und 1 Hanfseil, zus. 114 Drähte	0,5	8	0,21	2730	3190	3650	4100
	0,6	9,5	0,31	3830	4470	5100	5750
	0,7	11	0,41	5200	6060	6930	7800
	0,8	12,5	0,54	6840	7980	9120	10260
	0,9	14	0,69	8750	10210	11670	13130
	1,0	16	0,85	10800	12600	14400	16200
	1,1	17	1,03	13000	15160	17330	19500
	1,2	19	1,22	15450	18030	20600	23200
	1,3	20	1,44	18200	21200	24250	27300
	1,4	22	1,68	21060	24570	28080	31600
	1,5	23	1,91	24200	28230	32270	36300
	1,6	26	2,18	27500	32070	36650	41250
6 Litzen zu je 37 Drähten und 1 Hanfseil, zus. 222 Drähte	0,5	11	0,40	5300	6200	7100	8000
	0,6	13	0,60	7460	8700	9950	11200
	0,7	15	0,80	10100	11800	13500	15200
	0,8	17	1,10	13300	15600	17800	20000
	0,9	20	1,35	17000	19400	22700	25600
	1,0	22	1,65	21000	24500	28000	31500
	1,1	24	2,00	25300	29500	33700	37900
	1,2	26	2,40	30100	35100	40100	45200
	1,3	28	2,80	35400	41300	47200	53100
	1,4	30	3,25	41000	47800	54700	61500
	1,5	32	3,75	47100	55000	62900	70700
	1,6	35	4,25	53500	62500	71400	80300

ist. Beide Spannungen zusammen dürfen die zulässige Zugspannung nicht überschreiten, und zwar

$$k_z \geq \sigma_z + \sigma_b \geq \left. \begin{array}{l} K_z/10 \text{ für lebende Lasten} \\ K_z/6 \text{ für tote Lasten} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (7)$$

wo $K_z = 12000$ bis 18000 kg/cm² die Reißfestigkeit ist. Man kann demnach ein Seil um so stärker belasten (σ_z), je kleiner die Biegungsbeanspruchung (σ_b) ist oder je größer der Aufwicklungsdurchmesser D im Verhältnis zur Drahtdicke δ gewählt wird. Im Interesse einer ausreichenden Lebensdauer des Seils wählt man

$$D \geq 400 \delta, \text{ besser } D \geq 500 \delta \dots \dots \dots (8)$$

Bei der Bestimmung eines Seils berechnet man zweckmäßig die notwendige Bruchlast und sucht aus den Seiltafeln ein geeignetes aus. Wenn

$F = i \frac{\pi}{4} \delta^2$ der Seilquerschnitt ist, so ist die Bruchlast

$$B = FK_z$$

und die Nutzlast

$$Q = F\sigma_z.$$

Aus beiden folgt

$$B = Q \cdot \frac{K_z}{\sigma_z} \dots \dots \dots (9)$$

Die Zugspannung σ_z ergibt sich aus Gl. 7, nachdem zuvor die Biegungsspannung σ_b aus Gl. 6 bestimmt ist.

Zahlenbeispiel. Es soll ein Seil für eine Nutzlast von $Q = 2000$ kg bei 6 facher Sicherheit berechnet werden. Wählt man eine Reißfestigkeit von $K_z = 18000$ kg/qcm, so ist die zulässige Beanspruchung

$$k_z = \frac{K_z}{6} = 3000 \text{ kg/qcm.}$$

Bei einem angenommenen Verhältnis von Aufwicklungsdurchmesser zur Drahtstärke $D/\delta = 500$ ergibt sich die Biegungsbeanspruchung (Gl. 7) zu

$$\sigma_b = 800\,000 \frac{\delta}{D} = 1600 \text{ kg/qcm};$$

hieraus folgt die Zugspannung (Gl. 7)

$$\sigma_z = k_b - \sigma_b = 1400 \text{ kg/qcm}.$$

Die erforderliche Bruchlast ist (Gl. 9)

$$B = Q \cdot \frac{K_z}{\sigma_z} = 25\,600 \text{ kg}.$$

Für diese Bruchlast findet sich ein passendes Seil aus der Seiltafel S. 207 für die erste und zweite Gruppe mit folgenden Werten

$$B = 27\,300 \text{ kg}, \quad \delta = 1,3 \text{ mm}, \quad d = 20 \text{ mm}, \quad q = 1,44 \text{ kg/m}, \quad D = 500 \delta = 650 \text{ mm}$$

$$B = 25\,600 \text{ „}, \quad \delta = 0,9 \text{ „}, \quad d = 20 \text{ „}, \quad q = 1,35 \text{ „}, \quad D = 500 \delta = 450 \text{ „}.$$

Das erste Seil ist wegen seiner geringeren Drahtzahl billiger, erfordert aber einen größeren Trommeldurchmesser mit einem entsprechend größeren Lastmoment.

Dünndrätige Seile sind vorteilhaft, aber wegen der größeren Rostgefahr weniger betriebssicher. Zum Schutze gegen Rost kann man die Drähte verzinken, büßt dann aber etwa 10% an Festigkeit ein.

Die früher gegen die Verwendung von Drahtseilen bestandenen Bedenken, daß die inneren Drähte dem Auge entzogen und ihr Zustand nicht beurteilt werden kann, sind gegenstandslos geworden, seitdem die Erfahrung gezeigt hat, daß Beschädigungen immer zuerst an den äußeren Drähten auftreten, also das Seil seine Erneuerungsbedürftigkeit selbst anzeigt.

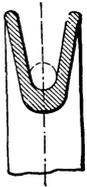


Abb. 402. Nut einer Seilrolle.

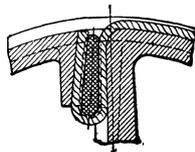


Abb. 403. Seilbefestigung auf einer Trommel.

Die Rollen und Trommeln werden aus Gußeisen gefertigt und mit ausgedrehten Rillen (Abb. 402) versehen; Trommeln erhalten flache, halbkreisförmige Rillen, die spiralförmig in einer solchen Windungslänge umlaufen, daß das ganze Seil in einer Lage aufgenommen werden kann. Das Ende wird auf der Trommel in einer Schlinge mit Keil befestigt und zur Entlastung vorher noch

einige Male um die Nabe gewickelt (Abb. 403).

Hanfseile. Wegen der geringen Festigkeit und Lebensdauer kommen Hanfseile nur für sehr kleine Lasten oder da in Frage, wo sie unmittelbar von Hand bewegt werden. Sie werden ebenfalls nach bestimmten Mustern gefertigt. Die Belastung darf bei einem Seildurchmesser d gewählt werden zu

$$\left. \begin{aligned} Q &\leq 60 d^2 && \text{bei } D \geq 7 d \\ Q &\leq 80 d^2 && \text{„ } D \geq 10 d \end{aligned} \right\} \dots (10)$$

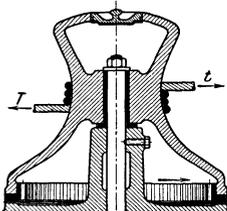


Abb. 404. Spilltrommel.

Die Rollen werden wie bei Drahtseilen ausgeführt, die Trommeln erhalten einen glatten zylindrischen Mantel mit seitlichen Rändern. Häufiger werden Hanfseile auf Spilltrommeln (Abb. 404) verwendet. Das Seil wird auf die meist fliegend angeordnete Trommel in 3 bis 4 Windungen herumgelegt und von Hand ($T > t$) so in Zug gehalten und abgeführt, daß es nicht gleitet. Infolge der geschweiften Form entsteht eine genügende Reibung. Man kann auf diese Weise durch kurze Trommeln beliebig lange Seile einholen (Rangierbetrieb).

Rundeisenketten. Die Glieder werden aus gewalzten Rundeisen (weiches, zähes Schweißisen) gebogen und im Stoß geschweißt. Die Unsicherheit der Schweißnaht verlangt eine Probe auf der Kettenprüfmaschine mit etwa der

$2\frac{1}{4}$ fachen Betriebslast. Verwendet wird meist wegen ihrer großen Biegsamkeit die kurzgliedrige Krankette (Abb. 405 a), während die billigere langgliedrige Kette von $5,5 d$ Gliedlänge (Abb. 405 b) zum Anschlagen von Lasten benutzt wird. Für sehr große Lasten (Ankerketten auf Schiffen) empfiehlt sich die Stegkette mit eingeschweißtem Steg, die etwa 20% mehr trägt. Die Kette kann belastet werden mit

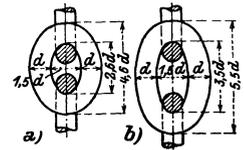


Abb. 405. Rundeisenketten.

$$\left. \begin{aligned} Q &= 2 \frac{\pi}{4} d^3 k_z \\ k_z &= 300 \text{ bis } 600 \text{ kg/qcm} \end{aligned} \right\} \dots (11)$$

k_z ist um so mehr herabzusetzen, je schneller die Kette läuft und je häufiger sie benutzt wird.

Der Aufwicklungsdurchmesser soll sein

$$\left. \begin{aligned} D &\geq 20 d \text{ für Handbetrieb (kleine Geschwindigkeit)} \\ D &\geq 30 d \text{ für Maschinenbetrieb} \end{aligned} \right\} \dots (12)$$

Die Ketten haben im Betriebe einen stoßenden und geräuschvollen Gang. Infolge der ständigen Erschütterungen wird das Material allmählich hart und muß von Zeit zu Zeit ausgeglüht werden, um wieder weich und zähe zu werden, da sonst die Kette bei Stößen abreißt.

Die Kettenrollen und Trommeln erhalten ausgedrehte Rillen nach Abb. 406, am besten halbrund, damit sich die Kette in jeder Lage einlegen kann. Wegen der großen Breitenbeanspruchung der Kette werden die Trommeln sehr lang. Statt dessen können jedoch auch verzahnte Kettenräder — Kettendaumräder (Abb. 407) — verwendet werden, auf denen die Kette

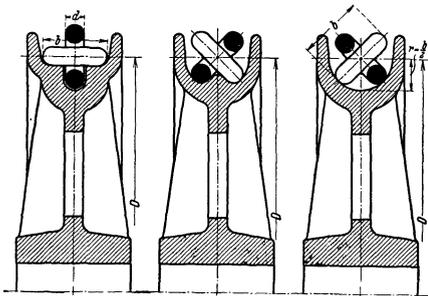


Abb. 406. Kettenrollen.

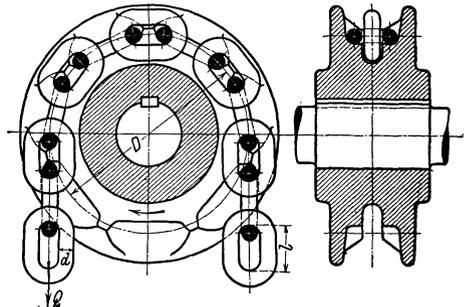


Abb. 407. Kettendaumrad.

einen unmittelbaren Halt findet. Das Kettenende läuft frei ab und wird, damit es nicht hinderlich ist, in einen Kettenkasten aufgefangen. Diese sehr einfache Anordnung verlangt aber Ketten genau gleicher Gliedlänge, sog. kalibrierte Ketten, die auch zur Vermeidung des Längens im Betriebe nur sehr mäßig ($k_z \leq 200$ bis 400) beansprucht werden dürfen.

Gelenkketten (Gall'sche Ketten). Die Kette (Abb. 408) besteht aus Stahlbolzen, auf deren abgedrehten Zapfen mehrere Laschen aufgereiht sind. Sie kann für große Lasten (bis $30 t$) gebaut werden, darf im Betriebe aber nur langsam ($\leq 0,5$ m/sk) laufen und mäßig beansprucht sein, um eine zu große Abnutzung in den Gelenken zu vermeiden. Die Bewegung erfolgt durch ein Kettenzahnrad (Abb. 409), das in der Breite nur wenig Platz braucht und auch im Durchmesser klein wird, also ein kleines Lastmoment ergibt. Ferner bleibt die Last stets in derselben Ebene. Demgegenüber wird aber die Kette schwer und teuer und ist daher nur für kleine Hübe zweckmäßig.

Anwendungsgebiet. Verzahnte Kettenräder mit Gelenkketten oder kalibrierten Gliederketten kommen nur da in Frage, wo Trommeln wegen Platzmangels nicht ausgebildet werden können. Die Ketten dürfen nur langsam

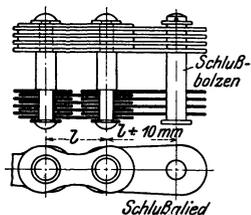


Abb. 408. Gelenkkette.

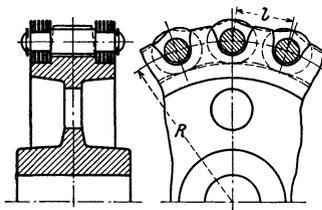


Abb. 409. Kettenzahnrad.

laufen ($< 0,5$ m/sk) und werden schwer und teuer. Bei Lasttrommeln gestatten Rundeisenketten einen etwas kleineren Durchmesser als Drahtseile, sind aber wesentlich schwerer, haben einen geräuschvollen Gang und dürfen nur langsam laufen (≤ 1 m/sk). Drahtseile laufen auch bei großen Geschwindigkeiten stoßfrei und geräuschlos und sind allen andern Zugmitteln da überlegen, wo sie nicht aus den vorstehenden Gründen ausgeschlossen werden müssen. Einen zahlenmäßigen Vergleich der maßgebenden Größen für einen bestimmten Fall ($Q = 1000$ kg) zeigt die nachfolgende Zusammenstellung:

Zahlenbeispiel für $Q = 1000$ kg.

Zugmittel	Seildurchmesser Ketteneisenstärke d mm	Gewicht kg/m	Aufwicklungsdurchmesser D mm
Drahtseil	17	1,10	400
Hanfseil	46	1,50	460
Rundeisenkette	14	4,41	280
Gallsche Kette	—	5,00	105

Rollenzüge. Um die Trommelhalbmesser zu verkleinern und dadurch leichtere Getriebe zu bekommen, hängt man große Lasten zweckmäßig in mehreren Seilsträngen auf. Der einfachste Fall ist die lose Rolle (Abb. 410),

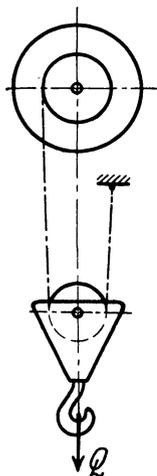


Abb. 410. Seilschlinge.

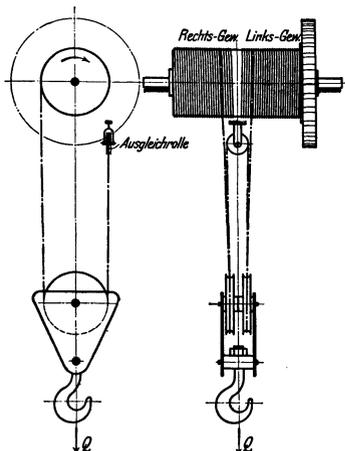


Abb. 411. Doppelte Seilschlinge.

das Seil braucht nur für die halbe Last zuzüglich der Bewegungswiderstände der Rolle (etwa 3% , $\eta = 0,97$) berechnet zu werden, läuft aber mit der doppelten Geschwindigkeit. Es ergeben sich also kleinere Trommelhalbmesser und aus diesem Grunde und wegen der doppelten Geschwindigkeit kleinere Drehzahlen, als bei dem einfachen Seil. Allerdings wird das Seil doppelt so lang als bei der einfachen Anordnung.

In vielen Fällen wird Wert darauf gelegt, daß die Last beim Heben in einer Ebene bleibt und nicht mit dem Seil auf der Trommel wandert. Als dann werden beide Lager der Trommel und

ihre Unterstützungen stets gleichmäßig belastet. Dies ist bei der doppelten Seilschlinge erreichbar, indem man beide Seilenden nach der Mitte zu auf der Trommel aufwickelt (Abb. 411). Hier wird weiter die Seilbelastung auf $\frac{1}{4}$ der Last ermäßigt, die Seilgeschwindigkeit auf das Doppelte erhöht. Bei sehr großen Lasten (über 60 t) können durch Steigerung der Rollenzahl diese Verhältnisse noch weiter günstig beeinflusst werden.

Wirkungsgrad. Bei der Trommel und Rolle sind Seil- bzw. Kettenbiegungs- und Lagerreibungswiderstände zu überwinden, um die der Zug im Seil erhöht werden muß. Man berücksichtigt sie durch den Wirkungsgrad, der ist

$$\eta = 0,95 \text{ bis } 0,97.$$

Ist S der Seilzug vor der Rolle oder Trommel, und $S_1 S_2 \dots$ nach dem Verlassen der ersten, zweiten usw. Rolle, so ist

$$S_1 = \frac{S}{\eta}, \quad S_2 = \frac{S_1}{\eta} = \frac{S}{\eta^2} \text{ usw.} \dots \dots \dots (13)$$

b) Sperrwerke und Bremsen.

Zahngesperre. Durch ein innen oder außen verzahntes Sperrrad mit Sperrklinke (Abb. 412) wird der Drehsinn einer Welle in dem einen, dem Lastniedergang entsprechenden Sinne gesperrt, so daß die Last nach Aufhören der Triebkraft in jeder Lage gesichert ist. Die Sperrklinke muß so angeordnet werden, daß sie durch sein Gewicht oder durch Federbelastung einfallen kann. Um das Klappern beim Lastaufgang zu vermeiden, können Einrichtungen vorgesehen werden, die die Sperrklinke selbsttätig ausheben, aber beim Rückgang wieder einlegen. Geräuschlos arbeitet das

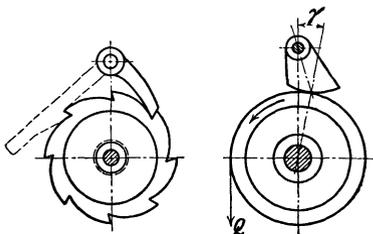


Abb. 412. Zahngesperre.

Abb. 413. Reibungsgesperre.

Reibungsgesperre. Eine auf dem Mantel einer Scheibe schleifende Klinke (Abb. 413)

bewirkt eine Sperrung, wenn der Winkel γ kleiner als der Reibungswinkel ist,

$$\gamma < \varrho; \quad \text{tg } \gamma < \mu \dots \dots \dots (14)$$

Um die Reibung zu vergrößern, wählt man besser einen Keilnuteneingriff und ordnet ferner zur Platzersparnis die Klinken innerhalb des Rades an.

Beim Handantrieb werden die Klinken beim Senken der Last von Hand ausgehoben und umgelegt, bei Maschinenantrieb werden die Sperräder meist in Verbindung mit einer Bremse (s. Sperradbremsen) benutzt.

Bremsen, Allgemeines. Ein flottes Arbeiten der Hebemaschine verlangt in allen Triebwerken (Hub-, Dreh- und Fahrwerk) Bremsen, um die Bewegungen schnell abstoppen zu können (Stoppbremsen). In den Hubwerken haben die Bremsen ferner die Aufgabe, die Last zu halten und mit jeder gewünschten Geschwindigkeit zu senken (Senkbremsen). Die Wirkung besteht darin, daß durch die Bremse ein Moment erzeugt wird, das die vorhandene Bewegungsenergie vernichtet oder beim Lastsenken im Gleichgewicht hält. Das Bremsmoment wird durch Reibung erzeugt. Zweckmäßig setzt man die Bremse auf eine schnell laufende Welle, wo das Drehmoment klein ist. Die meist verwendeten Bremsen sind Klotz- und Bandbremsen.

Klotzbremsen. Gegen den Umfang einer Brems Scheibe wird ein Klotz gedrückt (Abb. 414), dessen Reibungskraft $N\mu$ der Umfangskraft $P = \frac{M_d}{r}$ entgegenwirkt, also

$$N\mu \geq P \dots \dots \dots (15)$$

Der Klotz wird durch einen Hebel bewegt, dessen Verhältnisse sich aus der Momentengleichung ergeben

$$Ka = Nb - N\mu c = P \left(\frac{b}{\mu} - c \right) \dots \dots \dots (16)$$

Bei dem umgekehrten Drehsinn wird das Moment $N\mu c$ positiv, also gilt allgemein

$$Ka = P \left(\frac{b}{\mu} \mp c \right) \dots \dots \dots (17)$$

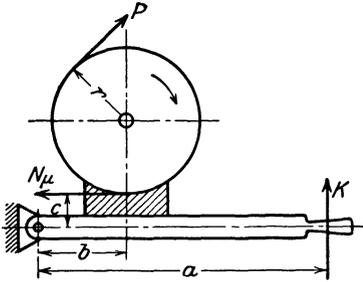


Abb. 414. Einfache Klotzbremse.

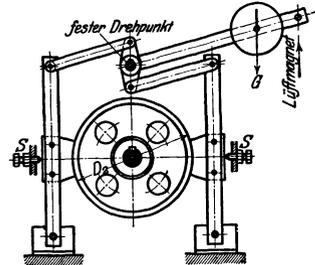


Abb. 415. Doppelklotzbremse.

Mittelwerte der Reibziffer sind für Eisen auf Eisen 0,18 für Holz auf Eisen 0,3; eine fast doppelt so große Reibung läßt sich durch Keilnuteneingriff erzielen. Die Kraft K darf für einen Arbeiter zu 30 kg angesetzt werden. Für größere Bremskräfte werden Doppelklotzbremsen verwendet (Abb. 415), um einseitige Lagerdrücke zu vermeiden. Die Stellschrauben S sollen ein gleichmäßiges Abheben der beiden Klötze bewirken.

Bandbremsen. Um eine Bremscheibe wird ein dünnes biegsames Stahlband geschlungen und durch einen Hebel gespannt. Nach den Gesetzen der Seilreibung entstehen bei einer Scheibenumfangskraft P (Reibung) in dem auf- bzw. ablaufenden Bandende die Spannkraften (Abb. 416)

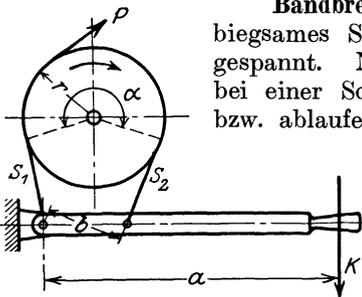


Abb. 416. Bandbremse.

$$S_1 = P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}; S_2 = P \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \dots (18)$$

wenn ist
 $e = 2,718$ die Basis der natürlichen Logarithmen,
 μ die Reibziffer,
 α der umspannte Bogen.

Um die Reibung zu vergrößern, kann man das Band mit Holzklötzen (vgl. Abb. 419) ausfütern. Für gewöhnliche Verhältnisse wird dann

	Stahl auf Gußeisen	Holz auf Gußeisen
α	$1,5 \pi$	$1,5 \pi$
μ	0,18	0,23
$e^{\mu\alpha}$	2,34	3
S_1	$1,75 P$	$1,5 P$
S_2	$0,75 P$	$0,5 P$

Das Bremsband schließt man zweckmäßig so an den Bremshebel an, daß das eine Ende, und zwar des geringer gespannten Bandes (S_2), am Hebeldrehpunkt angreift. Dann wird

$$Ka = S_2 b \dots \dots \dots (19)$$

Für den entgegengesetzten Drehsinn tritt S_1 an Stelle von S_2 , die Wirkung ist also in beiden Fällen verschieden. Soll aber (in Dreh- und Fahrwerken) die Wirkung bei beiden Drehrichtungen gleich sein, so muß man das Band nach Abb. 417 an den Hebel anschließen und die Hebelarme gleich machen; es ist dann

$$K a = (S_1 + S_2) b. . . . (20)$$

Das Bremsband wird der Biegsamkeit wegen 3 bis 4 mm stark gemacht und in der Breite so bestimmt, daß es mit 600 bis 800 kg/qcm beansprucht wird. An den Hebel wird es durch einen besonderen Bremsbandträger angeschlossen.

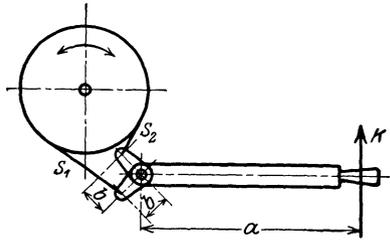


Abb. 417. Bandbremse.

Vergleich zwischen Klotz- und Bandbremse. Die Bandbremse ermöglicht eine größere Berührungsfläche auf der Scheibe und hat daher eine geringere Abnutzung, als die Klotzbremse; sie läßt sich ferner gedrängter und mit größerer Hebelübersetzung bauen. Dagegen ist ihr Hub zum vollständigen Lüften größer als bei den Klotzbremsen. Die doppelten Klotzbremsen sind im Vergleich zu der einfachen Bandbremse für beide Drehrichtungen gleich wirksam und daher für Dreh- und Fahrwerke geeignet; sie rufen ferner keine Lagerdrücke hervor, wie die einseitig ziehenden Bandbremsen.

Sperradbremse. Sperräder und Bremsen kann man so verbinden, daß sie mit einem Hebel bedient werden können. Die Bremsscheibe sitzt lose, das Sperrad fest auf der Welle (Abb. 418) und die Sperrklinke ist am Sperrad gelagert. Solange nun die Bremse durch das Gewicht angezogen ist, kann sich die Bremsscheibe nicht drehen und liegen die Bremsscheibe und der Sperrkegel fest, das Sperrrad wirkt wie gewöhnlich und hindert den Niedergang der Last. Soll die Last gesenkt werden, so ist nur die Bremse zu lüften.

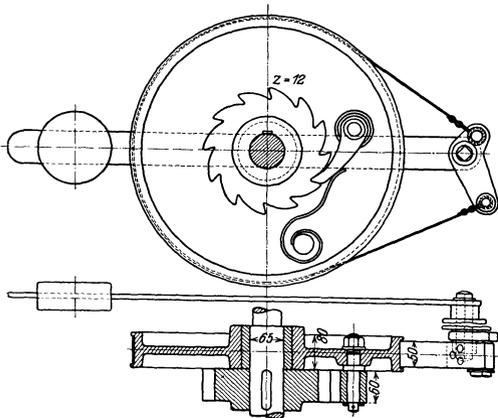


Abb. 418. Sperradbremse.

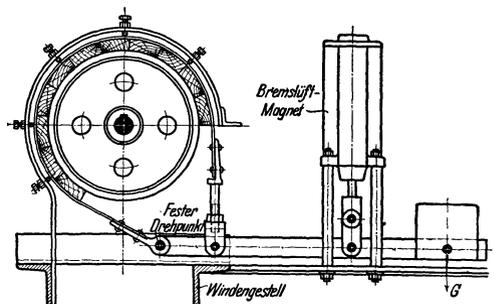


Abb. 419. Magnetbremse.

Magnetbremsen. Die elektrische Betriebsweise ermöglicht es, gewichtsbelastete Bremsen (Abb. 419) als Klotz- oder Bandbremsen zu verwenden, die durch den elektrischen Strom gelüftet werden. Für Gleichstrom kommen Bremslüftmagnete, die durch den Strom erregt werden (Abb. 419), bei Wechselstrom Bremslüftmotoren in Betracht, deren Anker bis zu einem federnden Anschlag sich dreht und dann unter Strom stehen bleibt. Durch diese Bewegungen wird der Bremshebel mit seinem Gewicht angehoben. Beide

Vorrichtungen werden durch den Anlasser des Motors gleichzeitig mit diesem unter Strom gesetzt und wieder ausgeschaltet. Als Stoppbremse ist diese Anordnung ohne weiteres auch für Fernsteuerung verwendbar, in Hubwerken muß sie zum Senken der Last von Hand gelüftet werden, also aus der Nähe bedient werden können.

3. Triebwerke.

Allgemeines. Die Bewegung der Lastwelle (Trommelwelle, Laufachse, Drehsäule) erfordert große Drehmomente, aber kleine Geschwindigkeiten. Ihr unmittelbarer Antrieb würde große und schwere Antriebsmaschinen notwendig machen. Zweckmäßiger ist es, schnell laufende Motoren mit kleinen Drehmomenten zu verwenden und durch Übersetzungen die Geschwindigkeiten bzw. Drehmomente zu ändern. Als Übersetzungsmittel kommen fast nur Zahnräder in Betracht, denn Riemen-, Seil- oder Kettentriebe sind zu sperrig und unsicher.

Die Antriebsarbeit muß nicht nur die Arbeit an der Lastwelle, sondern auch noch die Eigenarbeit der Getriebe decken, also um die Verluste größer sein, so daß nur ein Teil η der Antriebsarbeit N_a für die Nutzarbeit N_n zur Verfügung bleibt

$$\eta N_a = N_n \dots \dots \dots (21)$$

Der Gesamtwirkungsgrad η ist das Produkt aus den Einzelwirkungsgraden der Getriebe

$$\eta = \eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots$$

Für die Einzelwirkungsgrade kann gerechnet werden für

- Seil- und Kettenrollen und Trommeln 0,95 bis 0,96,
- Stirnräder mit rohen Zähnen 0,92, mit bearbeiteten Zähnen 0,95,
- Schneckentriebe, bei bester Ausführung (Schnecke aus Stahl, Radkranz aus Phosphorbronze, Kugellager, Ölkasten (vgl. S. 33), eingängig 0,6, zweigängig 0,75, dreigängig 0,8, genauer vgl. Gl. 62, S. 32).

Beim Anlaufen des Getriebes ist eine größere Triebkraft nötig als im Beharrungszustand, denn es müssen die Massen von 0 auf die Geschwindigkeit v gebracht, also beschleunigt werden. Bei den kurzhubigen Bewegungen soll die Anlaufzeit kurz sein ($t_a = 2$ bis 4 s). Die Anfahrbeschleunigung ist im Moment des Anziehens am größten; nimmt man sie als gleichmäßig abfallend an, was für Gleichstrom-Hauptstrommotoren annähernd zutrifft, so wächst die Geschwindigkeit ($p \cdot dt$) nach der Parabel an (Abb. 420) und es ist die Beschleunigung beim Anziehen

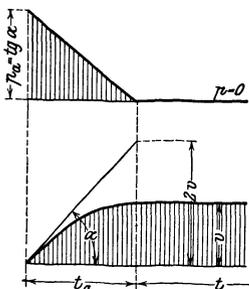


Abb. 420. Anfahr-diagramm.

$$p_a = \text{tg } \alpha = \frac{2v}{t_a} \dots \dots \dots (22)$$

Die Beschleunigungskraft ist

$$Q_p = M p_a = \frac{Q}{g} p_a \dots \dots \dots (23)$$

In Hubwerken ist dieser Betrag verhältnismäßig klein, z. B. für

$$Q = 1000, v = 1, t_a = 2: Q_p = \frac{1000}{9,81} \cdot 1 = 102 \text{ kg} = \sim 0,1 Q.$$

In Fahrwerken sind häufig die in Bewegung zu setzenden Massen groß und es kann die Beschleunigungskraft sogar größer werden als der Fahrwiderstand ist, so daß an den Motor und die Getriebe während des Anlaufens wesentlich höhere Anforderungen gestellt werden als im Beharrungszustand.

Handantrieb. Die Antriebswelle wird in der Regel durch Handkurbeln (Abb. 421) gedreht, die an beiden Enden der Welle angebracht werden können. Die übliche Länge des Kurbelarms ist $a = 400$ mm, die Grifflänge $l = 300$ für einen und 500 mm für zwei Mann. Die Kurbelkraft pfllegt man für jeden Mann zu $K = 15$, vorübergehend zu 20 kg anzusetzen; hierbei ist eine Geschwindigkeit im Kurbelkreis von 0,5 bis 1 m/s erreichbar. Für die Anwendung der Handkurbel ist Voraussetzung, daß die Welle etwa 1 m über Fußboden liegt.

Um hochliegende Wellen von unten anzutreiben, verwendet man Haspelräder. Meist wird als Rad eine Kettenruß (vgl. S. 209) von 300 bis 800 mm Durchmesser gewählt, über das eine lang herunterhängende endlose Kette von 5 bis 10 mm Gliedstärke gelegt wird. Die Zugkraft kann für einen Mann zu 10 bis 30 kg angesetzt werden.

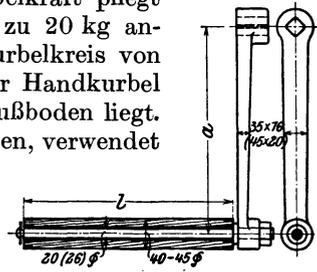


Abb. 421. Handkurbel.

Das Kraftmoment Ka muß das Lastmoment QR überwinden. Da beide meist nicht gleich sind, müssen Übersetzungen zwischengeschaltet werden, deren Größe das Verhältnis beider Momente ist, und zwar unter Berücksichtigung des Wirkungsgrads

$$\varphi = \frac{\eta K a}{Q R} \dots \dots \dots (24)$$

Maschinenantrieb. Hier bestimmt man die Übersetzung am einfachsten aus dem Verhältnis der Drehzahl der Lastwelle (n_l) zu der der Motorwelle (n_m)

$$\varphi = \frac{n_l}{n_m} \dots \dots \dots (25)$$

Die üblichen Drehzahlen von Elektromotoren sind aus Abb. 422 und 423 zu entnehmen, für Dampfmaschinen wählt man $n_m \leq 250$, für Benzinmotoren $n_m \leq 350$. Schnell laufende Motoren sind leichter und billiger als langsam laufende, erfordern aber größere Übersetzungen.

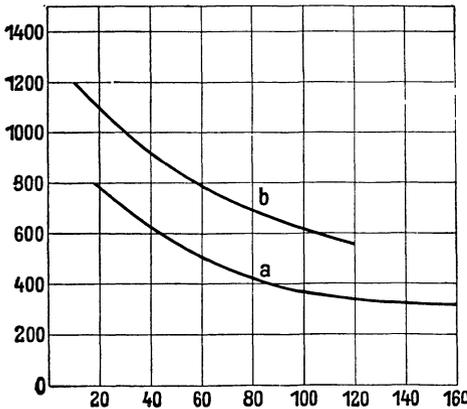


Abb. 422. Drehzahlen von Gleichstrommotoren.

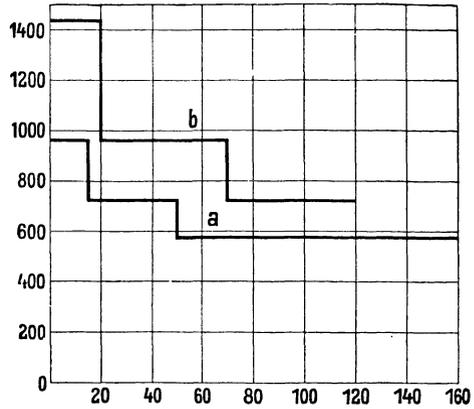


Abb. 423. Drehzahl von Drehstrommotoren.

a langsamlaufend, b schnelllaufend.

Hubwerk. Aus der Größe der Last und der Art der Aufhängung (ob an einem oder mehreren Strängen hängend) ist das Seil zu berechnen und hieraus der Trommelhalbmesser zu bestimmen. Dann liegt das Drehmoment an der Lastwelle fest. Für Handantrieb folgt die Größe der Übersetzung aus Gl. 24.

Für Maschinenantrieb ist zunächst die Motorleistung zu ermitteln aus

$$N_m = \frac{1}{\eta} \frac{Qv}{75} \text{ PS, (26)}$$

wenn v die Hubgeschwindigkeit der Last in m/s und η den zunächst zu schätzenden Gesamtwirkungsgrad zwischen Last und Motorwelle (S. 214) bedeutet. Einen Anhalt für die Wahl der Hubgeschwindigkeit geben die folgenden Werte:

Last Q (kg)	500—1500	1500—3000	3000—10000	> 10000
kurze Hübe v (m/s) . . .	0,5	0,3	0,1	0,1—0,05
lange " . . .	1—1,5	0,75	0,3—0,5	0,2

Aus der nunmehr anzunehmenden Drehzahl des Motors (Abb. 422 und 423) folgt die Übersetzung nach Gl. 25.

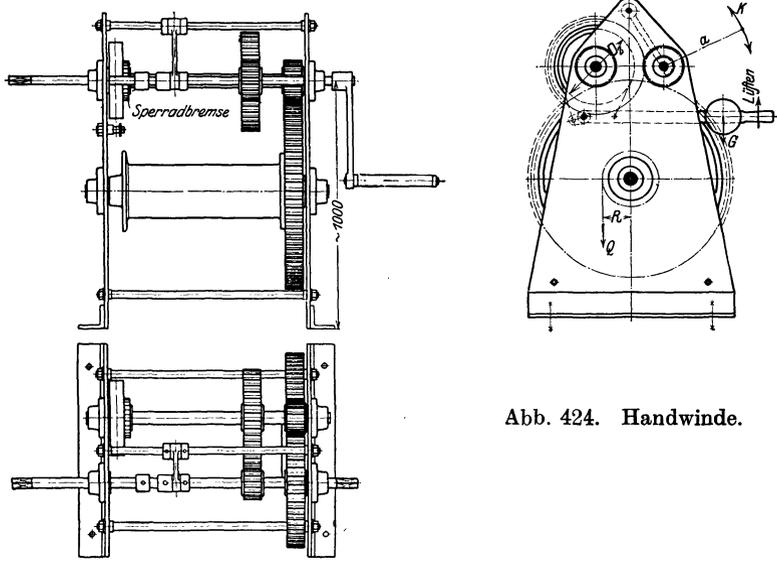


Abb. 424. Handwinde.

Handwinden (Abb. 424) erhalten in der Regel Stirnräderantrieb, deren Einzelübersetzung 1:7 nicht überschreiten soll. Die Wellen werden in schmiedeeisernen (seltener gußeisernen) Böcken gelagert. Die Kurbelwelle soll ausschiebbar sein, damit durch axiale Verschiebung das Zahnrad außer Eingriff kommt und die Kurbeln beim Lastsenken nicht herumschlagen.

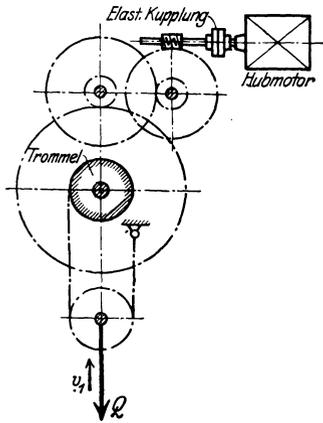


Abb. 425. Schema einer Motorwinde.

Motorwinden brauchen häufig, namentlich bei langsam gehenden schweren Lasten große Übersetzungen, von denen eine als Schneckentrieb ausgeführt wird (Abb. 425). Die Bremse ist tunlichst auf eine schnellaufende Welle zu setzen, um wegen der kleinen Drehmomente leichte Ausführungen zu bekommen.

Fahrwerk. Zum Fahren genügt es, eine Achse mit 2 gegenüberliegenden Rädern anzutreiben. Zur Ermittlung des Fahrwiderstandes denkt man sich das ganze zu verschiebende Gewicht (d. i. Nutzlast und Eigengewicht) auf ein Rad vereinigt.

Die Widerstände sind Rollwiderstand am Umfang des Laufrades und gleitende Reibung am Zapfen (Abb. 426). Der Fahrwiderstand ist im Beharrungszustande

$$W_r = \frac{Q + G_1}{R} \left(f + \mu \frac{d}{2} \right), \dots (27)$$

wobei ist

- R der Halbmesser des Rades in cm,
- $f = 0,05 - 0,1$ der Hebelarm der rollenden Reibung in cm,
- $\mu \leq 0,1$ die Reibziffer des Zapfens.

Die Leistung des Fahrmotors ist

$$N_m = \frac{W_r v_s}{\eta \cdot 75} \text{ PS.} \dots (28)$$

Aus der Drehzahl der Fahrachse

$$n = \frac{60 v_s}{2 \pi R} \quad (v_s \text{ in m/s, } R \text{ in m})$$

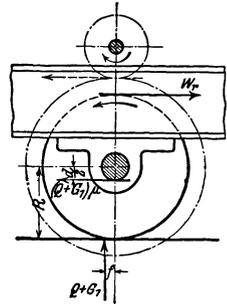


Abb. 426. Fahrwerk.

und der Drehzahl des Motors folgt die Übersetzung nach Gl. 25.

Drehwerk. Drehbare Ausleger (Drehkrane) werden in der Regel so gedreht, daß eine stehende, am drehbaren Teil gelagerte Welle mit Ritzel in einen festen Zahnkranz mit Innen- oder Außenverzahnung eingreift. Die Drehwiderstände oder Momente ergeben sich aus den Stützdrücken und der Ausbildung der Lager, die weiter unten bei den Drehkränen behandelt werden.

4. Drehkrane.

Lagerung des drehbaren Teils. Zu unterscheiden sind:

1. Säulenkran, und zwar
 - a) mit drehbarer Säule,
 - b) mit fester Säule,
2. Drehscheibenkrane.

Bei den Säulenkranen (Abb. 427) werden die Vertikalkräfte $V = Q + G$, d. i. Nutzlast und Eigengewicht durch einen Stützzapfen und die durch diese Kräfte hervorgerufenen Kippmomente durch horizontale Lagerdrücke H aufgenommen, die sich ergeben aus der Momentengleichung

$$Hh = Qa + Gb \dots (29)$$

Krane mit drehbaren Säulen lagert man am einfachsten in Endzapfen (Abb. 427), das obere Lager kann an einem vorhandenen Bauwerk (Wand oder Decke) befestigt werden oder muß ein besonderes dreieckförmiges Stützgerüst erhalten. In beiden Fällen ist eine volle Drehung des Auslegers ausgeschlossen, wenn nicht ein Deckenlager möglich ist und der Ausleger so niedrig gehalten werden kann, daß er unter der Decke bleibt.

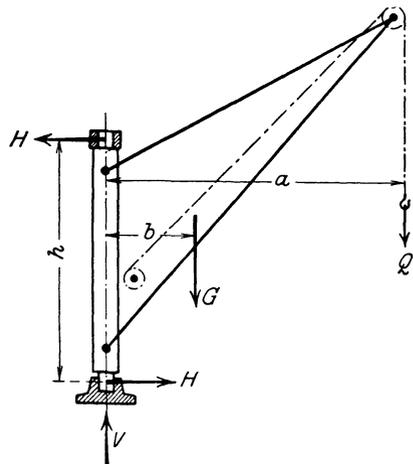


Abb. 427. Schema eines Krans mit Endzapfen.

Der Vorteil dieses Systems ist das geringe Gewicht des Auslegers (kleine Beschleunigungswiderstände) und die leichte Drehbarkeit, da nur Reibungswiderstände an den verhältnismäßig dünnen Zapfen zu überwinden sind, dagegen ist der Drehkreis durch das Stützgerüst beschränkt.

Um solche Krane im vollen Kreise drehen zu können, muß der Ausleger über dem oberen Lager und dem zugehörigen Stützgerüst liegen. Früher

baute man solche Ausleger als gekrümmte Blechbalken mit Kastenquerschnitt und legte beide Lager unter Flur (Fairbairn-Kran, Abb. 428); diese Bauart ist jedoch wegen der hohen Kosten und der schwierigen Entwässerung der tiefen Fundamentgrube verlassen. Jetzt baut man den ganzen Kran über Flur auf und bildet das Stützgerüst in Fachwerk aus (Abb. 429). Das obere

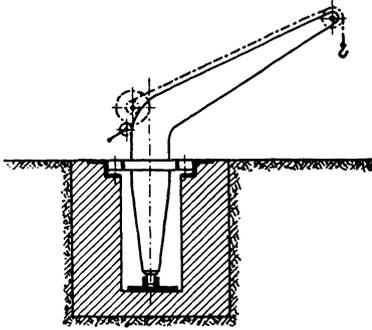


Abb. 428. Fairbairn-Kran.

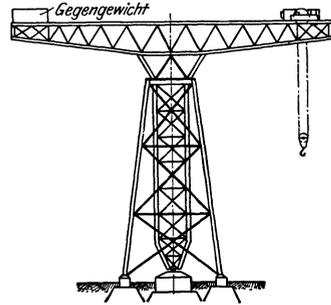


Abb. 429. Kran mit drehbarer Säule.

Halslager muß wegen des großen Biegemoments der Drehsäule einen großen Durchmesser erhalten und würde als Gleitlager viel Reibung verursachen; man wendet deshalb zur Abstützung Druckrollen an, die wegen der rollenden Reibung einen leichteren Gang haben. Der Ausleger wird zweiarmig ausgebildet und mit Gegengewichten versehen, um das Stützgerüst gegen Biegung zu entlasten. Krane dieser Art sind auch für sehr große Kranmomente vorteilhaft.

Krane mit fester Säule sind das Umgekehrte der früheren Anordnung. Das Stützgerüst ist eine feste Säule, über die der dreh-

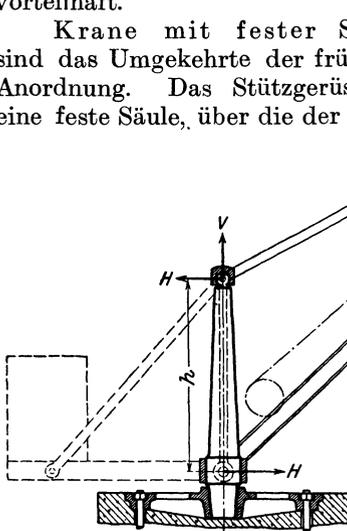


Abb. 430. Drehkran mit fester Säule.

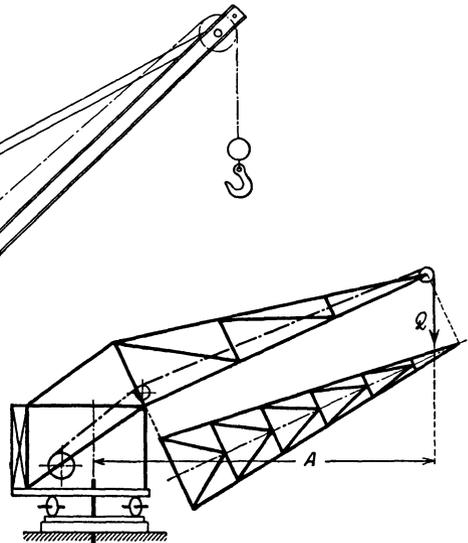


Abb. 431. Drehscheibenkran.

bare Teil gestülpt ist (Abb. 430). Der Vertikaldruck wird auf der Spitze der Säule, der Horizontal schub oben und unten aufgenommen. Auch hier werden wegen der großen Abmessungen des unteren Lagers meist Stützrollen verwendet. Leichte Krane erhalten volle Stahlsäulen, schwere solche aus Fachwerk. Zur Entlastung der Säule lassen sich Gegengewichte leicht anbringen, dagegen wird der Ausleger sperriger als früher und läßt der Last weniger Raum.

Bei den Drehscheibenkränen (Abb. 431) erfolgt die Abstützung auf einer Kreisschiene von solchem Durchmesser, daß das Kippmoment des Auslegers durch vertikale Drücke aufgenommen werden kann. Die Bedingung hierfür ist, daß die Mittelkraft aus Last und Eigengewicht innerhalb der Stützpunkte liegt. Hierzu sind meist Gegengewichte nötig, wenn nicht die Hubwinde weit genug nach außen gelegt werden kann. Bei leichten Kränen erfolgt die Abstützung durch 2 Laufrollen vorn und 1 oder 2 hinten, deren Lager an dem drehbaren Oberteil befestigt sind. Zur Zentrierung und zur Sicherheit gegen Abheben ist ein Mittelzapfen nötig. Bei schweren Kränen genügen einzelne Rollen nicht mehr, man ordnet einen Rollenkranz an, dessen Rollen aber nicht in ihren Zapfen, sondern auf ihren Laufflächen oben und unten tragen, also zwischen einem unteren festen und einem oberen drehbaren Laufkranz rollen. Durch einen leichten Rahmen werden die Rollen geführt und zentriert. Diese Anordnung ist teurer als Laufrollen, gibt aber eine gleichmäßigere Druckverteilung und einen leichteren Gang, da nur noch rollende Reibung auftritt. Der Vorteil der Drehscheibenkrane liegt in der großen freien Plattform, auf der sich die Maschinen mit Steuervorrichtungen bequem und übersichtlich unterbringen lassen.

Veränderung der Ausladung. Um das Arbeitsgebiet zu vergrößern, ist es vorteilhaft, die Ausladung veränderlich zu machen. Dies kann erreicht werden

a) durch einziehbare Ausleger (Abb. 432), bei denen die Schließe durch ein Seil oder Spindel ersetzt ist, das durch eine Winde eingeholt werden kann,

b) durch Ausleger mit wagerechter Laufbahn, auf der eine Laufkatze oder Laufwinde mit der Last fährt (Abb. 429).

Die letzte Anordnung ermöglicht eine genaue wagerechte Verschiebung der Last, erfordert aber schwere biegesteife Ausleger.

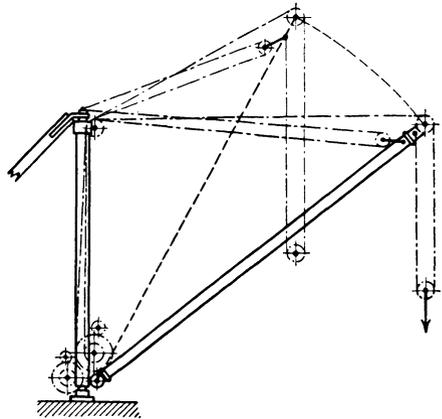


Abb. 432. Kran mit einziehbarem Ausleger.

Fahrbare Drehkrane. Wenn die Fahrbarkeit nur einen gelegentlichen Wechsel der Arbeitsstelle bezweckt, so wird das Fahrwerk meist von Hand angetrieben oder die Verschiebung durch Spills oder Lokomotiven bewirkt. Zur Erhöhung der Kippsicherheit werden vielfach Schraubenstützen bei der Arbeit untergesetzt, die die Achsen entlasten und die Stützpunkteweite vergrößern. Schienenzangen sind wegen der geringen Festigkeit des Gleises kein zuverlässiges Mittel gegen Kippen. Krane, die mit der Last fahren, erhalten einen motorischen Fahrtrieb für eine Geschwindigkeit bis 2 m/s. Um ein Ecken zu vermeiden, sind stets 2 gegenüberliegende Laufrollen gemeinsam anzutreiben.

Ausführungen von Drehkränen.

Krane für Hochbauten. Der Pfosten-Schwenkkran (Abb. 433) ist ein Kran mit Endzapfen, dessen Lager an einem Gerüstpfosten befestigt werden. Die Hubwinde steht unten, das Drehen erfolgt von Hand. Durch die Festigkeit des Pfostens ist das System auf kleine Lasten (bis 2 t) und Ausladungen (1,5 m) beschränkt.

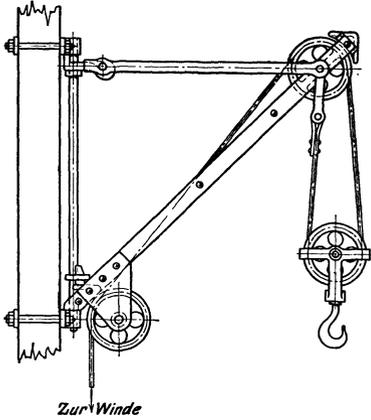


Abb. 433. Pfosten-Schwenkkran.

Für größere Kranmomente kommen Turmkranne (Abb. 434) in Betracht. Der Ausleger hat eine drehbare Kransäule, die in einem fahrbaren Untergestell gelagert ist. Die Kippsicherheit verlangt Ballastgewichte und eine große Spurweite (2,8 m). Der Ausleger ist einziehbar, die größte Ausladung beträgt meist 9 m und gestattet eine Last von 1,5 t. Bei kleineren Ausladungen darf die Last entsprechend größer sein. Der Antrieb erfolgt elektrisch für Heben, Drehen und Fahren.

Sehr wenig Platz für die Aufstellung braucht der Mastenkrane von Voß & Wolter (Abb. 435). Er fährt einspurig auf einer Laufrolle *a* und stützt sich in etwa 10 m Höhe auf ein besonderes Gerüst.

An dem oberen wagerechten Gerüstträger *b* ist er gegen Kippen in der Querrichtung durch Druckrollen gesichert und in der Längsrichtung durch ein Drahtseil *c* und *d* gehalten, das an den Enden des Gerüsts festgemacht und über Rollen des Kranes so geführt ist, daß dieser in dem Seil verschoben werden kann. Der Ausleger dreht sich in Endzapfen, das obere Lager ruht in einem dreieckförmigen Bock.

Drehkrane auf Tiefbauten und Lagerplätzen. Hier kommt hauptsächlich der fahrbare Drehkrane zur Anwendung, der sich unmittelbar auf einem niedrigen Fahrgestell aufbaut. An Stellen, wo so wie so viel Handarbeit zu leisten ist und der Krane nur selten benutzt wird, wird er von Hand angetrieben. Solche Krane haben eine feststehende Säule, um die sich der Ausleger mit Gegengewicht dreht. Zur Kippsicherheit, namentlich bei kleiner Spur, sind Schraubenstützen bei der Arbeit nötig. Häufiger benutzte Krane werden durch Dampf angetrieben und als Drehscheibenkrane gebaut (Abb. 436), um auf der großen Plattform die Maschinen bequem unterbringen zu können. Hier werden alle Bewegungen, auch das Fahren, von der Dampfmaschine abgeleitet.

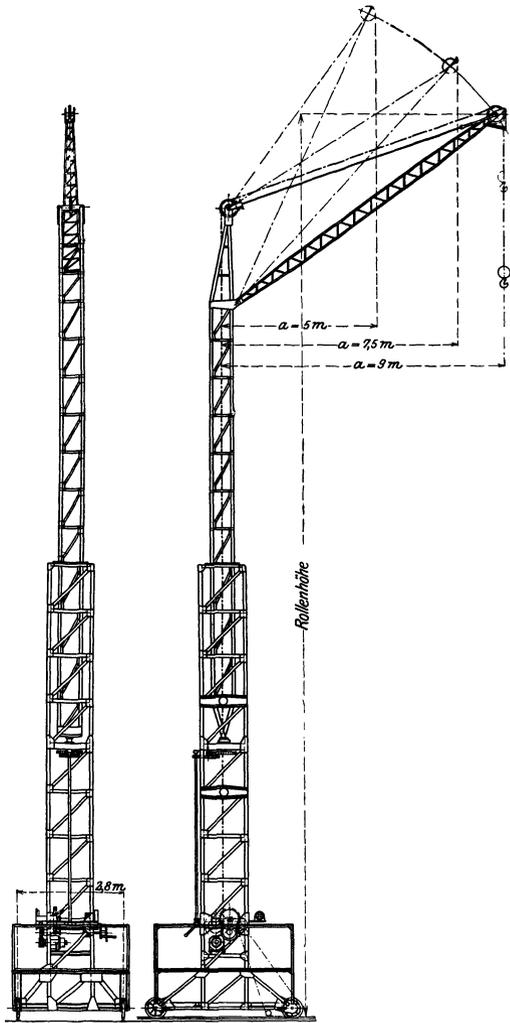


Abb. 434. Turmkran.

Solche Krane müssen auch mit der Last fahren können und ohne Stützen kippsticher sein; die Spurweite muß daher entsprechend groß (über 2 m) sein.

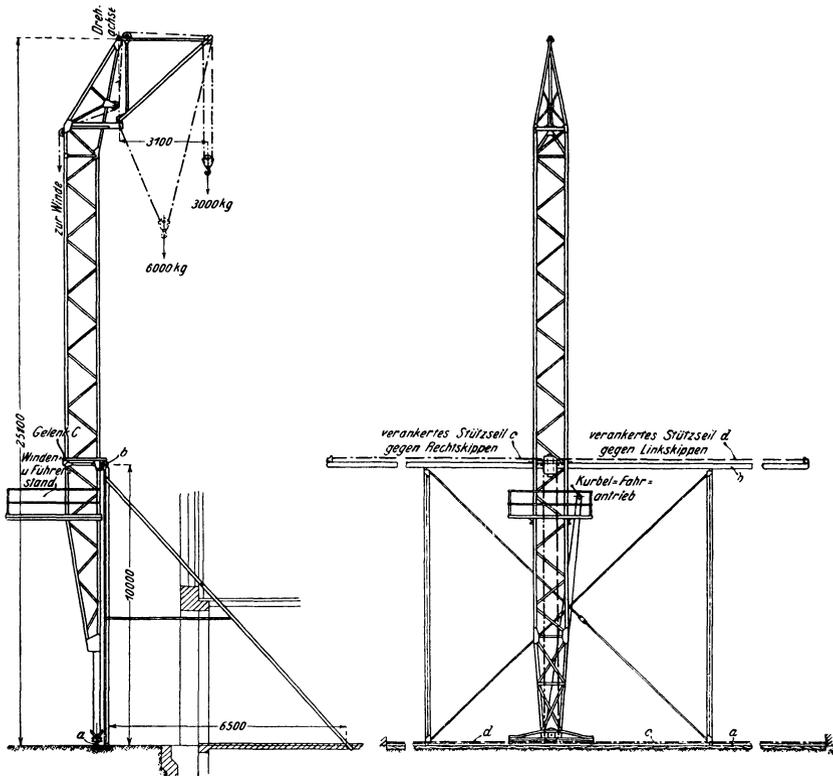


Abb. 435. Mastenkrane.

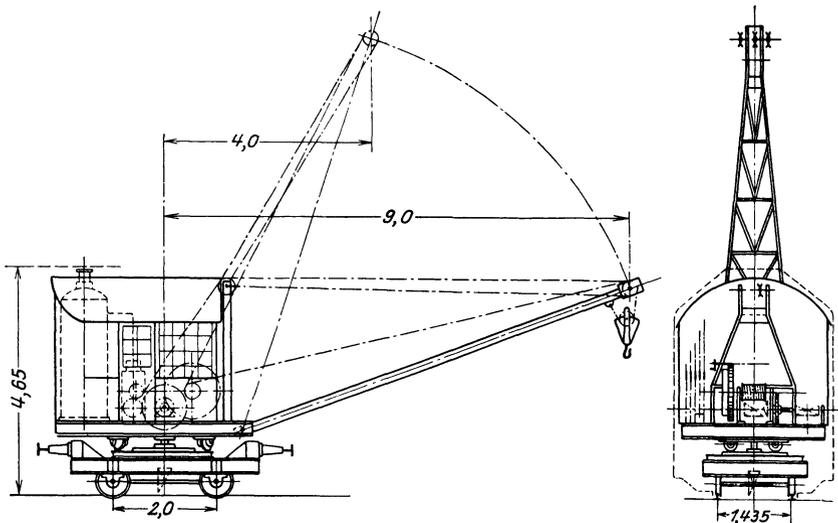


Abb. 436. Fahrbarer Drehkrane der Maschinenbau-A.G. Tiegler.

Feste Drehkrane müssen leicht aufzustellen und billig sein. In Frage kommen Konstruktionen nach Abb. 432 S. 219 mit langen einziehbaren Auslegern. Um sie ganz im Kreise drehen zu können, wird das obere Lager

durch Drahtseile verspannt, wie für eine besonders große Ausführung Abb. 437 zeigt¹⁾. Die Drehsäule *a* wird durch Seile *b* und *b*₁ gehalten; der Ausleger *c* ist durch die Seile *d* und die Winde *e* einziehbar, zum Heben dient die Winde *g* mit dem Hubseil *f*.

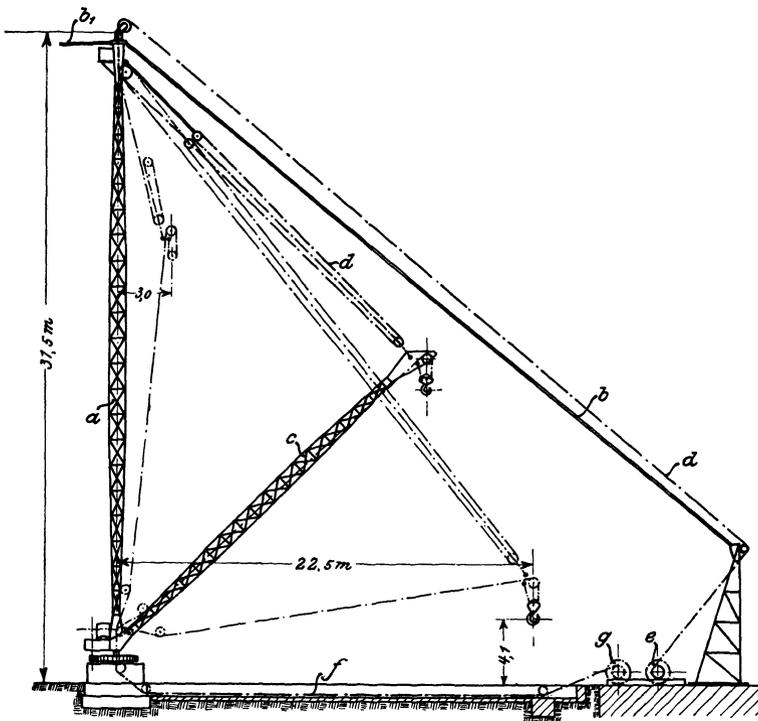


Abb. 437. Drehkran mit einziehbarem Ausleger.

Drehkrane in Häfen. Der gewöhnliche Stückgutverkehr wird durch Drehkrane ausgeführt, die auf einem die Ladestraße überbrückenden Voll- oder Halbportal stehen. Die Tragkraft beträgt für leichte Krane 1,5 bis 3 t, die Ausladung in Seehäfen bis 14 m; für selten vorkommende größere Lasten sind einzelne schwere Krane nötig. Die für den Massenverkehr bestimmten Krane müssen fahrbar sein, um sie zu mehreren am Schiff vorteilhaft aufstellen zu können. Zum Fahren genügt in Seehäfen der Handantrieb, in Flußhäfen ist maschineller Antrieb nötig, da der Kran während der Arbeit fahren muß, um das wenig steife Schiff gleichmäßig be- und entladen zu können. In neueren Anlagen werden die Hafenkraner elektrisch angetrieben, für leichte Krane mit Hubgeschwindigkeiten bis 1 m/s und Drehgeschwindigkeit im Hakenkreis gemessen von 2 m/s.

Vor der Einführung des elektrischen Betriebs (1900) sind in vielen Häfen solche Uferkrane für hydraulischen Betrieb eingerichtet. Das Druckwasser von etwa 50 at wird in einer Zentralen erzeugt und durch eine Rohrleitung verteilt. Die einzelnen Krane werden durch eine Gelenkrohrverbindung an Hydranten angeschlossen. Die vorherrschende Kranform zeigt Abb. 438 für einen Halbportalkran. Der Ausleger dreht sich in Endzapfen, deren oberes Lager durch hintere Streben getragen wird. Auf dem Rücken trägt er die Hubzylinder, deren Kolbenbewegung durch einen mehrfachen

¹⁾ Z. d. V. d. I., 1906, S. 1462.

Rollenzug auf den Lasthaken übertragen wird. Zum Drehen dienen ebenfalls hydraulische Zylinder, deren Ketten an einer Scheibe des Auslegers angreifen. Die hydraulische Betriebsart hat sich für solche Krane durchaus bewährt. Wenn sie trotzdem bei Neuanlagen

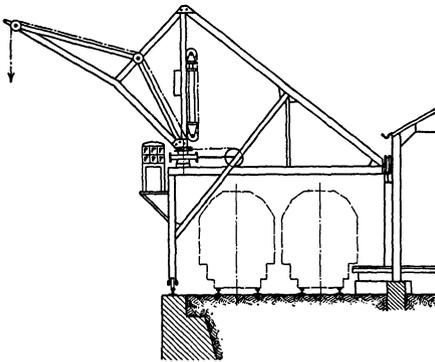


Abb. 438. Hydraulischer Uferkran.

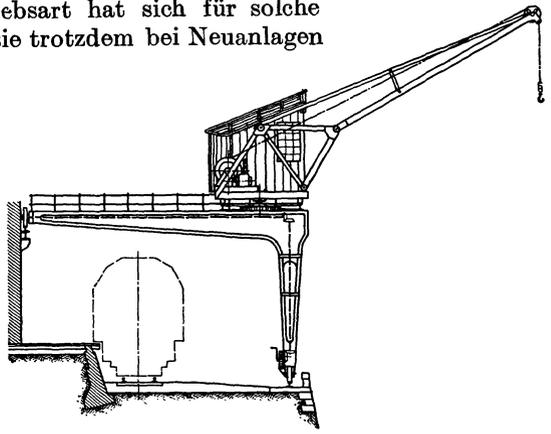


Abb. 439. Elektrischer Uferkran.

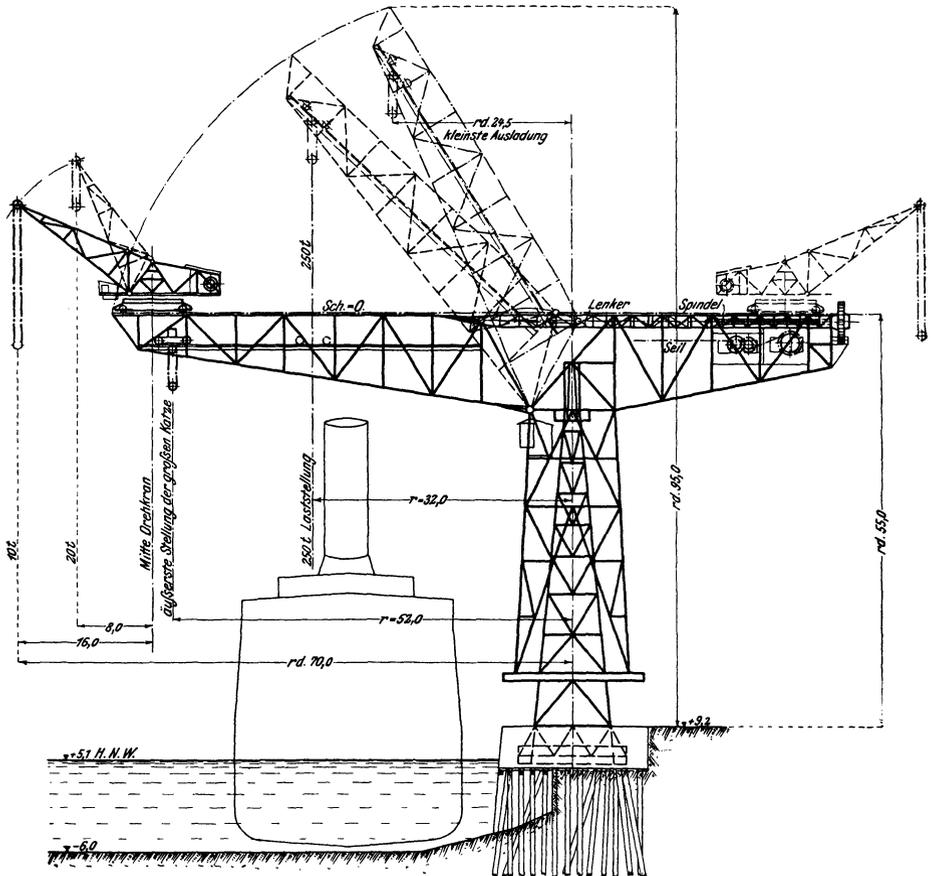


Abb. 440. Hammer-Wippkran.

durch den elektrischen Betrieb verdrängt ist, so liegt das weniger an seiner technischen und wirtschaftlichen Überlegenheit, als daran, daß für sonstige

neuzeitliche Massenförderanlagen nur der elektrische Antrieb in Frage kommt und dann auch einheitlich durchgeführt werden muß.

Elektrisch betriebene Uferkrane werden stets als Drehscheibenkrane (Abb. 439) gebaut. Die Stromzuführung erfolgt durch Steckdosen und bewegliche Kabel. Krane, die sich nicht auf einer Seite auf ein Gebäude stützen können, erhalten volle Portale. Um lange Ausleger nicht durch die Schiffsmasten zu behindern, werden sie in ihrem vorderen Teil durch Schraubenspindeln einziehbar gemacht, um die Ausladung zu verkürzen.

Für sehr große Lasten hat sich der Hammerkran eingebürgert. Er hat (vgl. Abb. 429) einen wagerechten Ausleger mit Laufwinde für veränderliche Ausladung. Der Hammerstiel oder die drehbare Säule steht in einem gitterförmigen Stützgerüst. Solche Krane erhalten in der Regel noch ein besonderes Hubwerk für leichte Lasten mit entsprechend größeren Arbeitsgeschwindigkeiten.

Der größte Kran der Welt trägt 250 t und steht auf der Werft von Blohm & Voß in Hamburg (Abb. 440)¹⁾. Er stützt sich auf eine feste Säule und ist gleichzeitig Hammer- und Wippkran, so daß sowohl die Ausladung als auch die Hubhöhe verändert werden kann. Um weiter das Arbeitsgebiet zu vergrößern, ist auf dem wagerechten Ausleger noch ein Drehkran von 20 t Tragkraft fahrbar angeordnet, der wiederum mit Wippausleger ausgestattet ist und bei einer Last von 10 t eine gesamte Auslegerweite von 70 m ermöglicht.

5. Laufkrane.

Allgemeines. Die Laufkrane finden hauptsächlich in Innenräumen (Werkstätten und Maschinenhallen) Anwendung. Sie bewegen sich auf einer hochliegenden, von der Gebäudekonstruktion getragenen Fahrbahn, beanspruchen daher keine Grundfläche (Abb. 441). Auf den Kranträgern ruht eine fahrbare Winde, so daß durch Querfahren (Winde) und Längsfahren (Kran) der ganze Raum unter der Fahrbahn bestrichen werden kann. In Werkstätten dienen sie hauptsächlich dem Werkstücktransport; in neueren Lokomotivwerkstätten werden sie bereits an Stelle der Schiebebühnen zum Umsetzen der Lokomotiven (bis 80 t) benutzt²⁾. Solche Krane erhalten eine große Fahrgeschwindigkeit, für Längsfahren etwa 2 m/s, für Querfahren 0,5 m/s und elektrischer Einzelantrieb. Nur bei kleinen Lasten und sehr geringer Benutzung kommt noch der Handantrieb in Frage, der zweckmäßig durch Zugketten von unten erfolgt.

Kranträger. Außer der Biegungsbeanspruchung durch die senkrecht gerichtete Lastwirkung werden bei schnell fahrenden Kranen die Hauptträger auch im wagerechten Sinne durch den Massendruck beim Bremsen auf Biegung beansprucht; sie müssen also auch in dieser Richtung biegungssteif sein. Bei kleinen Biegemomenten können breitflanschtige I-Träger genügen, bei größeren Ausführungen werden genietete Blech- oder Gitterträger verwendet (Abb. 442). Die Fahrbahn der Laufwinde kann am Ober- oder Untergurt liegen. Im letzteren Falle werden die Träger zwar exzentrisch belastet und die Hubhöhe verringert, aber sie lassen sich über der Laufwinde durch Versteifungen verbinden. Bei oben liegender Fahrbahn muß die Seitensteifigkeit durch einen parallelen leichten Hilfsträger erreicht werden, der mit den Hauptträgern einen kräftigen Horizontalverband erhält (Abb. 441). Die Laufrollen ruhen in Querträgern, die unten oder vor Kopf der Haupt-

¹⁾ Z. d. V. d. I., 1912, S. 807.

²⁾ Z. d. V. d. I., 1921, S. 574.

träger liegen. Zum Fahren werden 2 gegenüberliegende Rollen durch eine Vorgelegewelle gekuppelt (Abb. 441); diese Welle wird in der Mitte des Kranträgers von einem Elektromotor angetrieben.

Laufwinde. Die Last muß sich genau in einer Ebene heben lassen, um in etwaigen Führungen nicht zu ecken. Sie ist daher in einer zwei- oder mehrfachen Seilschlinge gemäß Abb. 411 S. 210 aufzuhängen. Die Lastwelle

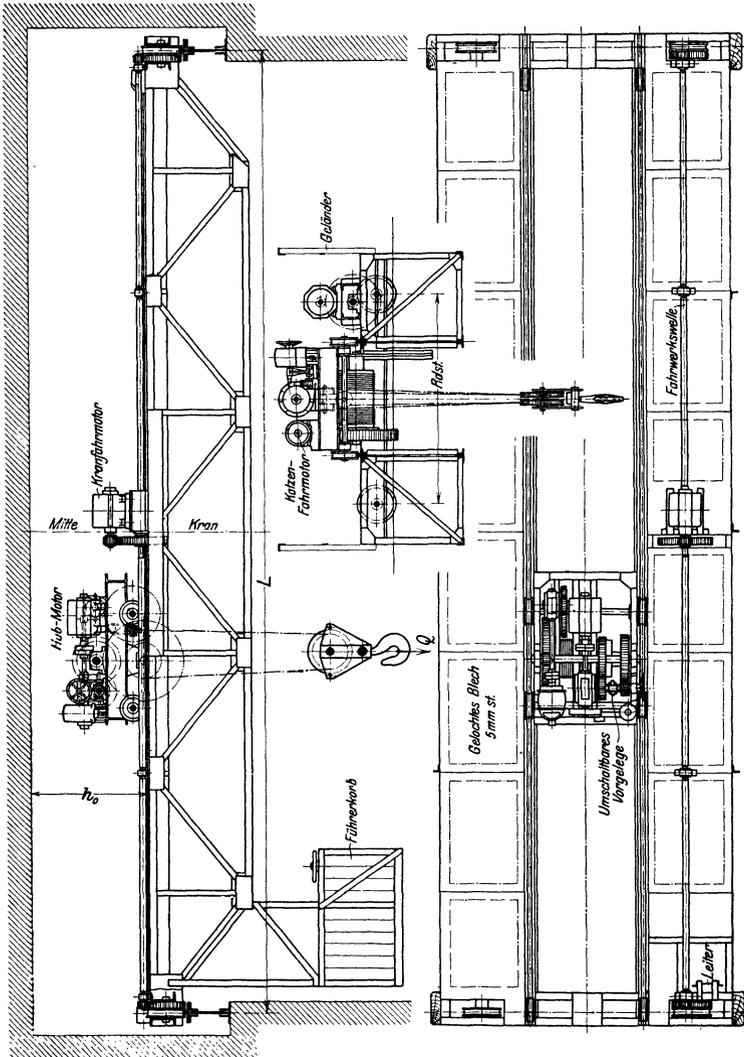


Abb. 441. Laufkran.

wird meist durch eine Stirnrad- und Schneckenradübersetzung angetrieben. Bei großen Lasten wird vielfach noch ein Hilfswindwerk für leichte Lasten und größere Hubgeschwindigkeiten vorgesehen. Das Fahrwerk erhält stets einen besonderen Motor, der durch Schnecke und Stirnräder eine Laufachse antreibt.

Steuerung. Der Kranführer erhält seinen Stand in einem angehängten Führerhaus, um alle Lastbewegungen übersehen zu können. Hier sind alle Steuerapparate zu vereinigen. Da mechanische Verbindungen zu den einzelnen Triebwerken nicht möglich sind, kommt nur eine elektrische Fern-

steuerung in Betracht. Die Bremsen werden durch Gewichte belastet (Abb. 419 S. 213) und elektromagnetisch gelüftet. Zum Senken der Last wird der Motor auf Widerstände geschaltet, so daß er durch die niedergehende Last

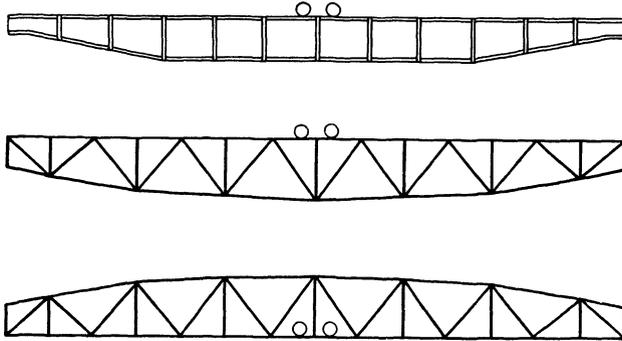


Abb. 442. Formen von Kranträgern.

getrieben als Generator selbst Strom erzeugt, der Last ein Gegengewicht gibt und eine gleichförmige Senkgeschwindigkeit einstellt. Die Stromzuführung erfolgt durch Schleifleitungen.

6. Bock- und Brückenkrane.

Bockkrane. Laufkrane im Freien werden teuer, wenn nicht eine oder beide Kranlaufschienen sich an vorhandene Gebäude anlehnen können. Man verwendet daher meist Bockkrane (Abb. 443). Auf Lagerplätzen werden sie

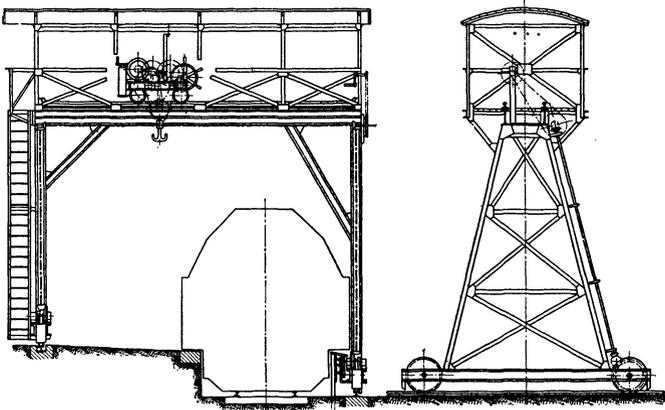


Abb. 443. Bockkran.

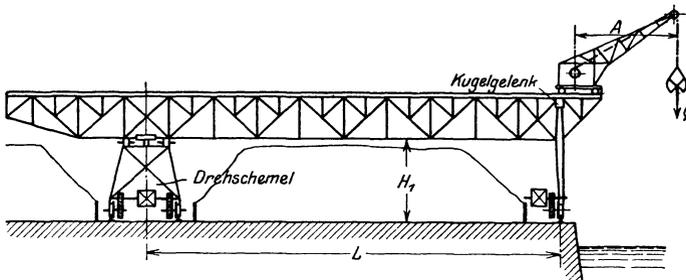


Abb. 444. Brückenkran.

fahrbar, in Gleisanlagen als Überladekrane mit etwa 15 t Tragkraft meist fest aufgestellt und bei seltener Benutzung von Hand angetrieben. Im letzteren Falle wendet man statt der schweren Laufwinden auch Laufkatzen an, die lediglich das Lastseil führen und unter der Last durch eine Zugkette verschoben werden. Laufkatzen sind leichter als Laufwinden, haben aber einen größeren Fahrwiderstand.

Brückenkrane. Auf Lagerplätzen werden solche Krane als Brückenkrane mit langer Fahrbahn (bis 100 m) gebaut (Abb. 444); sie finden insbesondere für Massengüter (Kohle, Erze) in Häfen Verwendung. Hier kommt nur der elektrische Antrieb in Frage, durch diese Betriebsart sind solche Anlagen erst möglich geworden. Auf der Brücke kann eine Laufwinde oder ein Drehkran angeordnet werden. Die Laufwinde läuft zweckmäßig auf einer Fahrbahn am Untergurt, um über ihr Verstärkungen zwischen den Hauptträgern anbringen zu können; sie ermöglicht wegen ihres geringen Gewichts große Fahrgeschwindigkeiten (bis 5 m/s). Der Drehkran ist schwerer, fährt langsamer, belastet die Hauptträger stärker und ungleichmäßig, aber hat ein großes Arbeitsfeld nach beiden Seiten und an den Enden (kürzere Brücke), so daß der Kran weniger oft verschoben zu werden braucht.

Zum Kranfahren erhält jeder Brückenpfeiler einen Elektromotor. Werden beide Triebwerke durch eine Welle gekuppelt, so können Hauptstrommotoren (große Anzugskraft) verwendet werden. Läßt man aber diese Kupplung wegen der großen Reibung fort, so muß man Motoren von konstanter Drehzahl, also Nebenschlußmotoren verwenden, die aber eine geringe Anzugskraft haben. Da genau gleiche Geschwindigkeiten nicht erreichbar sind, so lagert man das eine Brückende drehbar auf den Pfeiler (Abb. 444), um größere Biegungsbeanspruchungen der Brückenträger bei ungleichen Fahrwiderständen auszuschließen.

7. Kabelkrane.

An die Stelle der steifen zweispurigen Fahrbahn für die Lastwinde tritt hier ein einspuriges Trageil, auf dem die Katze durch Seilzug bewegt wird (Abb. 445). Das Trageil wird von fahrbaren Türmen getragen und auf der einen Seite durch ein Gewicht gespannt gehalten. In dem einen Turm steht die Winde für das Hub- und Fahrseil. Bei nicht fahrbaren Kranen kann man die Türme durch Säulen ersetzen, die oben durch Drahtseile verspannt werden. Bildet man den Fuß-

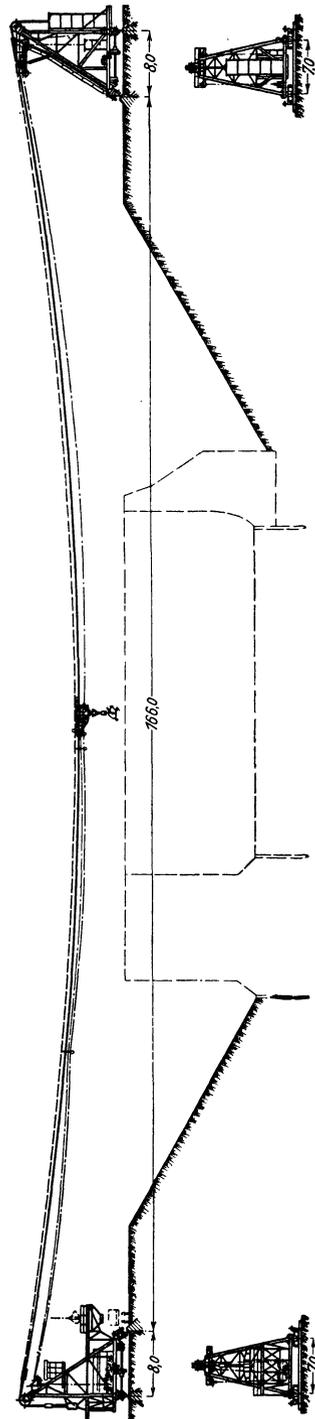


Abb. 445. Kabelkran.

man die Türme durch Säulen ersetzen, die oben durch Drahtseile verspannt werden. Bildet man den Fuß-

punkt als Kugelgelenk aus, so lassen sie sich durch die Verspannung in mäßigen Grenzen schräg stellen, so daß das Arbeitsfeld entsprechend vergrößert wird.

Kabelkrane haben nicht die Leistungsfähigkeit und Dauerhaftigkeit wie Brückenkrane, sind aber in der Beschaffung und Aufstellung wesentlich billiger. Sie finden daher dort Verwendung, wo sie nur vorübergehend Arbeit finden können, wie auf Bauplätzen, Steinbrüchen u. dgl. Mit Erfolg sind sie häufig beim Bau von Schleusen, Ufermauern usw. verwendet und für Spannweiten bis 500 m gebaut. Die Hubgeschwindigkeit beträgt bis 1 m/s, die Fahrgeschwindigkeit bis 3 m/s, vereinzelt bis 5 m/s.

Bücherschau.

Sammelwerke.

- Dubbel, H.: Taschenbuch für den Maschinenbau, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1921.
Lehrbuch des Maschinenhauses. Hrsg. von Esselborn. Leipzig: Wilh. Engelmann 1911,
Hütte: Des Ingenieurs Taschenbuch, 23. Aufl. Berlin: Ernst & Sohn 1919.
Förster, Max: Taschenbuch für Bauingenieure, 4. Aufl. Berlin: Julius Springer 1921.
Die Technik des XX. Jahrhunderts. Hrsg. von A. Miethe. 3. Band. Braunschweig:
Westermann 1912.
v. Hanffstengel: Technisches Denken und Schaffen. Berlin: Julius Springer 1920.
Freytag: Hilfsbuch für den Maschinenbau, 6. Aufl. Berlin: Julius Springer 1919.
Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. Hrsg. von C. Volk. Berlin: Julius Springer
1913.

Maschinenelemente,

- Bach: Die Maschinenelemente, 11. Aufl. Leipzig: Alfred Kröner 1913.
Lindner: Maschinenelemente. Stuttgart: Deutsche Verlagsanstalt 1910.
Grove: Konstruktionslehre der einfachen Maschinenteile. Leipzig: S. Hirzel 1906.
Laudien: Maschinenelemente. Leipzig: M. Jänecke 1907.
Volk: Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. Berlin: Julius Springer 1913.
Krause: Maschinenelemente. 4. Aufl. Berlin: Julius Springer 1922.
Riedler: Maschinenzeichnen. Berlin: Julius Springer 1919.

Elektrotechnik.

- Thomählen: Kurzes Lehrbuch der Elektrotechnik, 10. Aufl. Berlin: Julius Springer
1923.
Lehrbuch der Elektrotechnik. Hrsg. von Esselborn. Leipzig: W. Engelmann 1920.
Benischke: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Elektrotechnik, 6. Aufl. Berlin:
Julius Springer 1922.
Hilfsbuch für die Elektrotechnik. Hrsg. von Dr. Karl Strecker. 9. Aufl. Berlin: Julius
Springer 1921.
Roeßler: Wechselstromtechnik, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1912.
Kyser: Die elektrische Kraftübertragung. 3 Bände. Berlin: Julius Springer 1922.
Hoppe: Praktischer Leitfaden der Elektrotechnik, 2. Aufl. Essen: G. W. Bädeker 1907.
Starkstromtechnik. Hrsg. von V. Rziha und Seidener. 2. Aufl. Berlin: Ernst & Sohn
1912.
Rosenberg: Elektrische Starkstromtechnik, 2. Aufl. Leipzig: O. Leiner 1909.
Klingenberg: Bau großer Elektrizitätswerke. 2 Bände. Berlin: Julius Springer 1919.

Wasserkraftmaschinen.

- Camerer: Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen. Leipzig: W. Engelmann 1914.
Escher: Die Theorie der Wasserturbinen, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1921.
Pfarr: Turbinen für Wasserkraftbetrieb, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1921.
Reichel, E.: Über Wasserkraftmaschinen. Ein Vortrag für Bauingenieure. München
und Berlin: R. Oldenbourg 1914.
Thomann: Die Wasserturbinen und Turbinenpumpen. Stuttgart: Konrad Wittwer
1921.
Quantz: Wasserkraftmaschinen, 4. Aufl. Berlin: Julius Springer 1922.

Wärmetechnik.

- Birven: Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie. Stuttgart und Berlin: Fr. Grub 1905.
 Röttlinger: Die Thermodynamischen Grundlagen der Wärmekraft- und Kältemaschinen. Leipzig: Sammlung Göschen 1905.
 Schüle: Leitfaden der technischen Wärmemechanik, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1922.
 — Technische Thermodynamik. 2 Bände. 4. Aufl. Berlin: Julius Springer. 1923.

Dampfkessel und Dampfmaschinen.

- Dubbel: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen, 6. Aufl. Berlin: Julius Springer 1923.
 Pohlhausen: Die Dampfmaschinen. 2 Bände. Mittweida: Polytechnische Buchhandlung 1912.
 Spalckhaver und Schneiders: Die Dampfkessel, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1923.
 Freytag: Die ortsfesten Kolbendampfmaschinen. Berlin: Julius Springer 1911.
 Schlippe: Die Dampfkessel und ihr Betrieb, 4. Aufl. Berlin: Julius Springer 1913.
 Tetzner: Die Dampfkessel, 7. Aufl. Berlin: Julius Springer 1923.
 Stodola: Die Dampf- und Gasturbinen, 5. Aufl. Berlin: Julius Springer 1922.
 Eyer mann: Die Dampfturbinen. München und Berlin: R. Oldenbourg 1906.
 Stumpf: Die Gleichstrom-Dampfmaschine, 3. Aufl. München und Berlin: R. Oldenbourg 1922.

Verbrennungskraftmaschinen.

- Dubbel: Großgasmaschinen. Berlin: Julius Springer 1910.
 Lüffler und Riedler: Ölmaschinen. Berlin: Julius Springer, Manuldruck, 1922.
 Güldner: Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen und Kraftgasanlagen, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1914.
 Schöttler: Die Gasmaschine, 5. Aufl. Berlin: Julius Springer 1909.

Pumpen.

- Bethmann: Die Pumpen. Leipzig: Oscar Leiner 1912.
 Budau: Vorlesungen über Pumpenbau. Wien und Leipzig: Carl Fromme 1921.
 Berg: Die Kolbenpumpen, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1921.
 Hartmann und Knoke: Die Pumpen. Bearbeitet von H. Berg. 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1906.
 Neumann: Die Zentrifugalpumpen, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer, Manuldruck, 1922.

Hebemaschinen.

- Aumund: Hebe- und Förderanlagen, I. Band. Berlin: Julius Springer 1916.
 Bessel: Hebemaschinen, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1911.
 Bethmann: Aufzugbau. Braunschweig: Vieweg & Sohn 1913.
 — Hebemaschinen, 3. Aufl. Braunschweig: Vieweg & Sohn 1915.
 Ernst: Hebezeuge, 4. Aufl. Berlin: Julius Springer 1903.
 Handbuch der Ing.-Wissenschaften, Baumaschinen. III. Band. Leipzig: W. Engelmann 1908.
 v. Hanffstengel, J.: Förderung von Massengütern. 1 Band. 3. Aufl. (2. Bd. vergriffen). Berlin: Julius Springer 1921.
 Michenfelder: Kran- und Transportanlagen. Berlin: Julius Springer 1912.
 Wettich: Hebezeuge, 2. Aufl. Hannover: M. Jänecke 1913.
 Dub: Der Kranbau. Wittenberg: A. Ziemssen 1921.
 Klein: Vorlesungen über Hebezeuge. Hannover: Helwingsche Verlagsbuchhandlung 1921

Sachverzeichnis.

Achsen 14.
A.E.G.-Turbine 164.
Ampere 55.
Ankerrückwirkung 65.
Akkumulatoren 73.
Arbeit, mechanische 1.
Arbeitsräder 27.
Aufnehmer (Receiver) 14f.
Ausrückkupplungen 18.

Batterie 75.
Baupumpen 187, 193.
Becherturbinen 107.
Bewegungsenergie 2.
Bockkran 226.
Bremsen 211.
Bremsleistung 100.
Brennstoffe für Dampfkessel 135.
— für Gasmaschinen 171, 179.
Brückenkran 226.

Centrifugalpumpen 195.
Condensationseinrichtungen 138.
Crissongetriebe 26.

Dampf 122.
Dampfdüse 154.
Dampfdruckpumpen 201.
Dampfkessel 128.
Dampfkraftanlagen 120.
Dampfmantel 128.
Dampfturbinen 154.
de Laval-Turbine 155.
Dieselmotor 181.
Dieselverfahren 167.
Drahtseil 206.
Drahtseiltrieb 42.
Drehfeld 83.
Drehkraftdiagramm 49.
Drehkran 217.
Drehschieber 153.
Drehstrom 82.
Drehstrommotor 91.
Drehzahl 2.
Dreieckschaltung 82.
Dreileitersystem 91.
Dreiphasenstrom 82.
Druckabstufung 160.
Drucklager 13.

Druckluftpumpen 203.
Dynamomaschinen 65.

Ejektor 201.
Einphasenmotor 93.
Elektromotorische Kraft 53, 55.
Elektromotoren für Gleichstrom 70.
— für Wechselstrom 91.
Energie, mech. 2.
—, elektr. 53.
Entropie 99, 127.
Evolventenverzahnung 26.
Exzenter 51.

Faraday 59.
Feldstärke 59.
Festscheibe 37, 39.
Feuerungsanlage 136.
Flammrohrkessel 131.
Francisturbine 109.

Gallsche Kette 209.
Gasmaschinen 171.
Gelenkkette 209.
Generatorgas 172.
Geschwindigkeitsabstufung 159.
Gichtgas 173.
Gleichstrom 65.
Gleichstromanlage 96.
Gleichdruckverfahren 169.
Gleichstrommaschine, elektr. 65.
—, Dampf 148.
Gleichstrommotor 70.
Gleitlager 5.

Halszapfen 5.
Hanfseile 208.
Hanfseiltrieb 40.
Hauptstrom-Dynamomaschine 68.
— Motor 72.
Heißdampf 124, 148.
Heizfläche 129.
Heizrohrkessel 131.
Hysteresis 64.

Indikator 143.
Indizierter Druck 144.

Indizierte Leistung 143.
Induktion 62.
Injektor 202.

Kabelkran 227.
Kammzapfen 11.
Kapazität 75.
Kegelräder als Reibräder 21.
— als Zahnräder 30.
Kesselstein 129.
Kettentrieb 44.
Kilowatt 53.
Kirchhoffsche Gesetze 55.
Kolbendampfmaschine 141.
Kolbenpumpe 187.
Kommutator 65.
Kondensationsanlagen 138.
Kondensationsmaschine 145.
Kraftlinien 59.
Kraftmaschinen 97.
Kraftträder 27.
Kreiselpumpe 195.
Kreisseiltrieb 41.
Kugellager 11.
Künstlicher Zug 137.
Kupplungen 16.
Kurbel 50.
Kurbeltrieb 45.

Lager 4.
Langsamläufer (Turbine) 113.
Laufkrane 224.
Leistung 1.
Leistungsfaktor 81.
Leitrolle 40.
Leitwiderstand 57.
Löffelturbine 107.
Lokomobilkessel 131.
Lokomotivkessel 131.
Losscheibe 37, 39.

Magnetismus 59.
Mammutpumpe 203.
Mastenkran 221.
Mechanische Arbeit 1.
Mehrfachexpansion 146.
Membranpumpe 192.

Nebenschluß-Dynamo 68.
— Motor 72.
Normalläufer (Turbine) 113.

- Ölmaschinen** 179.
 Ohm 55.
 Ohmsches Gesetz 55.
 — Gesetz für Wechselstrom 80.
 Ottosche Gasmaschine 167.
- Parallelschaltung** 56.
 Parsonsturbine 163.
 Pelton-turbine 107.
 Phasenanzeiger 86.
 Phasenverschiebung 79.
 Pferdestärke 2.
 Pferdestärkenstunde 3.
 Pumpen 184.
 Punktverzahnung 25.
 Pulsometer 201.
- Radiallager** 11.
 Rauchgasvorwärmer 138.
 Reibkupplungen 18.
 Reibräder 20.
 Reihenschaltung 56.
 Reihenschlußmotoren 93.
 Regler 100.
 Repulsionsmotoren 94.
 Riementrieb 34.
 Ringanker 65.
 Rollenzüge 210.
- Sauggasanlagen** 173.
 Schieberellipse 151.
 Schiebersteuerung 130.
 Schiffskessel 131.
 Schlupf bei Riemen 35.
 — bei Drehstrommotoren 92.
 Schnellläufer (Turbinen) 113, 115.
 Schnecke und Schneckenrad 31.
 Schubstange 51.
 Schwungrad 49.
- Seile für Hebemaschinen 206.
 Seiltrieb 34, 40, 42.
 Selbstinduktion 78.
 Servomotor 106.
 Spannrollen 40.
 Spannung, elektr. 53, 55.
 Sperrwerke 211.
 Spurlager 9.
 Stahlbänder 36.
 Stangenköpfe 52.
 Steuerungen für Dampfmaschinen 150.
 Steilrohrkessel 132.
 Sternschaltung 83.
 Stirnräder 20, 23.
 Stirnzapfen 5.
 Strahlpumpen 201.
 Stromstärke 53.
 Stufenscheiben 38, 40.
 Synchronismus 91.
- Teilung bei Zahnrädern** 28.
 Tiefbrunnenpumpe 193.
 Totpunkt 45.
 Traglager 7.
 Traggzapfen 5.
 Triebstockverzahnung 25.
 Transformatoren 87.
 Turbinen, Dampf- 154.
 —, Wasser- 103.
 Turbinenpumpen 198.
 Turmkran 220.
- Übersetzung, mech.** 19.
 —, elektr. 88.
 Überhitzer 138.
 Umformer 90.
- Ventile** 153, 190.
 Ventilsteuerung 153.
- Verbund-Dynamo** 69.
 — Motor 72.
 Verbundmaschine 146.
 Verbrennungskraftmaschinen 166.
 Verdampfungsziffer 135.
 Verpuffungsverfahren 167.
 Vergasermaschinen 181.
 Viertaktverfahren 167.
 Volt 55.
- Wärmeausnutzung** 121.
 Wärmeeinheit 99.
 Wärmekraftmaschinen 98.
 Walzenkessel 130.
 Wasserdampf 122.
 Wasserkraftmaschinen 98, 102.
 Wasserräder 102.
 Wasserrohrkessel 132.
 Watt 53.
 Wechselstrom 76.
 Wechselstrom-Generatoren 84.
 — Motoren 91.
 Wendepole 69.
 Welle 14.
 Welle, gekröpfte 51.
 Widerstand, elektr. 55, 57.
 Winde 216.
 Windkraftmaschinen 98.
 Windkessel 189.
 Wirbelströme 64.
 Wirkungsgrad 3.
- Zahnräder** 23.
 Zapfen 4.
 Zapfenreibung 5.
 Zellenschalter 75.
 Zündung 176.
 Zweiphasenstrom 81.
 Zweitaktmaschine 178.
 Zweitaktverfahren 170.
 Zykloidenverzahnung 24.